

TABLE DES MATIÈRES

| | |
|--|------|
| Remerciements..... | iii |
| Résumé | iv |
| Table des matières | v |
| Liste des tableaux..... | viii |
| Liste des figures..... | ix |
| Liste des sigles et abréviations | xii |
| Chapitre 1 - Introduction | 14 |
| 1.1. Mise en contexte..... | 14 |
| 1.2. Problématique et objectifs..... | 15 |
| 1.3. Organisation du mémoire..... | 16 |
| 1.4. Limitations contextuelles | 17 |
| Chapitre 2 - Revue de la littérature | 19 |
| 2.1. Introduction | 19 |
| 2.2. Les engrenages bio-composites | 21 |
| 2.3. Le comportement en fatigue des engrenages | 23 |
| 2.4. La fatigue à la racine de la dent | 26 |
| 2.5. La modélisation de la fatigue | 29 |
| 2.6. Synthèse..... | 33 |
| Chapitre 3 - Cadre méthodologique | 34 |
| 3.1. Introduction | 34 |
| 3.2. Matériau et fabrication..... | 34 |
| 3.3. Banc d'essai | 38 |
| 3.4. Méthodes et outils de mesure | 41 |
| 3.4.1. Fissuration | 42 |

| | |
|--|----|
| 3.4.2. Résistance résiduelle | 43 |
| 3.4.3. Émission acoustique | 44 |
| 3.5. Tests quasi-statiques | 46 |
| 3.6. Tests en fatigue | 47 |
| 3.7. Modélisation..... | 49 |
| 3.8. Synthèse..... | 53 |
| Chapitre 4 - Résultats et discussion..... | 54 |
| 4.1. Tests quasi-statiques | 54 |
| 4.1.1. Échantillons non renforcés | 54 |
| 4.1.2. Échantillons renforcés | 56 |
| 4.1.3. Comparaison..... | 58 |
| 4.2. Tests en fatigue | 60 |
| 4.2.1. Durée de vie..... | 60 |
| 4.2.1.1. Échantillons sans renforts | 61 |
| 4.2.1.2. Échantillons avec renforts | 62 |
| 4.2.2. Indices d'endommagement | 67 |
| 4.2.2.1. Échantillons sans renforts | 68 |
| 4.2.2.2. Échantillons renforcés | 69 |
| 4.2.2.3. Comparaison avec et sans renforts | 71 |
| 4.3. Modélisations..... | 73 |
| 4.3.1. Fissuration | 73 |
| 4.3.2. Contrainte résiduelle | 75 |
| 4.3.3. Émission acoustique | 76 |
| 4.3.4. Évaluation de l'erreur | 78 |
| 4.4. Synthèse..... | 80 |

| | |
|--|----|
| Chapitre 5 - Conclusions et perspectives..... | 81 |
| 5.1. Conclusions..... | 81 |
| 5.2. Perspectives..... | 82 |
| 5.3. Bibliographie..... | 84 |
| Chapitre 6 - Annexes..... | 1 |
| 6.1. Annexe 1 : Protocole préparation composite pour moulage..... | 1 |
| 6.2. Annexe 2 : Mise en forme des engrenages..... | 3 |
| 6.3. Annexe 3 : Perçage des engrenages..... | 6 |
| 6.4. Annexe 4 : Installation du banc d'essai sur la machine de traction Instron..... | 7 |
| 6.5. Annexe 5 : Code Python pour contrainte résiduelle..... | 11 |
| 6.6. Annexe 6 : Code Python pour données acoustiques..... | 13 |
| 6.7. Annexe 7 : Résultats tests en fatigue-échantillons non renforcés..... | 15 |
| 6.7.1. 0.5 mm..... | 15 |
| 6.7.2. 0.7 mm..... | 15 |
| 6.7.3. 0.8 mm..... | 16 |
| 6.7.4. 0.9 mm..... | 17 |
| 6.8. Annexe 8 : Résultats tests en fatigue-échantillons renforcés..... | 18 |
| 6.8.1. 0.46 mm..... | 18 |
| 6.8.2. 0.52 mm..... | 19 |
| 6.8.3. 0.55 mm..... | 21 |
| 6.8.4. 0.58 mm..... | 22 |

LISTE DES TABLEAUX

| | |
|--|----|
| Tableau 1 - Description des plateaux de température à différents couples à une vitesse de 500 tours par minute [23]..... | 24 |
| Tableau 2 - Estimation des facteurs de calcul de contrainte | 44 |
| Tableau 3 - Paramètre d'acquisition des émissions acoustiques | 46 |
| Tableau 4 - Force et déplacement à la rupture des échantillons non renforcés... | 56 |
| Tableau 5 - Force et déplacement à la rupture des échantillons renforcés | 57 |
| Tableau 6 - Comparaison des contraintes en flexion avec la littérature..... | 59 |
| Tableau 7 - Raideur par vitesse d'avance par taux de renforts | 60 |
| Tableau 8 - Moyenne et écart type des durées de vie des échantillons sans renforts | 62 |
| Tableau 9 - Nombre de tests conservés | 63 |
| Tableau 10 - Moyenne et écart type des durées de vie des échantillons renforcés | 66 |
| Tableau 11 - Estimation de la contrainte en fatigue | 66 |
| Tableau 12 - Comparaison des durées de vie avec la littérature..... | 67 |
| Tableau 13 - Paramètres des modèles appliqués à la mesure de la fissure..... | 73 |
| Tableau 14 - Paramètres des modèles appliqués à la résistance résiduelle | 75 |
| Tableau 15 - Paramètres des modèles appliqués à l'émission acoustique..... | 77 |
| Tableau 16 - Position dent testée en flexion | 9 |

LISTE DES FIGURES

| | |
|---|----|
| Figure 1 - Évolution des échantillons utilisés | 16 |
| Figure 2 - Comparaison des données expérimentales et numériques de Mijiyawa [23]..... | 22 |
| Figure 3 - Mode d'endommagement en fonction de la charge [29]..... | 25 |
| Figure 4 - Comparaison des bancs de Gasparini et al., [30] et de Handschuh et al., [31] | 26 |
| Figure 5 - Banc d'essai proposé par la SAE [34]..... | 27 |
| Figure 6 - Séquence de tests issue de Wheitner et Houser [34] | 27 |
| Figure 7 - Évolution et distribution de la compliance en fonction du temps [37]... | 28 |
| Figure 8 - Modèle corrigé par Min et al., [39]..... | 29 |
| Figure 9 - Matrice du modèle de Markov [44]..... | 30 |
| Figure 10 - Exemple des données recueillies pas Rowatt et Spanos [44] | 31 |
| Figure 11 - Exemple de mesure de Wei et al., [46] | 32 |
| Figure 12 - Fibres de bouleau jaune | 35 |
| Figure 13 – HDPE | 35 |
| Figure 14 - MAPE | 35 |
| Figure 15 - Rouleaux chauffants..... | 36 |
| Figure 16 - Granule de composite à 40% de fibres | 37 |
| Figure 17 - Moule à engrenage..... | 37 |
| Figure 18 - Presse chauffante..... | 37 |
| Figure 19 - Engrenages renforcés et non renforcés | 38 |
| Figure 20 - Banc d'essai-Vue de côté | 39 |
| Figure 21 - Vue interface poinçon/engrenage | 39 |
| Figure 22 - Engrenage numéroté selon le nombre de dents et le nombre de test40 | |
| Figure 23 - Capteurs d'émission acoustique sur l'engrenage | 41 |
| Figure 24 - Schéma des forces..... | 41 |
| Figure 25 - Caméra pour mesure de la fissure..... | 42 |
| Figure 27 - Illustration d'une onde acoustique avec les paramètres d'acquisition [56]..... | 45 |
| Figure 28 - Fonction de déplacement | 48 |

| | |
|---|----|
| Figure 29 - Force en fonction du déplacement pour des vitesses de 5 à 500 mm/min et 0% de renfort | 55 |
| Figure 30 – Force en fonction du déplacement pour des vitesses de 5 à 500 mm/min et 40% de renfort | 57 |
| Figure 31 - Raideur des dents en fonction de la vitesse d'avance pour 0% et 40% de renfort..... | 59 |
| Figure 32 - Durée de vie des échantillons sans renforts | 61 |
| Figure 33 - Durée de vie des échantillons avec renforts | 64 |
| Figure 34 - Distribution de Weibull, à gauche la distribution linéarisée et à droite la distribution cumulative | 65 |
| Figure 35 - Mesures relatives selon trois indices d'endommagement pour un déplacement de 0.6 mm à 0% de renfort..... | 68 |
| Figure 36 - Mesures relatives selon trois indices d'endommagement pour un déplacement de 0.49 mm à 40% de renfort | 70 |
| Figure 37 - Courbe de fatigue pour l'atteinte des différentes étapes de la progression de la fissure pour les échantillons renforcés..... | 71 |
| Figure 38 - Exemple type des indices d'endommagement pour un échantillon sans renforts..... | 71 |
| Figure 39 - Exemple type des indices d'endommagement pour un échantillon avec renforts..... | 72 |
| Figure 40 - Comparaison des chemins de fissure (à droite : non-renforcé, à gauche : renforcé) | 72 |
| Figure 41 - Division des étapes du modèle appliqué à la fissuration | 73 |
| Figure 42 - Comparaison des modèles issus des données de fissurations pour chaque déplacement | 74 |
| Figure 43 - Division des étapes du modèle appliqué à la résistance résiduelle ... | 75 |
| Figure 44 - Comparaison des modèles issus de la résistance résiduelle pour chaque déplacement | 76 |
| Figure 45 - Division des étapes du modèle appliqué à l'émission acoustique | 77 |
| Figure 46 - Comparaison des modèles issus de l'émission acoustique pour chaque déplacement | 77 |
| Figure 47 - Erreur des différents modèles en fonction de l'indice utilisé | 79 |

| | |
|--|----|
| Figure 48 - Position enclume-poinçon-dents..... | 10 |
| Figure 49 - Mesures relatives selon trois indices d'endommagement pour un déplacement de 0.7 mm à 0% de renfort..... | 16 |
| Figure 50 - Mesures relatives selon trois indices d'endommagement pour un déplacement de 0.8 mm à 0% de renfort..... | 17 |
| Figure 51 - Mesures relatives selon trois indices d'endommagement pour un déplacement de 0.9 mm à 0% de renfort..... | 18 |
| Figure 52 - Mesures relatives selon deux indices d'endommagement pour un déplacement de 0.46 mm à 40% de renfort..... | 19 |
| Figure 53 - Mesures relatives selon trois indices d'endommagement pour un déplacement de 0.52 mm à 40% de renfort..... | 20 |
| Figure 54 - Mesures relatives selon trois indices d'endommagement pour un déplacement de 0.55 mm à 40% de renfort..... | 21 |
| Figure 55 - Mesures relatives selon trois indices d'endommagement pour un déplacement de 0.58 mm à 40% de renfort..... | 22 |

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

| Symbole | Description | Unités |
|-------------------|--|-------------------|
| ABS | Acrylonitrile butadiène styrène | |
| b_i | État d'une chaîne de Markov | |
| CDF | Fonction de distribution cumulative | |
| CIPP | Centre Intégré en Pâte et Papier | |
| CRML | Centre de Recherche en Matériaux Lignocellulosique | |
| ΔT | Variation de température au sein d'un plateau | °C |
| ΔT_{\max} | Écart de température d'un couple à un autre | °C |
| D_{\max} | Déplacement maximal | mm |
| D_{\min} | Déplacement minimal | mm |
| F | Largeur d'engrenage | po |
| HDPE | Polyéthylène Haute densité | |
| HDT | Temps de définition du coup | μs |
| HLT | Temps de fin du coup | μs |
| i | Indice du nombre de cycle ou d'état | |
| J | Facteur de forme (AGMA) | |
| K_B | Facteur d'épaisseur de rebord | |
| K_M | Facteur de distribution de charge | |
| K_O | Facteur de surcharge | |
| K_S | Facteur de dimension | |
| K_V | Facteur dynamique | |
| k_{xi}^2 | Variance | |
| MAPE | Polyéthylène maléique | |
| MPa | Mégapascal | N/mm ² |
| m_{xi} | Moyenne des mesures | |
| n | Nombre de point du modèle ou nombre de mesures | |
| N | Nombre de cycle | Cycle |
| PA6 | Polyamide 6, Nylon | |
| PC | Polycarbonate | |
| P_d | Pas diamétral | Dent/po |
| PDT | Temps de définition du sommet | μs |
| p_i | Probabilité de maintien | |
| POM | Polyoxyméthylène | |
| PP | Polypropylène | |
| PTM | Matrice de probabilité de transition | |
| q_i | Probabilité de transition | |
| R^2 | Coefficient de détermination | |
| r_i | Ratio de transition | |
| σ | Contrainte | MPa |
| $T_{b\max}$ | Température d'équilibre maximum | °C |

| | | |
|-------------|---|----|
| T_{bmin} | Température d'équilibre minimum | °C |
| T_i | Température initiale | °C |
| TMP | Mise en pâte thermomécanique | |
| W | Force | N |
| W_r | Force radiale | N |
| W_t | Force tangentielle | N |
| X_i | Valeur d'atteinte des tests expérimentaux | |
| Y | Facteur de forme de Lewis | |
| y_i | La valeur de la mesure | |
| \hat{y}_i | La valeur prédite par le modèle de distribution | |

CHAPITRE 1 - INTRODUCTION

1.1. Mise en contexte

Les premiers engrenages répertoriés datent de 800 av. J.-C. [1] et étaient fabriqués de bois, un matériau non homogène et peu durable. Les engrenages métalliques prennent leur place autour de 100 av. J.-C. Ces derniers présentent des propriétés homogènes, mais à un coût plus élevé. Durant le 20^e siècle, les engrenages en polymère et en composite ont fait leur apparition. Les polymères proposent un coût de production de masse plus faible que les matériaux métalliques et les composites proposent des propriétés mécaniques plus élevées que les polymères avec un coût de production très près de celui des polymères.

Les engrenages métalliques sont toujours utilisés de nos jours, principalement pour leur résistance mécanique et thermique ainsi que pour leur capacité à dissiper la chaleur générée durant la phase d'engrènement. Les engrenages plastiques, quant à eux, possèdent d'autres avantages, telle la résistance à la corrosion [2], la possibilité d'opérer sans lubrifiant, l'amortissement des vibrations et le faible coût de fabrication. Ils présentent cependant plusieurs défis de conception due à l'évolution de leurs propriétés mécaniques avec la température [3].

La tendance vers les matériaux polymères est générale et présente une croissance annuelle moyenne de 5% entre 2009 et 2014 [4]. Les polymères comme les composites synthétiques et/ou naturels sont des matériaux qui peuvent contribuer d'une manière significative à la réduction du poids de véhicules par exemple [5]. Ceci ne peut être considéré qu'un avantage, dans la mesure où ça va amener à une réduction des émissions de CO₂. Pourtant, la majorité de la production des pièces polymères est encore issue du pétrole, donc de matière non renouvelable. Malheureusement, on ne trouve qu'un très faible pourcentage de matériaux dits verts utilisés dans l'industrie manufacturière [6]. Il est donc important, dans la vision d'un nouveau matériau, qu'il soit recyclable et/ou réutilisable afin de réduire son impact environnemental.

La solution proposée par notre groupe de recherche est le remplacement des plastiques traditionnels par un composite à fibre naturelle. L'apport de fibres courtes de

bouleau jaune procure au polyéthylène haute densité (HDPE) des propriétés mécaniques comparables à celles du polyamide 6 (PA6, Nylon) [7] et [8]. De plus, les propriétés mécaniques des composites à fibre naturelle tendent à rester constantes après plusieurs processus de recyclage [9], ce qui encourage la bonne utilisation du composite proposé. Les fibres étant naturelles, 40% de la masse du composite est biosourcée, ce qui réduit son impact environnemental. De plus, les fibres sont fabriquées par l'industrie papetière installée dans la région de Trois-Rivières [10], ce qui leur confère un faible coût de production. Finalement, le HDPE a été choisi comme matrice principalement pour son faible coût relatif, mais également pour la possibilité de le produire à partir de biomasse. Ce dernier point ouvre la porte, à long terme, à un composite produit complètement de ressources renouvelables.

1.2. Problématique et objectifs

La problématique de ce mémoire est le manque de connaissance sur le comportement en flexion-fatigue du composite proposé appliqué à une dent d'engrenage. Bien que ce comportement ait déjà été étudié à l'échelle d'une éprouvette respectant les normes géométriques ASTM-D790 en mode flexion trois-points [8], il n'est pas connu sous la géométrie d'une dent d'engrenage. Cette géométrie apporte un état de contrainte différent de celui de la flexion trois-points. Le comportement thermique et de fatigue a également déjà été considéré par l'entremise de tests de simulation de fonctionnement réel des engrenages [11]. Cependant, le lien entre les contraintes mesurées en flexion simple et les contraintes réelles de la mise en opération de l'engrenage est inconnu. L'apport de la variable thermique (principalement causé par l'usure et le frottement) est également non quantifié.

L'objectif est donc de trouver un lien entre le comportement en flexion trois-points et les essais rotatifs, tel qu'illustré à la figure 1. Pour ce faire, il est visé de quantifier l'endommagement en flexion d'une seule dent d'engrenage. En isolant la dent testée, l'apport thermique induit par la friction se trouve négligeable.

Le second objectif du présent travail est de modéliser l'endommagement par une approche stochastique. L'avantage de cette approche réside dans sa capacité à prendre en considération différentes variables et incertitudes de fabrication, de charge et de condition de service pour étudier l'évolution de l'endommagement en fatigue d'une dent d'engrenage. Un tel modèle permet de trouver et de qualifier quel indice de mesure représente le mieux les essais réalisés.

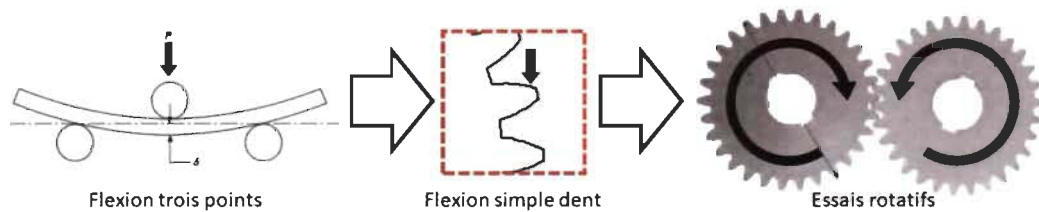


Figure 1 - Évolution des échantillons utilisés

1.3. Organisation du mémoire

Premièrement, une revue de littérature présente les articles jugés les plus intéressants. La revue est introduite avec un historique de développement du matériau utilisé avant d'être divisée en quatre sections, soit; les engrenages bio-composites, le comportement en fatigue des engrenages, la fatigue à la racine de la dent et la modélisation de la fatigue.

Deuxièmement, la méthodologie est exposée. La fabrication du composite et des échantillons est décrite. Le banc d'essai conçu pour isoler la flexion d'une seule dent d'engrenage est détaillé. Par la suite, les trois méthodes de mesure de l'endommagement choisies sont présentées; la mesure de la fissuration, la charge résiduelle et l'émission acoustique. De plus, l'équipement utilisé pour chaque indice est décrit avec le format des valeurs attendues. La procédure des tests quasi-statiques est ensuite rapportée. La même chose est faite pour la procédure des tests en fatigue. Finalement, le modèle stochastique proposé est expliqué avec les équations menant à sa construction.

Troisièmement, les résultats sont présentés. En premier lieu, les résultats des tests quasi-statiques, ce qui inclut les forces maximales et les déplacements au bris. Les contraintes mesurées sont comparées à la littérature et la raideur des dents est estimée. Pour les tests en fatigue, la progression des durées de vie est présentée en plus de la progression de l'endommagement. L'évolution de trois grandeurs pouvant décrire l'endommagement qui sont les contraintes résiduelles, le nombre de coups des mesures par émission acoustique et propagation des fissures mesurées par caméra CCD est montrée et comparée entre les tests pour des éprouvettes avec et sans renforts. Trois étapes d'endommagement sont ciblées pour chaque indice, puis les paramètres des modèles sont calculés. Les modèles sont construits et comparés aux données expérimentales. Finalement, la précision des modèles en fonction des indices d'endommagement est mise en évidence. L'influence du cas de chargement est également observée sur la justesse du modèle. Les raisons des variations et de la justesse du modèle sont par la suite discutées.

Ensuite, une section rappelant les principales innovations apportées par ce projet de maîtrise fait guise de conclusion. Dans ce chapitre, il est également question des relations observées entre les différentes variables ainsi que des conditions d'utilisation du modèle proposé. Finalement, des perspectives sont listées concernant les prochaines étapes du projet essentielles pour produire des engrenages en composite de fibres naturelles.

1.4. Limitations contextuelles

Ce projet s'imbrique au sein d'un développement de plus grande échelle. Cela mène à quelques limitations expérimentales.

La première est le matériau utilisé. Les fibres de bouleau et la matrice de HDPE sont des paramètres fixes qui sont fonction de l'environnement où le projet a vu le jour et des résultats des étapes antérieures de développement. Plusieurs autres projets en cours utilisent la même combinaison renfort/matrice.

La deuxième limitation est en fait due à l'hypothèse appliquée au matériau. L'hypothèse posée est que le matériau réagit comme un matériau fragile ou quasi-fragile lorsqu'une dent est sollicitée en mode flexion. C'est-à-dire avec peu de déformation plastique et une progression statistique de l'endommagement, dans notre cas il s'agit essentiellement de l'initiation et la propagation d'une fissure. Le modèle stochastique ciblé par ce mémoire permet de décrire ce genre de matériau.

CHAPITRE 2 - REVUE DE LA LITTÉRATURE

2.1. Introduction

Tout d'abord, il est important de souligner que le projet prend place en Mauricie, qui avait, en date de l'an 2000, le plus haut nombre d'usines de pâtes et papiers au Québec [12]. Trois-Rivières était même reconnue comme la capitale du papier journal [10]. Cependant, l'ère d'internet et les nouvelles plateformes numériques ont causé une chute très importante de la demande de papier et notamment le papier journal plusieurs fusions et fermetures d'usines en témoignent depuis 1977 [10] [13]. C'est dans ce contexte que l'industrie essaie de se renouveler. L'intérêt est de trouver un produit pouvant utiliser la matière première de la région ainsi que ses atouts hydrographiques.

Le groupe de recherche de Kokta et al., [14] propose, en 1983, de placer des fibres de tremble issues de pulpe au sein d'une matrice de polystyrène (PS). Comparées au polymère original, toutes les propriétés mécaniques du matériau étaient augmentées. Un taux de fibre maximum de 40% massique est atteint.

Dans la suite des travaux du groupe, Beshay et al., [15] utilisent une matrice de polyéthylène (PE) avec des fibres de tremble. Les résultats de Beshay montrent une élongation, une énergie de rupture, une contrainte de rupture et un module en tension plus élevés qu'un composite renforcé de fibres de verre. De plus, le coût de production des fibres de bois est de plusieurs fois inférieur à celui des fibres de verre.

Ensuite, Raj et al., [16] présentent des travaux impliquant le prétraitement des fibres utilisées ainsi que différents agents couplant dans la fabrication des composites. Des pulpes à haute teneur en cellulose sont également comparées. L'agent couplant fait effet sur toutes les propriétés mesurées, tandis que le traitement préalable des fibres influence peu le module élastique. Les résultats démontrent une fois de plus un avantage pour les fibres naturelles face aux fibres de verre.

L'optimisation des constituants continue jusqu'au travaux de Mijiyawa et al., [7] qui comparent les fibres de bouleau et de tremble dans une matrice de polypropylène (PP) avec et sans agent couplant. L'intérêt de l'utilisation du bouleau est principalement sa

grande présence dans la région [17]. L'apport de l'agent couplant et d'une proportion d'au moins 30% massique de fibres est démontré. De plus, Mijiyawa compare les modules obtenus avec ceux de différents plastiques techniques. Les modules d'Young des échantillons renforcés se comparent de manière avantageuse à la plupart des plastiques techniques sans, dans aucun cas, en dépasser le coût. En effet, le coût du composite proposé est estimé autour de 1.2 CAN\$/kg, alors que le coût du polyamide (PA) est supérieur à 5 CAN\$/kg pour un module élastique inférieur. Dans son article, l'auteur détaille les différentes étapes de mise en forme du composite. Ces étapes sont réutilisées par d'autres auteurs du groupe et sont également adoptées dans ce mémoire.

Bravo et al., [18] caractérisent l'endommagement en tension pour une matrice de polyéthylène haute densité (HDPE) et des fibres de bouleaux à l'aide de l'émission acoustique. Les dommages sont séparés en quatre types; fissuration de la matrice, friction de la matrice, décohésion entre les fibres et la matrice et friction entre les fibres et la matrice. L'équipe dans laquelle a évolué le chercheur Bravo reprend la même stratégie pour développer un composite muni d'une matrice de HDPE de source naturelle. Deux types de tests sont effectués, premièrement des tests cycliques en tension [19] puis des tests en flexion [20]. La matrice naturelle possède des propriétés mécaniques supérieures à la matrice standard grâce à une meilleure cohésion avec les fibres. En raison de sa fragilité, la matrice naturelle présente moins d'évènements acoustiques avant sa rupture.

Par la suite, Mejri et al., [8] se penchent sur l'aspect comportement en fatigue d'éprouvette simple en mode flexion. Sur des tests en flexion trois-points, une influence de la fréquence de chargement sur la progression de l'endommagement est observée. L'endommagement est quantifié de trois façons; par mesure de la propagation des fissures, par la contrainte résiduelle et par émission acoustique. Les propriétés élastiques du composite bouleau/HDPE et ces durées de vie obtenues lors des essais de fatigue sont comparées aux propriétés et durées de vie des matériaux plastiques techniques, spécifiquement le Nylon (PA 6 et PA66) et les deux matériaux possèdent un comportement et des propriétés comparables sur un grand nombre de cycles.

La transition entre la phase de recherche fondamentale au niveau des propriétés du matériau et la phase de production se fait en développant un produit ou une pièce réelle à partir du matériau choisi. Le produit ou pièce choisi par le groupe est l'engrenage. Les engrenages plastiques occupent une grande part du marché et sont de plus en plus aptes à remplacer les engrenages métalliques dans plusieurs applications [21]. La demande mondiale des engrenages en plastique a augmenté de 6,0% par an jusqu'en 2019 pour atteindre 221 milliards de dollars [22].

Présentement, les engrenages sont principalement fabriqués en polyoxyméthylène (acétal, POM), en polytéréphtalate de butylène (PBT), en polyamide (Nylon, PA), en polytéréphtalate d'éthylène (PET) et en polycarbonate (PC) [21]. Ce sont tous des plastiques techniques auxquels se compare avantageusement, au stade d'éprouvette, le composite à fibres naturelles présenté par notre groupe de recherche.

La présente revue de littérature se penche donc sur l'application du composite à fibres naturelles présenté dans cette introduction au cas de l'engrenage. Plusieurs auteurs du groupe ont déjà publié leurs recherches sur une application du composite au cas de l'engrenage [11] [23] [24]. La revue de littérature s'oriente sur le mode d'endommagement dont ce mémoire se veut de traiter et sur le modèle proposé.

La revue de littérature est divisée en quatre sections, soit l'application de bio-composites aux engrenages, le comportement en fatigue des engrenages, la fatigue à la racine de la dent et les modèles permettant le suivi du comportement des dents jusqu'à la rupture finale en fatigue. Cette revue veut principalement montrer deux points; premièrement, que peu d'articles touchent le sujet des bio-composite appliqués aux engrenages et de présenter les méthodes actuelles d'essais et de modélisation.

2.2. Les engrenages bio-composites

D'une première main, Itagaki et al., [25] utilisent des particules organiques issues de coques de riz dans le but de réduire la friction d'engrenages plastiques. L'intérêt environnemental de biosourcer une partie de la matière première est mis en évidence.

L'objectif de cet article est de réduire la friction, comparativement aux travaux de ce mémoire qui tentent de bonifier les propriétés mécaniques de la matrice utilisée.

Mijiyawa [24] étudie le comportement thermomécanique d'engrenages en composite à base de fibres de bouleau et d'une matrice de polyéthylène (HDPE). Il réalise ces essais sur un banc d'essai de fatigue rotatif et mesure principalement la température d'équilibre que peut atteindre un engrenage en mode de simulation en fonctionnement réel. La progression de la température au long de l'essai est également simulée par l'auteur en utilisant la méthode des différences finies. Quatre couples différents sont testés, soit 2.5 Nm, 5 Nm, 7.5 Nm et 10 Nm. Le modèle proposé corrèle assez bien avec l'évolution des températures d'équilibre pour une vitesse de rotation de 500 tours/min. Cependant, la corrélation est moins évidente à plus haut couple et une vitesse de 1000 tours/min, tels que présentés à la figure 2.

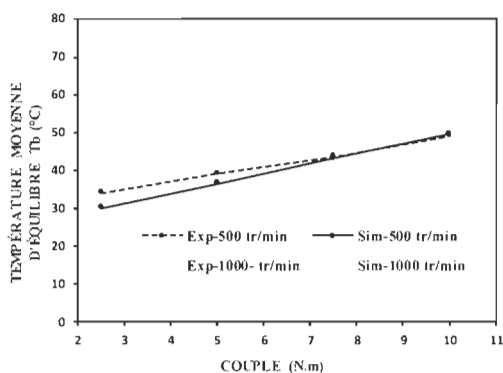


Figure 2 - Comparaison des données expérimentales et numériques de Mijiyawa [24]

Bravo et al., [11] testent des engrenages en bio-composite de bouleau et de HDPE sur un banc d'essai rotatif. Les résultats montrent un avantage du côté du composite face à des engrenages d'acétal et d'ABS. L'avantage est principalement marqué sur l'augmentation de température durant l'essai, qui est plus faible pour le composite. Une température de fonctionnement plus basse corrèle directement avec une durée de vie plus longue. L'auteur caractérise également ses échantillons avec l'émission acoustique et observe trois zones de progression de l'énergie acoustique. L'intérêt du coût du composite face aux plastiques techniques est mentionné en plus de l'apport recyclable voir biodégradable de ce type de composite.

La diversité des articles montre que peu de travaux sont effectués sur l'application aux engrenages de matériaux composites impliquant des renforts naturels, et ce, malgré de nombreux travaux sur l'optimisation des propriétés mécaniques de ces derniers. En fait, la majorité des articles de cette section sont du même groupe, ou d'un groupe parent, à celui des présents travaux.

2.3. Le comportement en fatigue des engrenages

Le comportement en fatigue des engrenages métalliques est déjà relativement bien connu. Les normes de l'American Gear Manufacturer Association (AGMA) [26] englobent les deux principaux types de bris des engrenages métallique, soit la fatigue à la racine ou de contact et l'usure (piques et écaillages). Des équations sont fournies pour les deux types de contraintes; la contrainte en flexion et la contrainte de contact. Des normes équivalentes pour les engrenages plastiques existent également [27]. Dans les distinctions notables, un facteur de ratio de contact est présent pour s'ajuster à la déformation plus importante des engrenages plastiques [28] et l'ajout d'une équation de température d'équilibre [29].

Koffi [3] liste les contraintes principales des engrenages polymères et les présente comme des facteurs de dimensionnement. Ces facteurs de dimensionnement sont la contrainte de flexion, la contrainte de contact, le comportement thermomécanique et l'usure. L'usure est documentée par des recommandations de couple de matériaux, tandis que les trois autres critères présentent des équations avec différents facteurs. Il est cité que la majorité des logiciels se penchent sur calcul des contraintes de flexion et de contact en négligeant les deux autres critères qui sont encore au stade de recherche.

Mijiyawa [24] traite principalement des températures d'équilibre ou de stabilisation entre des couples d'engrenages en composite de fibres naturelles. La température d'équilibre est normalement atteinte rapidement (après un certain temps ou nombre de cycles, environ 1 500 cycles pour les travaux de Mijiawa) et se présente sous forme d'un plateau. Le tableau 1 montre la température de stabilisation (T_{bmin} et T_{bmax}) de ces plateaux ainsi que la température initiale (T_i) de ceux-ci. La différence entre la

température initiale et la température maximale mesurée sur une zone de l'engrenage (ΔT_{max}) est calculée pour quantifier l'augmentation de température d'un couple à l'autre. Un second calcul est présenté, la différence entre la température maximale et minimale pour quantifier la variation de température du plateau (ΔT). D'après l'auteur, l'augmentation du couple corrèle avec l'augmentation de la température d'équilibre. La vitesse de rotation influence aussi, à la hausse, la température d'équilibre. Le modèle corrèle bien à plus faible couple, mais s'éloigne des données expérimentales à couple plus élevé. En fait, les températures sont très près à une contrainte de 2.5 Nm, mais un facteur d'environ 2 les sépare à 10 Nm (figure 2).

Tableau 1 - Description des plateaux de température à différents couples à une vitesse de 500 tours par minute [24]

| Couple (N.m) | Plage d'évolution de la température (°C) | | | Plage de stabilisation de la température d'équilibre (°C) | | |
|------------------------------|---|------------|------------------|--|------------|------------|
| | T_i | T_{bmax} | ΔT_{max} | T_{bmin} | T_{bmax} | ΔT |
| 2.5 | 26 | 38.9 | 12.9 | 34.3 | 38.9 | 4.6 |
| 5 | 34.3 | 47.4 | 13.1 | 41.6 | 47.4 | 5.8 |
| 7.5 | 41.6 | 54.3 | 12.7 | 48.8 | 54.3 | 5.5 |
| 10 | 48.8 | 61.4 | 12.6 | 55 | 61.4 | 6.4 |
| 12.5 | 55 | 71.4 | 16.4 | 61.4 | 71.4 | 10 |
| $C_{adm} = 12.5 \text{ N.m}$ | | | | | | |

Bravo et al., [11] proposent une comparaison des durées de vie entre différents plastiques techniques et un composite HDPE/fibre de bouleau. Les durées de vie sont très proches pour les différentes charges même si la température d'équilibre du composite est distincte des échantillons de polycarbonate (PC) et d'Acrylonitrile butadiène styrène (ABS). Bien que comparé sur des plages différentes de contrainte et de vitesse, le composite conserve une température d'équilibre inférieure à celle de l'ABS. Dans la majorité des cas d'engrenage polymère et composite, une température d'équilibre inférieure corrèle avec des durées de vie plus importantes.

Dans un autre article, Bravo et al., [30] présentent plusieurs cas de chargement, variant en charge, d'une simulation d'engrenage dans le but d'identifier le mode principal d'endommagement (figure 3). À charge plus importante, la résistance quasi-statique est fautive alors qu'en dessous de 37'500 N/m, les contraintes thermiques sont critiques

jusqu'à 13'000 N/m. En dessous de cette valeur, la fatigue de la racine est le mode prédominant. La fatigue à la racine et les deux modes thermiques, soit la température à la surface et la température du noyau, sont les trois modes qui limitent les performances en fatigue d'un engrenage plastique.

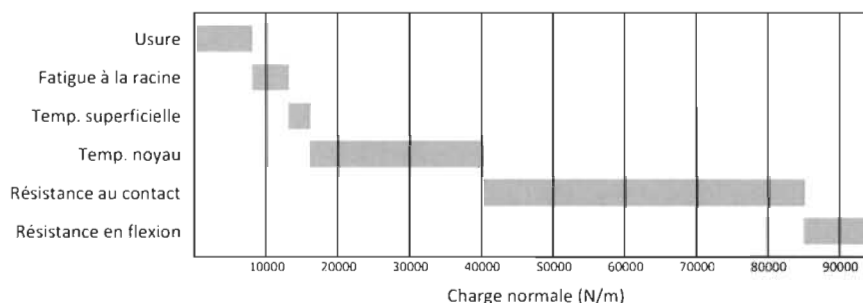


Figure 3 - Mode d'endommagement en fonction de la charge [30]

Pogacnik et Tavcar [29] estiment la température d'équilibre et la contrainte admissible pour différents matériaux appliqués à l'engrenage. Des résultats obtenus, il en ressort que la combinaison de polymère utilisée peut déterminer le mode d'endommagement principal du train d'engrenages. En effet, les combinaisons de mêmes matériaux, renforcés ou non, mènent à une température d'équilibre peu constante et plus élevée que les couples de polymères différents. Dans la majorité des cas, le mode d'endommagement critique est la fissuration de la racine. Seul les couples Nylon/Nylon et POM/POM présentent des modes critiques différents; respectivement un mode lié à la température et un mode lié à l'usure.

Les principaux travaux qui touchent à la fois le comportement des engrenages et les engrenages plastiques et composites semblent principalement axés sur l'aspect thermique du comportement. Les engrenages plastiques étant généralement utilisés à plus faible couple, la fatigue à la racine demeure un mode d'endommagement d'intérêt pour l'optimisation de la durée de vie des engrenages plastiques et composites.

2.4. La fatigue à la racine de la dent

La fatigue à la racine de la dent est un mode critique d'endommagement opérant à faible charge [30]. Seules l'usure et les avaries de contact sont critiques à plus faible charge que la fatigue à la racine. La fatigue à la racine est également l'un des modes les plus simples à isoler. Gasparini et al., [31], Handschuh et al., [32], Krantz et Tufts [33] et Stringer et al., [34] utilisent tous un banc d'essai isolant la contrainte en flexion sur une seule dent. Les bancs sont comparables dans l'optique où l'engrenage est bloqué en rotation par une seconde dent. Dans le cas de Gasparini, la seconde dent est également contrainte en flexion, telle qu'illustrée à gauche sur la figure 3. Tandis que dans les trois autres cas, la seconde dent est bloquée à sa base et n'est donc pas considérée dans la déformation totale. Le second cas est illustré à droite sur la figure 4 par le banc d'essai de Handschuh.

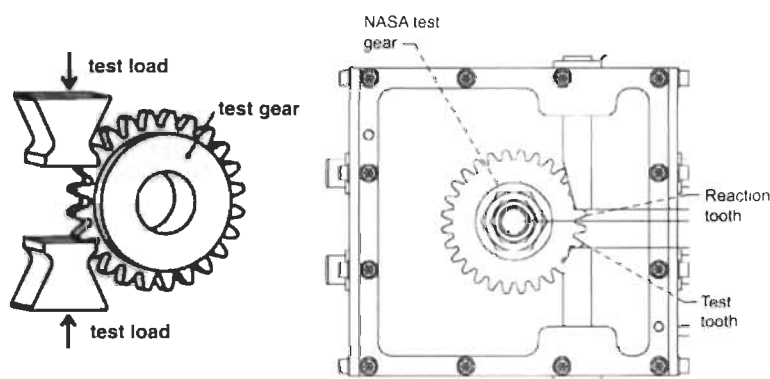


Figure 4 - Comparaison des bancs de Gasparini et al., [31] et de Handschuh et al., [32]

Wheitner et Houser [35] décrivent plus en détail leur banc d'essai conçu selon la norme SAE J1619 [36]. Le banc d'essai proposé implique encore une fois de bloquer la rotation de l'engrenage à la base d'une seconde dent (figure 5). L'alignement du banc avec l'engrenage est assuré, car l'engrenage est fixé sur le même axe que celui où sont fixées les enclumes. Le montage présenté permet de tester 16 dents sur un engrenage en possédant 34. Cela est fait en espaçant suffisamment (trois dents) la dent testée de la précédente et ainsi continué la séquence de tests pour un deuxième tour d'engrenage. Ce principe est illustré à la figure 6.

Par la suite, les points positifs et négatifs du banc d'essai proposé par la SAE sont discutés. Parmi les points mentionnés, la rigidité de l'interface axe/engrenage est préférée moins rigide pour limiter l'action compressive induite par la déformation de la surface de la dent. Ensuite, le manque d'ajustement implique que la seule méthode pour réajuster le banc d'essai après l'usure des enclumes est de repenser la conception de ces dernières. Finalement, l'angle de l'enclume bloquant favorise une plus grande plage de contact avec la base de la dent, ce qui est positif.

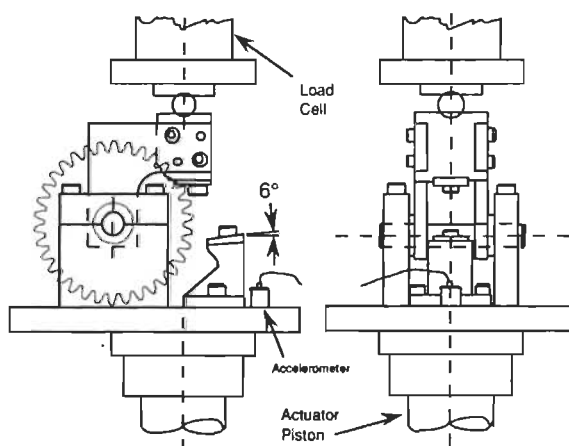


Figure 5 - Banc d'essai proposé par la SAE [35]

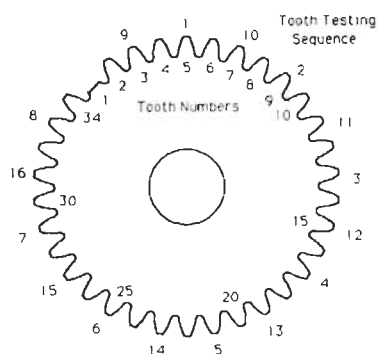


Figure 6 - Séquence de tests issue de Wheatner et Houser [35]

Olsson et al., [37] utilisent un banc d'essai avec deux dents chargées en flexion pour réaliser des essais en fatigue. Il est comparable à celui de Gasparini illustré à la figure 4. Dû à l'absence d'axe au centre des échantillons, le ratio de chargement est supérieur à 0, ce qui signifie que la contrainte n'est pas retirée au complet. Tous les tests

réalisés, ont failli suite à une propagation de fissures en racine de dent engendrée par la fatigue en flexion de celle-ci à l'exception de ceux qui ont atteint la limite d'endurance fixée par l'auteur de $2 \cdot 10^6$ cycles.

Finalement, Nenadic et al., [38] présentent l'effet de la fissuration à la base d'une dent d'engrenage. Un banc d'essai en flexion simple est utilisé, cette fois, l'engrenage est bloqué en rotation par trois dents à l'opposé de la dent testée. La fissure est observée via la compliance du montage et via la fréquence naturelle du montage. Les deux méthodes de détection sont plus rapides qu'une détection visuelle. La détection via la compliance utilise un seuil qui s'ajuste à chaque cycle. C'est-à-dire que la valeur de compliance du dernier cycle est ajoutée à la banque de données, de laquelle est calculé la moyenne et l'écart type de la distribution. À partir de ces paramètres, le seuil est réajusté à chaque cycle. Un exemple de données recueillies et de distribution de la compliance est présenté à la figure 7, où le seuil est tracé en rouge. Il est également possible de voir l'augmentation rapide de la compliance vers la fin de l'essai, où il y a eu fissuration de la dent testée.

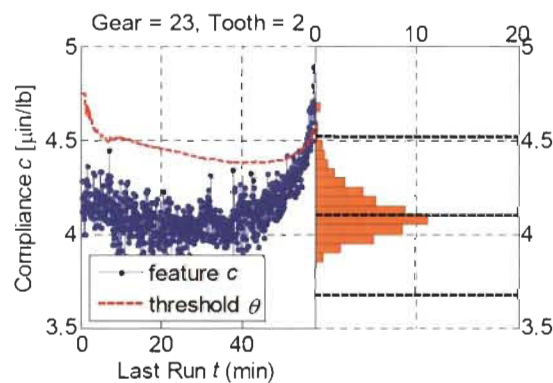


Figure 7 - Évolution et distribution de la compliance en fonction du temps [38]

La majorité des travaux de fatigue à la racine touche les engrenages métalliques. Les bancs d'essai utilisés répondent au besoin d'isoler la flexion de la dent et d'ainsi limiter les autres modes d'endommagement. De plus, ces bancs d'essai permettent d'éliminer d'autres variables expérimentales et offrent des possibilités de caractérisation des matériaux supérieures à des bancs rotatifs.

2.5. La modélisation de la fatigue

L'estimation de la fatigue peut être compliquée, car la variation des résultats est souvent importante. La littérature montre que les exercices de modélisation appliqués à la fatigue tentent de cibler l'endommagement plutôt que de cibler uniquement les durées de vie. Sun et al., [39] présentent un modèle de progression de l'endommagement, avec une valeur relative d'endommagement basé sur la loi de Palmgren-Miner. En plus de fournir le nombre de cycles moyen pour l'atteinte d'un seuil donné d'endommagement, le modèle fournit également une distribution du nombre de cycles possibles pour les différentes étapes d'endommagement.

Min et al., [40] proposent un modèle de progression de l'endommagement, mesuré en termes de longueur de fissure. L'estimation du modèle est corrigée, durant un essai, par l'état actuel de la fissure, tel que montré sur la figure 8. Le modèle est donc de plus en plus précis avec l'avancement de l'essai. De plus, le modèle fournit une information statistique, c'est-à-dire que les bornes supérieures et inférieures, en plus de l'espérance, sont données par le modèle. Cette avenue est intéressante, car elle permet d'estimer la durée de vie (selon un critère donné) en couvrant les variations induites par les variables matérielles.

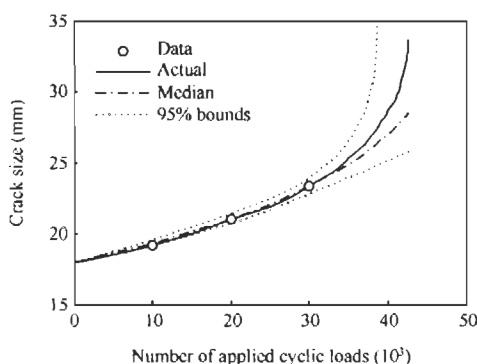


Figure 8 - Modèle corrigé par Min et al., [40]

Ces derniers modèles se rapprochent de modèles dits stochastiques. Un modèle stochastique utilise des variables aléatoires afin de fournir de l'information sur l'avancement du processus modélisé. Ainsi, le modèle fournit la distribution des probabilités de l'avancement d'un processus. De plus, dans un modèle stochastique, les

antécédents de l'essai n'ont aucune influence sur l'avenir de l'essai, c'est-à-dire que peu importe progression du processus, sa continuité reste aléatoire. L'avantage d'un tel modèle est qu'il est en mesure d'estimer le comportement (ici l'endommagement) d'un matériau en impliquant les différentes variations autant matérielles qu'expérimentales. Plusieurs auteurs se penchent sur ce genre de modèles pour décrire différents types d'endommagement. Glud et al., [41] utilisent la densité de fissuration, Elefthroglou et Loutas [42] utilisent l'émission acoustique pour estimer la durée de vie résiduelle et Yazdanipour et Pourgol-Mohammad [43] utilisent la progression des fissures.

Un des modèles stochastiques le plus répandus est le modèle de Markov, présenté par Bogdanoff [44] pour la première fois en 1978. Rowatt et Spanos [45] exposent les détails du calcul matriciel du modèle de Markov dans une application aux matériaux composites. Le modèle est basé sur une matrice carrée dont la dimension correspond à un nombre d'états d'endommagement discret. Cette matrice contient des probabilités de maintien (p_i) sur la diagonale principale et des probabilités de transition (q_i) sur la diagonale supérieure, tel qu'illustré sur la figure 9. Cette matrice est nommée la matrice de probabilités de transition (PTM). En multipliant la matrice par elle-même autant de fois que de nombre de cycles de chargement, on obtient les probabilités d'être dans un état final donné en fonction de l'état initial fixé.

$$PTM = \begin{bmatrix} p_1 & q_1 & & & \\ & p_2 & q_2 & & \\ & & \ddots & \ddots & \\ & & & p_i & q_i \\ & & & & & 1 \end{bmatrix}$$

Figure 9 - Matrice du modèle de Markov [45]

Les données recueillies par Rowatt sont des données de compliance en tension. Elles sont illustrées à la figure 10. Les mêmes données sont reprises par Chiachio et al., [46]. Dans les deux cas, le modèle est séparé en étapes d'atteinte de compliance afin d'obtenir la distribution temporelle (en cycle) de l'atteinte de ces étapes. Dans le cas de Rowatt, le modèle est pris tel quel, tandis Chiachio propose une méthode d'optimisation des paramètres du modèle. Dans les deux cas, les modèles représentent bien les

données expérimentales, bien que l'adaptation de Chiachio présente une erreur plus faible que celle de Rowatt.

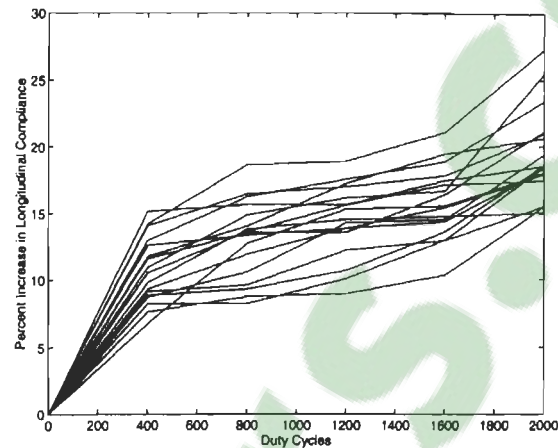


Figure 10 - Exemple des données recueillies pas Rowatt et Spanos [45]

Wei et al [47] utilisent, quant à eux, la thermographie infrarouge pour quantifier l'endommagement d'un échantillon composite. La variable d'endommagement est relativisée sur la surface totale de l'échantillon (figure 11) pour permettre d'obtenir un indice variant de 0 à 1, tout comme le modèle de Palmgren-Miner. Le modèle de Markov est utilisé pour prédire la durée de vie en fatigue et la distribution de chacune des étapes d'endommagement, ici fixées à tous les dixièmes de l'indice (0.1, 0.2, 0.3, etc.). Ces 10 étapes permettent de suivre la progression de l'endommagement des échantillons. Les bornes supérieures et inférieures sont représentées autant sur les graphiques de durée de vie que sur les graphiques de suivi de l'endommagement. L'intérêt d'un modèle stochastique est donc bien représenté en permettant d'estimer non seulement l'espérance d'une étape, mais également sa distribution.

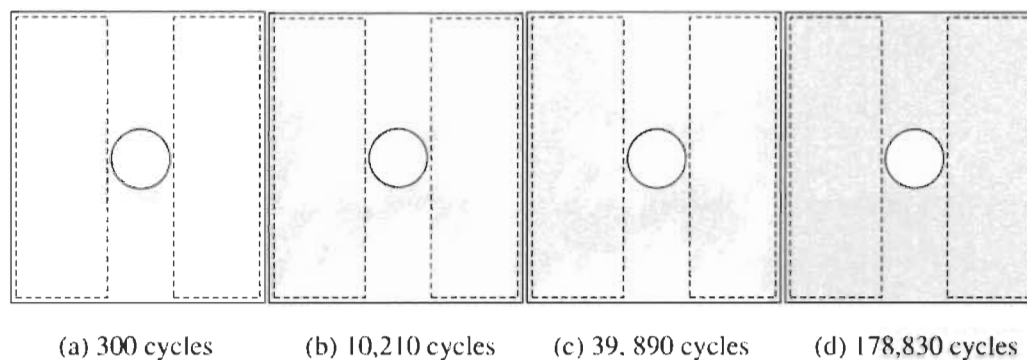


Figure 11 - Exemple de mesure de Wei et al., [47]

Par la suite, l'approche Markovienne en conception est utilisée par d'autres auteurs. C'est le cas de Ossai et al., [48] qui estiment la distribution de piqûres dans des conduites de produits pétroliers. Ils trouvent la distribution des risques de perforation et de la profondeur de piqûres sur une durée de près de 23 ans avec une erreur assez faible. Grooteman [49] optimise les plages d'inspection d'aile d'avion après avoir construit un modèle décrivant la progression d'une fissure.

Finalement, Strauss [50] propose de prendre en considération le facteur temporel en passant d'un processus discret à un processus continu. L'ajout de ce terme permet d'adapter la chaîne de Markov au vieillissement du matériau considéré, ici le béton, en augmentant les chances de transition vers un état d'endommagement supérieur au fur et à mesure que le temps avance. Les conclusions tirées par Strauss indiquent que le modèle s'adapte bien au matériau utilisé et à l'apport d'information continu de la structure observée.

Plusieurs indices d'endommagement différents peuvent être utilisés afin de pouvoir quantifier l'avancement d'un test en fatigue. Différents modèles peuvent également être utilisés pour suivre ces indices. Le modèle de Markov semble bien adapté aux matériaux composites, et ce, même sans processus de correction ultérieur à sa construction. Il est même utilisé par quelques auteurs dans des buts de conception et de planification.

2.6. Synthèse

Pour résumé, un historique des avancements du développement du matériau proposé est détaillé. Par la suite, l'application des composites à fibres naturelles au cas de l'engrenage est présentée et est presque monopolisée par les précédents travaux de notre groupe de recherche. Le comportement en fatigue des engrenages est ensuite traité, avant de se concentrer sur l'un des principaux modes d'endommagement en fatigue des engrenages, qui est la fissuration à la racine d'une dent. Cette section se focalise sur des travaux qui utilisent des bancs d'essai isolant ce mode d'endommagement. Finalement, la dernière partie de la revue de littérature se penche sur la modélisation stochastique du comportement en fatigue. Le modèle de Markov est l'un des outils le plus utilisés quand il s'agit d'un comportement en fatigue des matériaux composites ayant un comportement quasi-fragile. Le modèle est utilisé avec différentes variables en plus d'être un outil de conception ou de planification.

CHAPITRE 3 - CADRE MÉTHODOLOGIQUE

3.1. Introduction

Le cadre méthodologique présente l'ensemble du travail proposé de la fabrication jusqu'à l'analyse des données recueillies. Les trois premières des quatre étapes de fabrication sont faites au Centre Intégré en Pâtes et Papier (CIPP), tandis que la dernière est effectuée dans les laboratoires de génie mécanique de l'Université du Québec à Trois-Rivières, tout comme l'ensemble des tests subséquents.

Les matériaux utilisés et les quatre étapes de mise en forme sont montrés dans la section fabrication. Ensuite, le banc d'essai conçu pour le projet est décrit avec les appareils nécessaires à son utilisation. L'ensemble du montage est illustré dans cette section. Les trois méthodes de quantification de l'endommagement sont présentées avec leurs équipements respectifs. Puis, les grandes lignes des tests quasi-statiques et en fatigues sont exposées. Finalement, le modèle stochastique de Markov est présenté avec les équations fondamentales à sa construction.

3.2. Matériau et fabrication

Le bio-composite utilisé dans la fabrication des engrenages comporte trois matériaux de base; un pour les renforts et deux pour composer la matrice. Les fibres, montrées à la figure 12, sont issues de bouleau jaune préparé par le Centre de Recherche en Matériaux Lignocellulosique (CRML) au CIPP par un procédé de pulpe travaillée thermo-mécaniquement (TMP) pour l'obtention d'une maille entre 20 et 60 [7]. Le résultat est une fibre de bois courte ayant une longueur moyenne équivalente à 0.49 mm et un diamètre moyen autour de 24.7 μm . La matrice, quant à elle, est composée de polyéthylène haute densité (HDPE) fournie par NOVA Chemicals (HDPE clair 2909) et de polyéthylène maléique (MAPE) qui agit comme agent de couplage afin d'optimiser l'interface fibre/matrice. Les deux composants sont illustrés aux figure 13 et figure 14. Les fibres composent soit 0 ou 40 % du poids total du composite, l'agent de couplage

compose 3% du poids de composite lors de la présence de fibres et le HDPE compose le reste du matériau (donc 100% quand il y a absence de fibres).



Figure 12 - Fibres de bouleau jaune



Figure 13 – HDPE



Figure 14 - MAPE

Tel que présenté par Mijiyawa et al., [7], la première étape de fabrication est le mélange des éléments à l'aide d'une paire de rouleaux chauffants (figure 15). Une fois la température de 190 degrés Celsius atteinte, une petite quantité, environ 15 grammes, de

HDPE est déposée sur les rouleaux. Lorsque le HDPE est fluide, le MAPE est ajouté. L'ajout de ce dernier dans une petite partie du HDPE améliore sa distribution au sein de la matrice finale. Ensuite, le reste du HDPE est lentement placé sur les rouleaux afin de conserver un état fondu. Finalement, les fibres sont déposées à petites doses dans le but de garder la matrice dans un état malléable. Le résultat est mélangé et retourné de trois à quatre fois à quelques minutes d'intervalle pour assurer l'uniformité du composite. Une fois retiré des rouleaux, le composite est découpé en pièces carrées d'environ un pouce et demi de côté. Pour plus de détails, référez à l'annexe 1 : protocole préparation composite pour moulage.



Figure 15 - Rouleaux chauffants

Les pièces sont insérées dans un broyeur pour retrouver un format granulaire (figure 16). Ainsi, la quantité de composite placée dans chaque moule peut être mesurée. Le moule, illustré à la figure 17, est lubrifié avec un lubrifiant à sec avant d'être rempli avec la masse adéquate de HDPE ou de composite, soit 28 g pour les échantillons de HDPE (sans fibres) et 32 g pour les échantillons renforcés. L'ensemble est placé dans la presse, présenté à la figure 18. La température visée du moule est de 190 degrés Celsius. Une fois la température atteinte, le moule est pressé à basse pression puis le mélange est brassé un minimum de deux fois. Ces manœuvres ont pour but d'éviter la présence de bulles d'air et de parties non fondues. Lorsque le mélange semble uniforme, le moule est replacé dans la presse et l'ensemble est pressé à 5.5 MPa pendant 10 minutes. Ensuite, les éléments chauffants sont éteints et le moule est refroidi à l'eau. La vitesse de refroidissement est contrôlée via le débit d'eau et un débit d'eau faible est préféré. Le résultat est un engrenage de 3 po (76.2 mm) de diamètre muni de 30 dents

(pas diamétral de 10 dents par pouce) et d'une épaisseur de 0.25 po (6.35 mm). Plus de détails sur le pressage sont listés à l'annexe 2 : mise en forme des engrenages.



Figure 16 - Granule de composite à 40% de fibres

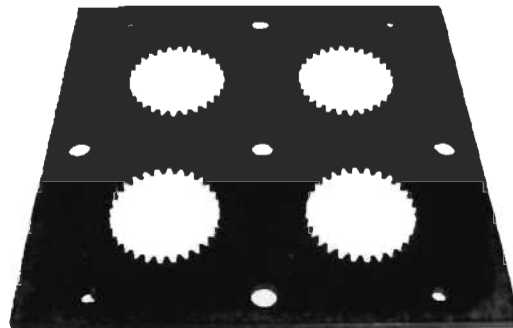


Figure 17 - Moule à engrenage



Figure 18 - Presse chauffante

L'engrenage est ébavuré puis percé. Comme le présent projet propose de tester les dents d'engrenage en flexion sans rotation, le centrage du trou n'est pas critique. La position du centre est donc trouvée à l'aide d'une gauge à épaisseur et d'une équerre.

Le trou est ensuite marqué au poinçon, pré-percé avec un foret à centrer, percé avec un foret standard et alésé à 0.501 po pour que l'engrenage puisse glisser facilement sur l'axe de 0.500 po de diamètre. Toutes ces opérations sont effectuées à l'aide d'une perceuse à colonne. Finalement, une dent est arbitrairement retirée par abrasion afin de pouvoir placer l'enclume à la base de la dent d'appui. Les détails du banc d'essai sont présentés à la section suivante du cadre. Les engrenages résultants sont illustrés à la figure 19.

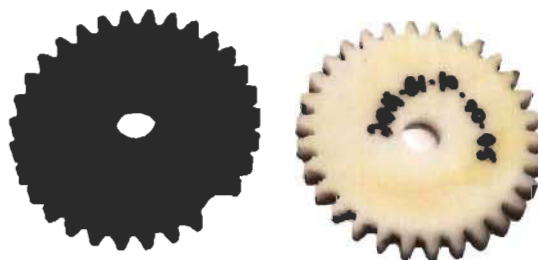


Figure 19 - Engrenages renforcés et non renforcés

3.3. Banc d'essai

Le banc d'essai présenté dans cette section est conçu dans le cadre du présent projet. Le premier mandat du banc d'essai est de tester une seule dent d'engrenage en flexion, et ce, sans rotation de l'engrenage. La solution proposée pour le blocage de l'engrenage est l'utilisation d'une enclume s'appuyant à la base d'une dent adjacente. Ainsi, la dent testée en flexion peut être chargée à un point éloigné de sa base et assurer son bris avant celui de la dent assurant le blocage. L'enclume est présentée dans un cercle rouge sur la vue d'ensemble du banc d'essai sur la figure 20. Un schéma des trois dents impliquées dans l'essai est présent à la figure 21, où l'enclume est en violet et le poinçon en doré.

Le prochain point du cahier des charges est la possibilité de tester différentes dimensions d'engrenages. Comme il est possible d'observer sur la figure 20, la position horizontale de l'axe, la hauteur de l'enclume et la largeur des supports de l'engrenage peuvent être ajustées pour des engrenages avec des diamètres de 2 po à 5 po et de

0.125 po à 0.875 po d'épaisseur. Seule la modification de l'angle de pression demande la fabrication d'une nouvelle pièce. L'utilisation d'un cric en dessous de l'enclume permet d'ajuster la position du point de contact entre le poinçon et la dent testée. Ce dernier point implique également la possibilité de s'ajuster à différents pas diamétraux.

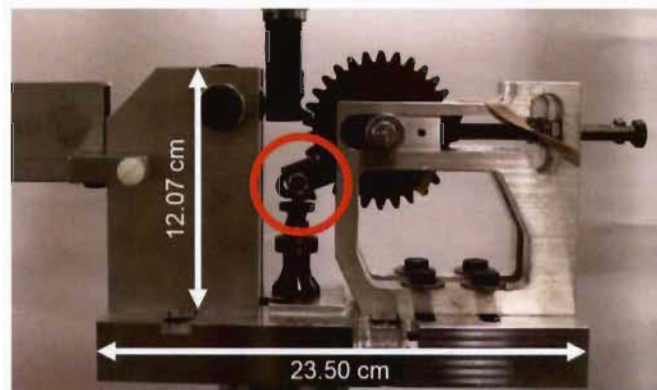


Figure 20 - Banc d'essai-Vue de côté

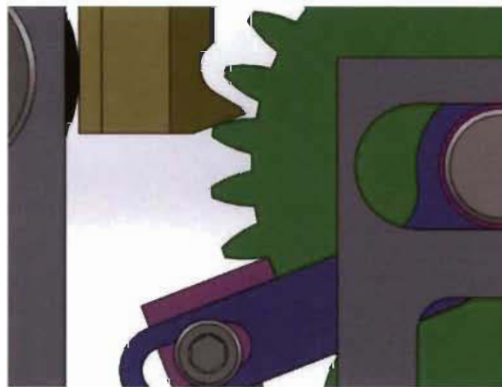


Figure 21 - Vue interface poinçon/engrenage

Ensuite, trois dents sont nécessaires pour faire un test; la dent testée, la dent d'appui et une dent d'espacement entre les deux premières dents. La dent d'espacement doit être respectée afin d'éviter les interactions entre la dent testée et la dent d'appui [35]. Conséquemment, neuf tests peuvent être effectués sur chacun des engrenages, tel que démontré sur la figure 22, inspirée de Wheitner et Houser [35]. Une fois le banc ajusté, le changement d'engrenage, ou de dent, se fait simplement en retirant l'axe au centre de l'engrenage et en le remplaçant avec le nouvel engrenage, ou le même engrenage dans sa nouvelle position.

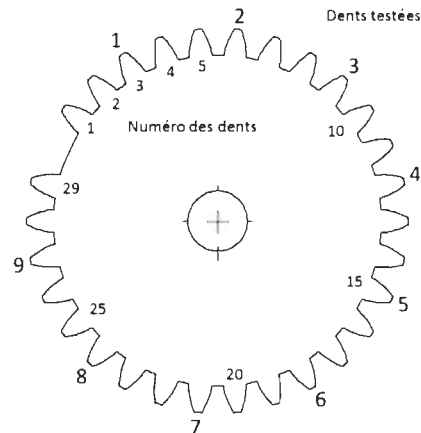


Figure 22 - Engrenage numéroté selon le nombre de dents et le nombre de test

Un élastique est ajouté (voir figure 20) pour les tests en fatigue dans le but d'éviter les impacts sur la dent d'appui. Ces impacts sont indirectement causés par la déformation plastique présente lors de la première phase d'endommagement des tests en fatigue. Alors, malgré la mise à zéro initiale, le poinçon perd le contact avec la dent testée et la dent d'appui peut se soulever de l'enclume. L'élastique permet de contrer cet effet en conservant une pression très faible sur la dent d'appui.

Par la suite, l'engrenage installé doit être accessible de deux manières. Premièrement, le côté de l'engrenage doit pouvoir accueillir deux capteurs d'émission acoustique. Il a donc été question de libérer le bas et le haut de l'engrenage, comme illustré sur la figure 23, où les deux capteurs sont en place. Deuxièmement, la dent chargée doit être visible dans une vue de côté du banc d'essai afin de pouvoir observer la progression de la fissure à l'aide d'une caméra. Ce mandat est respecté en concevant le poinçon mobile et la fixation de l'enclume sous l'enclume.

Un roulement est placé à l'arrière du poinçon afin de reprendre l'effort horizontal induit par l'angle d'action de l'engrenage. Si la figure 21 est reprise, il est possible de tracer le schéma des forces. Le résultat est montré sur la figure 24 où la flèche en bleu représente la force exercée sur le roulement, la flèche en bleu clair la force distribuée à l'engrenage et la flèche rouge la force lue par la cellule de charge.

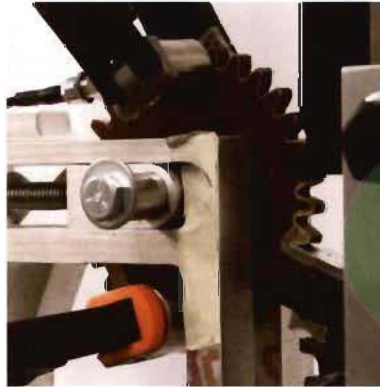


Figure 23 - Capteurs d'émission acoustique sur l'engrenage

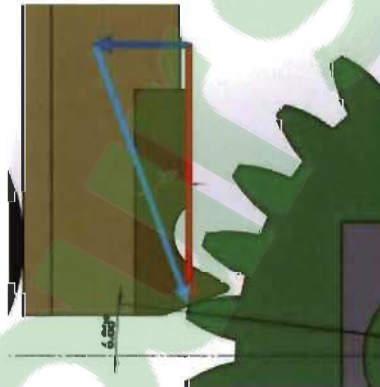


Figure 24 - Schéma des forces

De plus, des fixations sont prévues pour s'ajuster autant à l'appareil quasi-statique qu'à l'appareil de fatigue. Les étapes de fixation du montage sur l'appareil quasi-statique ainsi que les étapes d'ajustement sont présentes à l'annexe 4 : installation du banc d'essai sur la machine de traction instron.

3.4. Méthodes et outils de mesure

Trois méthodes de mesure sont retenues de la littérature dans le but de quantifier l'endommagement des échantillons lors des tests en fatigue; la longueur de fissuration, la résistance résiduelle et l'émission acoustique. Cette section veut décrire les détails de la prise des trois méthodes choisies. Il est également question des corrélations attendues entre chacune des méthodes.

3.4.1. Fissuration

La détection de l'amorçage d'une fissure et l'évaluation de sa prorogation (évolution de sa longueur) fournit une information importante pour quantifier l'endommagement visible des échantillons [8] [51] [52] [53]. La fissure est quantifiée par sa longueur relative à la largeur maximale de la dent de l'engrenage afin que l'indice se retrouve entre 0 et 1.

La mesure de la fissure est assurée par une caméra CCD placée perpendiculairement à l'engrenage. La figure 25 montre une vue de la caméra et du banc d'essai. Une règle est placée dans le cadre de la caméra afin de pouvoir transférer la mesure virtuelle en mesure réelle. Les photos sont prises à des intervalles réguliers au courant de l'essai. Pour des raisons d'espace numérique, le nombre de photos prises à chaque essai est fixé à 300. Il y aura donc une photo à environ tous les 3333 cycles pour un essai durant 10^6 cycles, 2666 cycles pour un essai de $8 \cdot 10^5$ cycles, 1333 cycles pour un essai de $4 \cdot 10^5$ cycles et 333 cycles pour un essai de 10^5 cycles.



Figure 25 - Caméra pour mesure de la fissure

L'initiation de la fissure représente près de 40% du nombre de cycles total des essais de Mejri et al., à 10 Hz [8]. Par la suite, la propagation de la fissure est stable jusqu'à une longueur critique où elle s'accélère. Les présents essais sont plus près d'un essai de flexion d'une poutre encastree, comparativement aux essais en flexion trois-points de Mejri. Malgré cela, un comportement de fissuration comparable est attendu.

3.4.2. Résistance résiduelle

La charge résiduelle donne un indice de l'endommagement de l'échantillon [8] [35] [38] [54]. Trois étapes de réduction sont observables; une première rapide, la seconde sous forme de plateau puis une troisième rapide menant au bris.

Les tests en fatigue se déroulent à déplacement imposé et la contrainte résiduelle correspond à la force mesurée par la cellule de charge (100 kN) au déplacement maximal du cycle en cours pour une bonne estimation du signal (force / déplacement) d'un cycle de sollicitation en fatigue 15 points sont enregistrés, afin d'avoir au moins un point près du maximum à chaque cycle. Les données sont recueillies sous forme de fichier texte et sont par la suite extraites avec un programme Python vers une feuille Excel. Le code du programme est donné à l'annexe 5 : code python pour contrainte résiduelle. Elles sont extraites au même nombre de cycles que la prise de photo, afin d'avoir une mise à jour des valeurs constante pour les trois indices de mesure. La valeur de charge retrouvée est ensuite reportée sur la valeur initiale (valeur la plus élevée) afin de retrouver une valeur entre 0 et 1. Cette valeur est soustraite de 1 afin de retrouver un indice d'endommagement croissant.

En plus de la charge ressentie, la raideur de la dent peut également être suivie tout au long de l'essai. La raideur est ici définie en N/mm et est calculée en divisant la charge par le déplacement vertical du poinçon.

Une estimation de la contrainte est produite afin de comparer les résultats avec la littérature. Pour ce faire, une analyse des forces et l'équation de la norme AGMA [26] sont nécessaires.

L'angle d'attaque des échantillons est de 20°, ce qui correspond à l'angle de la force appliquée à l'engrenage sur la figure 24. Selon la loi des sinus, la force appliquée à la dent, W , en fonction de la force tangentielle à l'engrenage, W_t , pour un angle de 20°, est donnée par l'équation 1 :

$$W = \frac{W_t}{\cos 20^\circ} = 1,0641 * W_t$$

Équation 1 – Ratio entre la force tangentielle et la force appliquée à la dent

Avec la force appliquée à l'engrenage, il est possible de retrouver la contrainte appliquée à la dent. L'équation de la norme AGMA est utilisée à l'équation 2 pour retrouver la contrainte à la base de la dent. L'équation de l'AGMA est préférée à l'équation proposée par la norme VDI 2736 [27] principalement pour son accessibilité. De plus, la norme VDI présente les mêmes correctifs que la norme AGMA en plus d'un correctif d'ordre thermique, facteur qui est ici négligé par l'absence de friction sur la dent de l'engrenage.

$$\sigma = W_t K_O K_v K_S \frac{P_d K_m K_B}{F J}$$

Équation 2 – Estimation de contrainte de l'AGMA [55]

Où il est possible de négliger K_B , K_m , K_O et K_S , respectivement le facteur d'épaisseur de rebord, le facteur de mise en forme, le facteur de surcharge et le facteur de dimension. W_t est donné par les mesures expérimentales, K_v est fonction de la vitesse de déplacement du poinçon, P_d est le pas diamétral, F la largeur de l'engrenage et J le facteur de forme. Les estimations des différents facteurs sont présentes dans le tableau 2. Le facteur de conversion résultant est égal à 0.15538 MPa/N.

Tableau 2 - Estimation des facteurs de calcul de contrainte

| Facteur | Valeur |
|---------|----------------|
| K_v | 1,01 |
| P_d | 10 dents/pouce |
| F | 0,25 pouce |
| J | 0,26 |

3.4.3. Émission acoustique

Les émissions acoustiques sont des ondes élastiques transitoires formées par un évènement (bris, friction, etc.) dans le matériau [18]. Elles peuvent fournir de l'information sur l'endommagement non visible du matériau sollicité, autant de manières qualitatives que quantitative [19] [53] [56]. Dans la littérature, ces dommages corrént majoritairement avec les autres indices de mesure d'endommagement, ce qui justifie sa présente utilisation.

Les données acoustiques sont récoltées à l'aide de deux capteurs piézoélectriques à bande large (100-1000kHz). Ces capteurs sont placés sur chaque section découverte de l'engrenage (figure 23). Ils sont maintenus en place par des pinces et un gel diélectrique assure une interface transmettant les ondes entre l'engrenage et le capteur. Le signal de chaque capteur passe par son propre amplificateur de 30 dB avant de se brancher dans l'ordinateur qui analyse les données.

Le logiciel d'acquisition, AEwin, permet de filtrer les données en fonction d'une valeur seuil (Threshold) et en fonction des paramètres temporels de l'onde; le temps de définition du sommet (PDT), le temps de définition du coup (HDT) et le temps de fin du coup (HLT). Ces paramètres sont illustrés sur une onde arbitraire à la figure 26. Les valeurs des paramètres utilisés dans le cadre de ce projet sont présentées dans le tableau 3 et sont issues des précédents travaux réalisés par le groupe de recherche [8] [18] [19] [20]. Le logiciel enregistre, entre autres; la fréquence, l'amplitude, la longueur, le nombre de coups et l'énergie de chaque évènement acoustique.

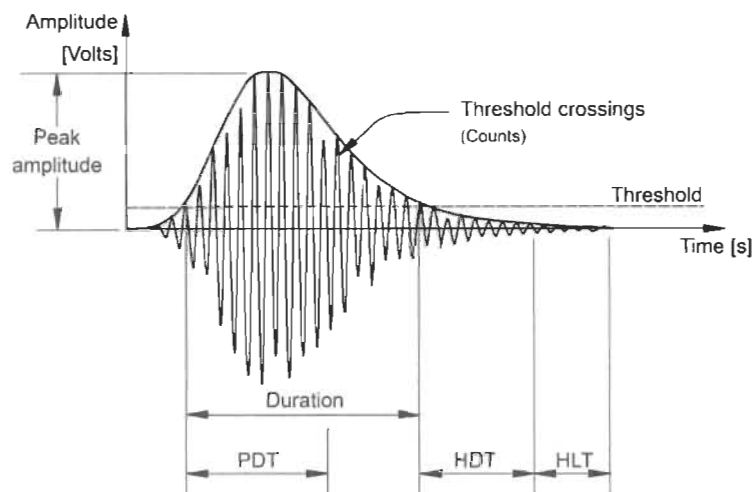


Figure 26 - Illustration d'une onde acoustique avec les paramètres d'acquisition [57]

Tableau 3 - Paramètre d'acquisition des émissions acoustiques

| Paramètres | Valeur |
|------------|-------------|
| PDT | 40 μ s |
| HDT | 80 μ s |
| HLT | 200 μ s |
| Seuil | 30-32 dB |

L'endommagement acoustique peut donc être quantifié de plusieurs façons; le nombre d'évènements, le nombre de coups (« counts » sur la figure 26) ou encore l'énergie acoustique. Dans les trois cas, le logiciel en place permet l'exportation des trois types de données dans un fichier texte. Ce dernier est ensuite transféré dans un fichier Excel à l'aide d'un programme Python qui retrouve les valeurs associées au nombre de cycles correspondant aux photos prises. Le programme complet est présenté à l'annexe 6 : code python pour données acoustiques.

La sélection du type de donnée est faite en fonction du bruit de chaque test. Lorsque beaucoup de bruit est enregistré, l'énergie est préférée au nombre de coups principalement, car le bruit contient peu d'énergie comparativement aux bris du matériau. Le nombre de coups est préféré lorsque peu d'évènements sont enregistrés et donc que l'énergie repose seulement sur deux ou trois évènements, ce qui ne montre pas la progression de l'endommagement.

3.5. Tests quasi-statiques

Les tests de flexion quasi-statiques sont utilisés, premièrement, pour qualifier le comportement mécanique du composite. Les tests sont effectués sur une machine électromécanique de type Instron LM-U150 munie d'une cellule de charge de 150 kN et équipée du banc d'essai tout juste présenté. La charge appliquée et le déplacement de la tête de l'appareil sont enregistrés. Le déplacement de la tête de l'appareil concorde avec le déplacement vertical du poinçon du banc d'essai. Une mise à zéro approximative de la position de la tête de l'appareil est effectuée avant chacun des tests et une mise à zéro plus précise est faite numériquement par la suite. Cette manœuvre est nécessaire,

car la charge lue est relativement faible par rapport au bruit enregistré par la cellule de charge.

Les tests sont effectués à 3 vitesses différentes afin d'observer la présence de l'effet viscoélastique de la matrice. Les trois vitesses ciblées sont 5, 50 et 500 mm/min. Les vitesses expérimentées lors des essais en fatigue, à 10 Hz, varient de 867 à 1093 mm/min. Les vitesses imposées sont donc choisies par rapport à la vitesse maximale de l'appareil (500 mm/min), le plus près des vitesses expérimentées en fatigue que possible. La vitesse quasi-statique représente de 46% à 58% de la vitesse des essais en fatigue. Neuf tests sont réalisés pour chaque valeur de vitesse d'avance.

À partir des données enregistrées, la force maximale et le déplacement à la force maximale sont d'intérêt. Ces deux données permettent de calculer la contrainte maximale. La raideur de la dent est également d'intérêt et elle est estimée en divisant la force par la position en un point dans la région linéaire de l'essai.

3.6. Tests en fatigue

Les tests en fatigue sont opérés à l'aide d'une machine de type MTS hydraulique couplée d'une cellule de charge de 100 kN. Elle est équipée, une fois de plus, du banc d'essai proposé à la section 3.3. La variable contrôlée est le déplacement, car les charges attendues sont trop faibles par rapport à la valeur maximale de la cellule de charge utilisée. Les déplacements sont fixés à l'aide des résultats des tests quasi-statiques et grâce à des tests de fatigue préliminaires. Le but est d'obtenir des durées de vie entre 10^4 et 10^6 cycles afin de tracer la courbe de fatigue du matériau. Cinq déplacements différents sont imposés. Pour chaque déplacement, une cible d'au moins 20 tests est tentée afin d'obtenir des données statistiques valables [45] [47] [58].

Le ratio de chargement $\left(\frac{D_{min}}{D_{max}}\right)$ est fixé à 0 dans le but de simuler la situation réelle d'une dent d'engrenage, soit l'absence de chargement après le passage de la dent. En plus, la déformation plastique de la dent aurait fait dévier le ratio au fur et à mesure de l'essai vers une valeur de 0.

Pour la fréquence de chargement, selon les résultats de Mejri et al., [8] il est préférable d'opter pour une fréquence de 10 Hz afin d'avoir une progression non abrupte de la fissure, et ainsi pouvoir différencier les différentes étapes d'endommagement. De plus une fréquence de 10 Hz correspond à une rotation d'engrenage de 600 tours par minute. Avec le présent format d'engrenage, une vitesse de 600 tours par minute correspond à une vitesse tangentielle de 2.4 m/s, ce qui est vraisemblable dans le cas d'un engrenage plastique [30]. La fonction de déplacement résultante est illustrée à la figure 27.

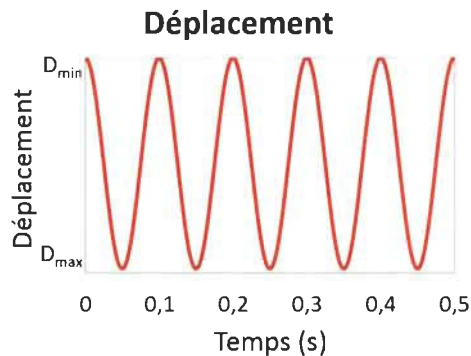


Figure 27 - Fonction de déplacement

Pour la mise à 0 de l'appareil, la partie mobile est déplacée par incrément de 0.01 mm jusqu'à l'obtention d'une charge non nulle, puis elle est déplacée en sens inverse d'un pas. La position est ensuite tarée. L'incertitude de la position initiale est donc de plus ou moins 0.01 mm. Cela implique que deux cas de déplacement se suivant doivent être séparés d'au moins 0.02 mm pour être considérés différents hors de tout doute. La limite est donc fixée à un incrément de 0.03 mm entre chaque cas de déplacement.

Une distribution de Weibull est placée sur les durées de vie. La forme linéaire, présentée à l'équation 3, est couplée à une régression linéaire pour retrouver les paramètres de la distribution. La distribution de Weibull est utilisée pour retrouver les limites de 5 et 95% d'atteinte.

$$\ln\left(\ln\left(\frac{1}{1 - \text{rang médian}}\right)\right) = \ln(\text{Nombre de cycles})$$

Équation 3 - Forme linéaire de la distribution de Weibull

Les trois méthodes de mesure présentées précédemment sont utilisées pendant les essais de fatigue. Alors, l'avance de la fissure, l'énergie acoustique, le nombre de « coups » et la résistance résiduelle sont enregistrés. Le nombre de points recueillis est fixé par la méthode limitante et est appliqué aux autres indices. Ainsi, les valeurs des différents indices d'endommagement sont rectifiées en même temps. Cette limite est fixée à 300 points par la caméra mesurant la fissure.

Des corrélations entre les trois indices sont anticipées. Premièrement, une plus grande activité acoustique pendant la phase de propagation de la fissure (en opposition à la phase d'initiation). Deuxièmement, une diminution de la charge résiduelle une fois la fissure initiée. Et finalement, une variation de l'activité acoustique suivant l'inverse de la variation de la résistance résiduelle de la dent.

3.7. Modélisation

Le modèle proposé pour le suivi de l'état d'endommagement est le modèle de Markov, d'abord présenté par Bogdanoff [44]. Il fait partie de la famille des modèles dit stochastiques. Ce genre d'approche se démarque par l'utilisation de probabilité dans le but de déterminer la durée de vie des échantillons. Une probabilité est un nombre compris entre 0 et 1 exprimant le ratio de possibilité qu'un évènement a de se produire. Ainsi, un évènement possédant une probabilité de 0.5 a une chance sur deux de se produire.

Le premier paramètre du modèle est le ratio de transition r_i qui définit la probabilité de passage vers un état supérieur et la probabilité de conserver l'état présent. Ces deux probabilités, nommée probabilité de transition q_i et probabilité de maintien p_i , sont les deux seules possibilités données par le modèle. Sous cette condition, la somme de q_i et de p_i est donc de 1. Le calcul du ratio de transition est présenté à l'équation 4 et dépend de la variance et de l'espérance de la distribution modélisée.

$$r_1 = \frac{k_{x_1^2}}{m_{x_1}} = \frac{q_i}{p_i}$$

Équation 4 - Calcul du ratio de transition [59]

Où k_{xi}^2 est la variance de l'atteinte de l'état d'endommagement et m_{xi} est la moyenne de l'atteinte de l'état d'endommagement.

Un modèle stochastique se base également sur l'approximation d'un nombre fini d'états d'endommagement b_i . Les états représentent une progression discrète de l'endommagement du matériau modélisé. Les états supérieurs représentent donc un endommagement plus important que les premiers états. Le modèle stipule que le matériau modélisé peut passer d'un état au suivant sans pouvoir revenir au précédent. Ce qui est relativement intuitif dans le sens où un matériau ne peut se réparer par lui-même. De plus, le matériau ne peut parcourir plus d'un état par cycle et la matrice représente un cycle. Finalement, l'état final est un état absorbant qui représente le bris du matériau. Mathématiquement, le nombre d'états est donné par l'équation 5 et est fonction du ratio de transition (équation 4) et de l'espérance de la distribution modélisée. Il est à souligner que la valeur obtenue est arrondie à la hausse, car l'excédent d'un état doit être considéré.

$$b_1 = \frac{m_{x_1}}{1 + r_1} + 1$$

Équation 5 - Calcul du nombre d'état d'endommagement [59]

Ce modèle est illustré par une matrice de probabilité de transition (PTM) dont le nombre de lignes et de colonnes est égal au nombre d'état b_i . Les lignes représentent l'état initial du cycle de chargement et les colonnes représentent l'état de sortie du même cycle. L'intersection entre un état initial et le même état final est occupée par la probabilité de maintien p_i de cet état. L'intersection entre un état initial et l'état final suivant est occupée par la probabilité de transition q_i . Un exemple PTM contenant 3 états est illustré à l'équation 6. Dans cet exemple, l'état initial b_1 possède une possibilité égale à p_1 de rester dans l'état b_1 , car l'intersection de la rangée b_1 et de la colonne b_1 se trouve p_1 . De la même manière, à l'intersection de la rangée b_1 et de la colonne b_2 se trouve la probabilité q_1 , l'état b_1 a donc une possibilité de q_1 de transiter vers l'état b_2 . L'état b_1 a cependant une possibilité de 0 de progresser vers l'état b_3 . Les mêmes observations peuvent être faites à propos de l'état b_2 à la différence qu'il a une possibilité de 0 de revenir à l'état b_1 , une possibilité de p_2 de rester dans le même état et une possibilité de

q_2 de transiger vers l'état b_3 . Une fois dans l'état b_3 , la seule possibilité est de conserver l'état b_3 , car c'est la seule probabilité différente de 0 sur la rangée de l'état b_3 .

$$PTM = \begin{matrix} & \begin{matrix} b_1 & b_2 & b_3 \end{matrix} \\ \begin{matrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \end{matrix} & \begin{bmatrix} p_1 & q_1 & 0 \\ 0 & p_2 & q_2 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \end{matrix}$$

Équation 6 - Matrice de probabilité de transition

L'équation 4 et l'équation 5 sont pour des transitions constantes, c'est-à-dire qu'elles fournissent un nombre d'états au sein duquel le ratio de transition est constant d'état en état. Pour compenser pour les différentes vitesses de progression de l'endommagement, il est possible de former différentes PTM et de les juxtaposer par la suite. L'équation 7 présente le cas où deux étapes (1 et 2) de vitesses différentes sont juxtaposées dans une même matrice. Les deux étapes possèdent 3 états et l'état absorbant (final) de la première étape possède les probabilités de maintien et de transition de la seconde. Pour le calcul des paramètres, les valeurs statistiques des différences entre les étapes doivent être utilisées pour la seconde étape. Par exemple, pour des étapes de 0 à 30% d'endommagement et de 30% à 60% d'endommagement, la première étape est gérée de manière standard et la seconde utilise les valeurs statistiques (moyenne et variance) de la différence entre 60% et 30% d'endommagement de chaque échantillon. Cette méthode est utilisée pour mieux ajuster le modèle sur les différentes phases d'endommagement observées.

$$PTM = \begin{bmatrix} p_1 & q_1 & 0 & & & \\ 0 & p_1 & q_1 & & & \\ 0 & 0 & p_2 & q_2 & & \\ & & & p_2 & q_2 & 0 \\ & & & 0 & p_2 & q_2 \\ & & & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Équation 7 - PTM avec deux étapes

Le modèle, une fois paramétré, fournit une fonction de distribution cumulative (CDF) de l'atteinte des états d'endommagement en fonction du nombre de cycles. Pour estimer la valeur de la fonction à un cycle donné, la PTM doit être exposée par le nombre de cycles de chargement recherché. Un exemple algébrique est donné à l'équation 8 où une PTM est multipliée par elle-même pour représenter 2 cycles de chargement. Cependant, le nombre de cycles estimé est souvent beaucoup plus élevé que 2 et cela rend le calcul algébrique plus lourd. Avec des matrices de plus grand format, pour un grand nombre de cycles, le calcul numérique est préféré.

$$PTM^2 = \begin{bmatrix} p_1 & q_1 & 0 \\ 0 & p_1 & q_1 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}^2 = \begin{bmatrix} p_1^2 & 2 \cdot q_1 \cdot p_1 & q_1^2 \\ 0 & p_1^2 & p_1 \cdot q_1 + q_1 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Équation 8 - Exemple d'estimation de la CDF

Les CDF résultantes sont comparées aux distributions cumulatives d'atteinte des étapes d'endommagement expérimentales. Pour quantifier l'erreur du modèle, la valeur expérimentale d'atteinte à un cycle donné est soustraite de la valeur de la CDF donnée par le modèle. La différence est remise positive avant d'être additionnée pour tous les cycles estimés. La moyenne de la somme est conservée comme valeur unique de l'erreur. Cette estimation de l'erreur est présentée à l'équation 9.

$$Erreur = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n ABS(CDF_i - X_i)$$

Équation 9 – Erreur moyenne

Où i est le cycle évalué, n , le nombre total de points du modèle, CDF_i , l'estimation du modèle et X_i , la valeur expérimentale de la distribution cumulative.

3.8. Synthèse

Le cadre méthodologique présente les différentes étapes de réalisation des travaux de recherche. Premièrement, la mise en forme des échantillons est présentée. Par la suite, une section est réservée pour le banc d'essai conçu spécialement pour le présent projet. Les différentes fonctionnalités et attraits recherchés y sont décrits. Les méthodes de mesure sont ensuite énumérées avec leurs intérêts respectifs. Le traitement proposé des données expérimentales est également décrit dans cette section. Les protocoles de tests quasi-statiques sont décrits et les vitesses de déplacement utilisées sont justifiées. Le même processus est effectué avec les tests en fatigue, avant de faire place à la section sur la modélisation. Le modèle de Markov y est exposé avec les informations nécessaires à sa construction.

CHAPITRE 4 - RÉSULTATS ET DISCUSSION

4.1. Tests quasi-statiques

Les tests quasi-statiques sont nécessaires pour mesurer les propriétés mécaniques du matériau (module d'Young, limite d'élasticité, contrainte à la rupture, etc.). De plus, elles servent à fournir les informations nécessaires pour effectuer les essais de fatigue ou de fluage. Lors de ces essais, la vitesse de chargement est variée de 5 mm/min à 500 mm/min et une distinction entre les échantillons renforcés et non renforcés est attendue autant au niveau du déplacement du poinçon (tête de l'appareil) qu'au niveau de la charge ressentie. Conséquemment, une différence en termes de raideur de la dent est également attendue. La présence de viscoélasticité au sein des deux matériaux est également vérifiée.

4.1.1. Échantillons non renforcés

Pour les échantillons non renforcés, une déformation plastique importante est attendue, principalement pour la vitesse d'avance la plus faible. La figure 28 présente les résultats des tests quasi-statiques selon les trois vitesses d'avance différentes pour les échantillons de HDPE non-renforcés.

Tel que mentionné, une déformation plastique est visible à la fin de la courbe. Cependant, elle est plus faible que celle attendue et c'est probablement dû à la géométrie de la dent d'engrenage. Une dent d'engrenage voit, bien sûr, une contrainte en flexion, mais également une contrainte élevée en cisaillement. De plus, une fois déformée, la dent est également soumise à des efforts en compression [35].

L'augmentation de la force maximale est également visible graphiquement. Le tableau 4 présente plus en détail cette augmentation avec les écarts types de chaque cas de chargement. La position à la force maximale diminue également avec la vitesse croissante, ce qui est causé, tout comme l'augmentation de la force, par la viscoélasticité du matériel. Il y a aussi une diminution importante de l'écart type, autant pour la force que pour la position à la rupture, à la vitesse de 500 mm/min. La force à la rupture et le

déplacement à la rupture sont également présentés au tableau 4. L'écart type du déplacement à la rupture de la vitesse de chargement à 5 mm/min est faible, car la dent testée se déforme jusqu'à l'approche de la seconde dent. Ce qui indique que la force à la rupture pour la vitesse de chargement la plus faible n'est en fait pas atteinte à la rupture de la dent mais plutôt tout juste avant le transfert de charge sur la prochaine dent.

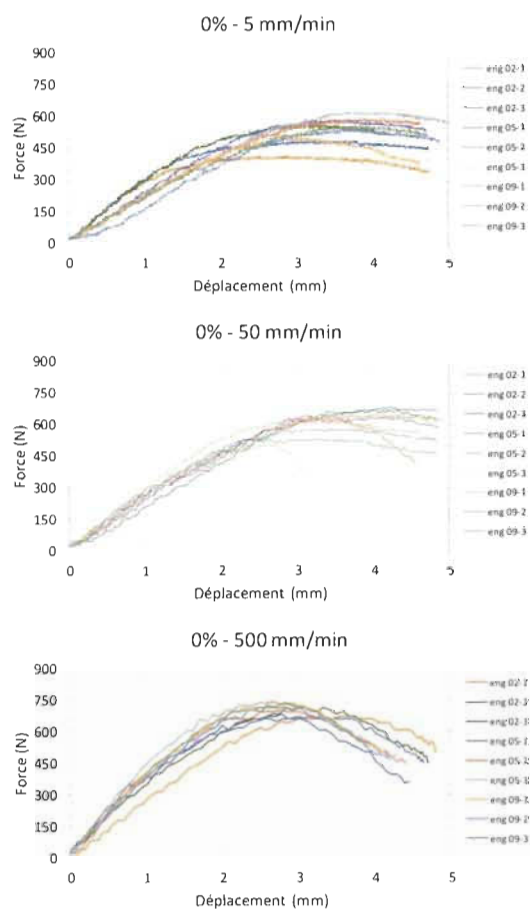


Figure 28 - Force en fonction du déplacement pour des vitesses de 5 à 500 mm/min et 0% de renfort

Tableau 4 - Force et déplacement à la rupture des échantillons non renforcés

| Vitesse d'avance (mm/min) | Force max (N) | | Déplacement à force max (mm) | | Force rupture (N) | | Déplacement à rupture (mm) | |
|---------------------------|---------------|------------|------------------------------|------------|-------------------|------------|----------------------------|------------|
| | Moyenne | Écart type | Moyenne | Écart type | Moyenne | Écart type | Moyenne | Écart type |
| 5 | 546.6 | 63.1 | 3.28 | 0.49 | 483.7 | 79.0 | 4.75 | 0.13 |
| 50 | 615.4 | 60.2 | 3.33 | 0.56 | 533.5 | 100.0 | 4.62 | 0.58 |
| 500 | 710.9 | 28.8 | 2.80 | 0.15 | 467.6 | 57.7 | 4.43 | 0.29 |

Des résultats concluants sont obtenus à partir des essais quasi-statiques avec les échantillons sans renforts. L'effet viscoélastique est visible sur les résultats, tout comme la diminution de la variation qui concorde avec une augmentation de la vitesse de chargement.

4.1.2. Échantillons renforcés

Pour les échantillons renforcés, très peu de déformation plastique est attendue. La figure 29, qui montre l'évolution de la force en fonction de la position du poinçon pour les trois vitesses d'avance, confirme ce point. En fait, la chute de la force observée vers la fin des essais montre un comportement quasi-fragile.

Un effet viscoélastique est visible, la force à la rupture augmente alors que le déplacement à la rupture diminue. Comme le montre le tableau 5, les forces sont moins élevées que celle observée avec les spécimens non renforcés. Le déplacement l'est également, mais ce point est facilement explicable par la nature plus fragile du matériau comparé au HDPE.

Les écarts types présents dans le tableau 5 ne montrent pas la même diminution à 500 mm/min que les échantillons non renforcés. L'écart type le plus élevé sur la force est à 500 mm/min tandis que le plus élevé sur la position est retrouvé à 5 mm/min. Le cas à 50 mm/min présente les écarts types les plus faibles pour les deux valeurs recueillies.

Les tests quasi-statiques pour les échantillons renforcés montrent un comportement avec très peu de plasticité. En effet, la force maximale et la force à la

rupture sont indissociable l'une de l'autre. Un effet viscoélastique est visible, tout comme les échantillons non renforcés. La force moyenne à la rupture est plus faible que pour l'équivalent non-renforcé peu importe la vitesse de chargement.

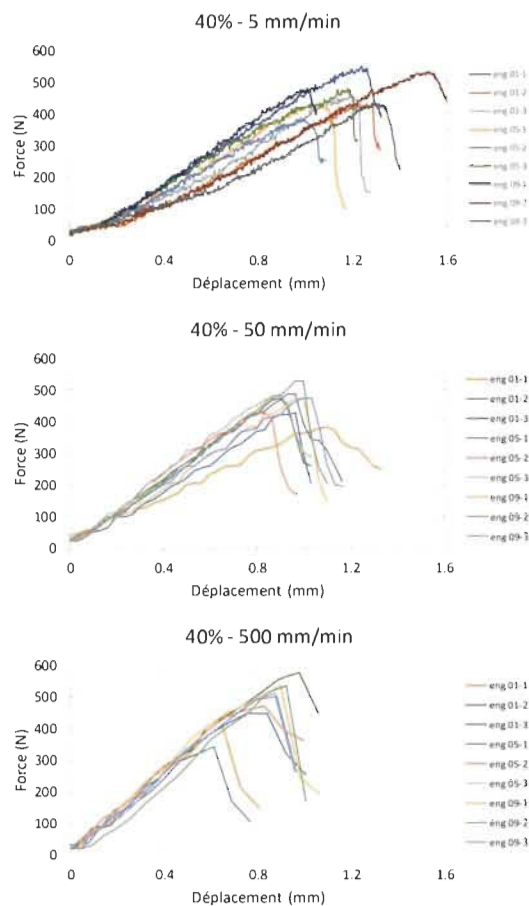


Figure 29 – Force en fonction du déplacement pour des vitesses de 5 à 500 mm/min et 40% de renfort

Tableau 5 – Force maximale et déplacement à la force maximale des échantillons renforcés

| Vitesse d'avance | Force max (N) | | Déplacement à force max (mm) | |
|------------------|---------------|------------|------------------------------|------------|
| | Moyenne | Écart type | Moyenne | Écart type |
| 5 mm/min | 466.5 | 51.8 | 1.19 | 0.17 |
| 50 mm/min | 462.9 | 42.6 | 0.95 | 0.08 |
| 500 mm/min | 480.7 | 72.8 | 0.82 | 0.12 |

Une déformation non linéaire avec un comportement élasto-plastique est observée à la base de la dent de HDPE. Cette déformation réduit l'effet de la concentration de contrainte à la base de la dent. Cette zone plastique aura tendance à stopper l'avancement de la fissure, jusqu'à ce que la condition énergétique nécessaire pour faire avancer une fissure soit satisfaite de nouveau. Cependant, la rigidité ajoutée par les fibres et l'absence d'une zone de déformation plastique font en sorte que le rayon des échantillons renforcés reste le même tout au long de l'essai, même à des charges plus importantes. De plus, les avaries entre les interfaces fibres courtes/matrice peuvent agir comme des lieux d'initiation de fissures, ce qui accélère probablement la fissuration et la rupture fragile des échantillons [60].

4.1.3. Comparaison

Les résultats des contraintes quasi-statiques (à 5 mm/min) sont plus élevés que ceux retrouvés dans la littérature. Le tableau 6 présente un comparatif des contraintes recueillies par Mejri et al., [8]. Les contraintes expérimentées par les engrenages sont plus élevées dans les deux cas, soit le cas de HDPE non-renforcé et renforcé. Le bras de levier de la dent d'engrenage étant plus court comparativement à un test en flexion 3 points, la différence entre les deux résultats renforcés peut s'expliquer en partie par l'aspect plus cisailant de la contrainte de l'engrenage. Cette pensée est renforcée par la présence d'une déformation plastique sur les courbes de Mejri qui est absente sur les courbes récoltées avec le banc d'essai pour engrenage.

De plus, comparés entre eux, les résultats contredisent encore ceux de Mejri. En effet, les échantillons renforcés possèdent une contrainte moyenne plus faible que celle des échantillons non renforcés comparativement à la littérature où la contrainte est près de deux fois plus élevée pour les échantillons renforcés. Une raison possible pour expliquer la différence est la concentration de contrainte à la base de la dent. Les tests effectués par Mejri sont des tests en flexion trois-points, où peu de concentration de contrainte est obtenue. Le matériau non renforcé présente une déformation importante qui agrandit le rayon à la base de la dent, réduisant la contrainte locale. Pour le composite à fibre courte, une déformation plus faible est produite, conservant ainsi la concentration

de contrainte. En plus, les fibres courtes peuvent agir comme des défauts durant l'initiation de la fissure [60]. Le composite est donc plus sensible aux concentrations de contrainte que le HDPE pur, ce qui fait varier la contrainte à la baisse.

Tableau 6 - Comparaison des contraintes en flexion avec la littérature

| Pourcentage de renfort | Résultats | Mejri et al., [8] |
|------------------------|-----------|-------------------|
| 0 % | 84.9 MPa | 23.4 MPa |
| 40 % | 72.5 MPa | 56.2 MPa |

Pour ce qui est de la vitesse de chargement, l'influence de la vitesse de chargement est non négligeable pour les deux matériaux. La figure 30 présente graphiquement la relation entre la vitesse et la raideur des dents d'engrenages. L'addition de fibres de bouleaux ne permet donc pas d'éliminer la viscoélasticité de la matrice.

L'addition de fibres permet cependant d'augmenter la raideur de celle-ci. La raideur est calculée dans la région élastique des essais, entre le point initial et un point avant le début de la zone plastique. Une raideur moyenne supérieure est mesurée pour le composite à chacune des vitesses d'avance (tableau 7). La raideur étant augmentée, l'erreur d'engrènement, dû à la flexibilité des dents, devrait normalement être réduite, ce qui est un point positif pour une application aux engrenages.

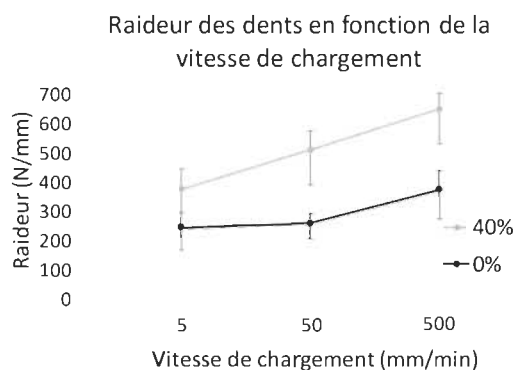


Figure 30 - Raideur des dents en fonction de la vitesse d'avance pour 0% et 40% de renfort

Tableau 7 - Raideur par vitesse d'avance par taux de renforts

| Vitesse d'avance | 0 % | 40 % |
|-------------------------|------------|-------------|
| 5 mm/min | 245.1 N/mm | 378.8 N/mm |
| 50 mm/min | 261.2 N/mm | 514.0 N/mm |
| 500 mm/min | 376.1 N/mm | 651.8 N/mm |

En résumé, les échantillons renforcés présentent un comportement qui tend plus vers un comportement fragile que le HDPE pur. Pour le même niveau de déformation, les contraintes de flexion mesurées sur une dent d'engrenage sont plus élevées que celles retrouvées par flexion trois-points par Mejri et al., [8]. De plus, les contraintes maximales des présents travaux sont comparables entre matériaux, ce qui diffère une fois de plus de la littérature. Finalement, la raideur des dents est plus élevée pour les échantillons renforcés, ce qui était attendu.

4.2. Tests en fatigue

Dans cette section les résultats des tests en fatigue, soit les durées de vie et les indices d'endommagement, sont présentés. Dans chaque section il est premièrement question des échantillons sans renforts puis des échantillons renforcés. L'endommagement des spécimens renforcés est ensuite décrit plus en détail et est comparé avec la matrice pure.

4.2.1. Durée de vie

Les durées de vie sont les mesures les plus basiques des tests en fatigue. Elles sont ici représentées par l'initiation de la fissure des spécimens. Ce choix est fait, car la progression de la fissure est très rapide comparativement à l'initiation, et ce, malgré le contrôle des essais par le déplacement de l'appareil.

4.2.1.1. Échantillons sans renforts

Cinq déplacements sont fixés pour les tests en fatigue. Ils sont de 0.5 mm, 0.6 mm, 0.7 mm, 0.8 mm et 0.9 mm. Ces déplacements sont déterminés principalement à l'aide de tests préliminaires en fatigue, eux-mêmes ciblés à l'aide des tests quasi-statiques. Le but étant d'obtenir des durées de vie entre 10^4 et 10^6 cycles et de conserver la déformation dans le domaine élastique. Ils représentent respectivement 15%, 18%, 21%, 24% et 27% du déplacement à force maximale des tests quasi-statiques à 5 mm/min. L'espacement minimal de 0.02 mm est respecté lors de la sélection des valeurs et les déplacements n'ont donc pas besoin d'être ajustés.

Pour les durées de vie des échantillons non renforcés, le cas à 0.5 mm de déplacement propose une limite d'endurance. La figure 31 montre la courbe des durées de vie. Six tests sont effectués pour chacun des cas de déplacement, à l'exception du cas de 0.8 mm qui présente un rejet et celui de 0.5 mm qui présente la limite d'endurance.

Le tableau 8 présente les données numériques ainsi que les écarts types absolus et relatifs des cas de chargement ayant une limite. L'écart type relatif augmente avec un déplacement plus important. Les écarts types relatifs atteignent plus de 60% au cas de déplacement de 0.9 mm. Des valeurs comparables peuvent être retrouvées dans la littérature. En effet, Khelif et al., [61] présentent des écarts types relatifs atteignant les 70% sur des tests en tension-fatigue sur du HDPE. Cependant, les résultats de Khelif ne possèdent pas de corrélation avec le cas de chargement imposé.

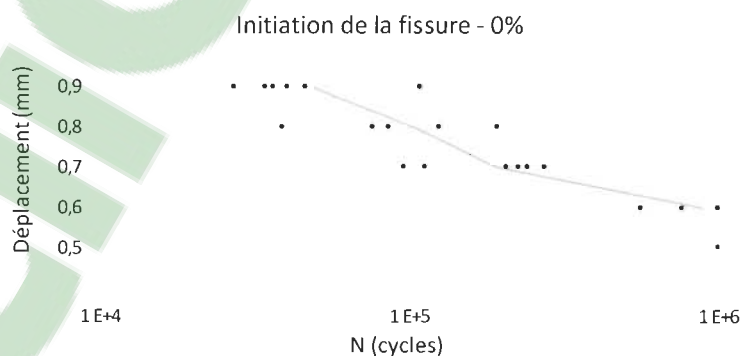


Figure 31 - Durée de vie des échantillons sans renforts

Tableau 8 - Moyenne et écart type des durées de vie des échantillons sans renforts

| Cas de déplacement | Moyenne | Écart type (absolu) | Écart type (relatif) |
|--------------------|----------|---------------------|----------------------|
| 0.6 mm | 8.87 E+5 | 1.87 E+5 | 21.0 % |
| 0.7 mm | 1.92 E+5 | 7.14 E+4 | 37.3 % |
| 0.8 mm | 1.03 E+5 | 5.80 E+4 | 56.3 % |
| 0.9 mm | 4.85 E+4 | 2.98 E+4 | 61.5% |

4.2.1.2. Échantillons avec renforts

Cinq déplacements sont imposés pour les tests en fatigue. Les tests quasi-statiques ont fourni l'information nécessaire pour la réalisation de tests préliminaire en fatigue. Le but est, tout comme pour les échantillons sans renfort, l'obtention de durée de vie comprise entre 10^4 et 10^6 . Les déplacements sont de 0.46 mm, 0.49 mm, 0.52 mm, 0.55 mm et 0.58 mm. L'incrément minimal fixé à 0.03 mm, les déplacements sont forcés d'être plus espacés qu'ils ne l'auraient été. Ils représentent respectivement 39%, 41%, 44%, 46% et 49% du déplacement à force maximale des tests quasi-statiques à 5 mm/min ce qui représente des pourcentages plus élevés que ceux calculés pour les échantillons sans renforts.

Pour les échantillons renforcés, une grande variabilité est obtenue et une filtration des échantillons est nécessaire afin d'éliminer, le plus possible, la variation due à la mise en forme du matériau. Deux étapes sont faites, la première néglige les tests présentant des données expérimentales incomplètes ou encore un déplacement inadéquat du poinçon. La seconde filtration rejette les échantillons ayant une durée de vie trop éloignée de reste. Pour ce faire, une décade est fixée autour du plus grand nombre d'échantillons possible et les échantillons à l'extérieur de celle-ci sont rejetés. La durée de vie est déterminée à l'aide de l'initiation de la fissure, car son moment d'apparition est aisé à déterminer et comporte moins d'incertitude que la mesure de sa longueur. Le tableau 9 donne le nombre de tests conservés et retirés à chaque étape. La dernière colonne présente le nombre de tests conservés et avec lesquels les analyses subséquentes sont effectuées.

Tableau 9 - Nombre de tests conservés

| Cas de déplacement | Nombre de tests total | Tests rejetés pour cause expérimentale | Tests rejetés pour variabilité | Tests restants |
|--------------------|-----------------------|--|--------------------------------|----------------|
| 0.46 mm | 3 | 0 | 0 | 3 |
| 0.49 mm | 23 | 8 | 3 | 12 |
| 0.52 mm | 22 | 2 | 5 | 15 |
| 0.55 mm | 22 | 2 | 8 | 12 |
| 0.58 mm | 22 | 2 | 5 | 15 |

Le cas à 0.46 mm de déplacement ne comporte que trois tests pour la raison que les trois essais se sont rendus à 10^6 cycles et qu'aucun n'a démontré d'évolution d'endommagement pouvant mener à un bris près de 10^6 cycles. Puisque les présents travaux se penchent sur l'endommagement et l'évolution de celui-ci, il est déterminé que les essais à 0.46 mm ne peuvent présenter d'endommagement important avant 10^6 cycles sans que le test ne soit rejeté pour des raisons expérimentales.

La courbe de durée de vie des échantillons restants est présentée à la figure 32. Les points présents sur le graphique correspondent aux différents tests. Les lignes pointillées représentent le 5% et le 95% de la distribution de Weibull correspondante. Les distributions pour les cas de chargement possédant une durée de vie finie sont présentées à la figure 33. La version linéarisée de la distribution est présentée à gauche et fournit les paramètres de la droite en plus du coefficient de détermination R^2 . Le coefficient est donné par l'équation 10, où i est l'indice de la mesure, n est le nombre de mesures, y_i le nombre de cycles du test i , \hat{y}_i le nombre de cycles prédit par le modèle et m_{xi} la moyenne des durées de vie.

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - m_{xi})^2}$$

Équation 10 – Coefficient de détermination

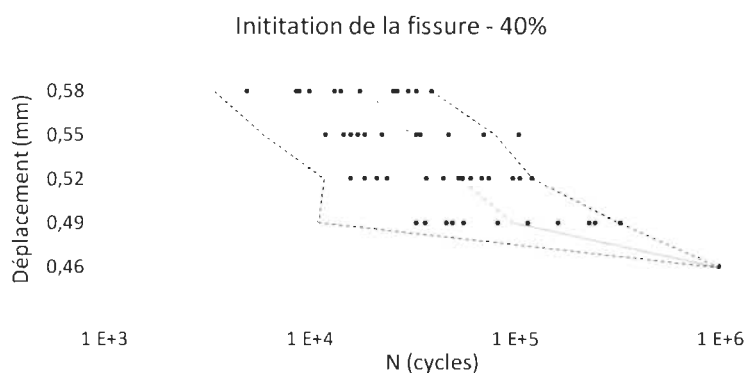


Figure 32 - Durée de vie des échantillons avec renforts

Un biais est induit lors du traitement des données. Par exemple, pour respecter la variation maximale, plus d'échantillons inférieurs à la moyenne sont retirés du cas à 0.58 mm et plus d'échantillons supérieurs à la moyenne sont retirés du cas à 0.55 mm. Il y a donc un biais malgré le critère objectif de conservation du plus grand nombre de données. De plus, les variations observées, plus grandes qu'attendu, ne correspondent pas toutes à des distributions de Weibull. En observant la figure 33, les courbes des distributions à 0.49 mm et 0.55 mm de déplacement ne semblent pas correspondre aux points expérimentaux. Ces deux distributions détiennent des coefficients de détermination inférieurs aux deux autres déplacements. En fait, les points expérimentaux semblent avoir deux phases de progression distinctes. Ceci indique fort probablement une source de variation autre que la variation matérielle standard. Cette source est probablement le contrôle des paramètres de mise en forme. Ce comportement n'est pas présent sur les distributions de 0.52 mm et de 0.58 mm, cependant il est potentiellement camouflé par une des deux variations plus importantes que l'autre.

Le tableau 10 présente la moyenne, l'écart absolu et l'écart relatif de chaque déplacement. L'écart type relatif est, comparé aux données sans renforts, bien supérieur pour les cas de déplacement plus faibles et comparable pour les cas plus grands. Cet effet est principalement causé la disparité du matériau. Cette dernière a comme conséquence que les propriétés des dents varient en fonction du taux de fibre local et de l'orientation des fibres. Un taux de fibre plus élevé et un parallélisme des fibres avec la surface de la dent implique une raideur plus élevée, donc une charge plus importante

pour un déplacement équivalent du poinçon [62]. Cette variation est induite par la nature du matériau à fibre courte, mais également par la méthode de mise en forme.

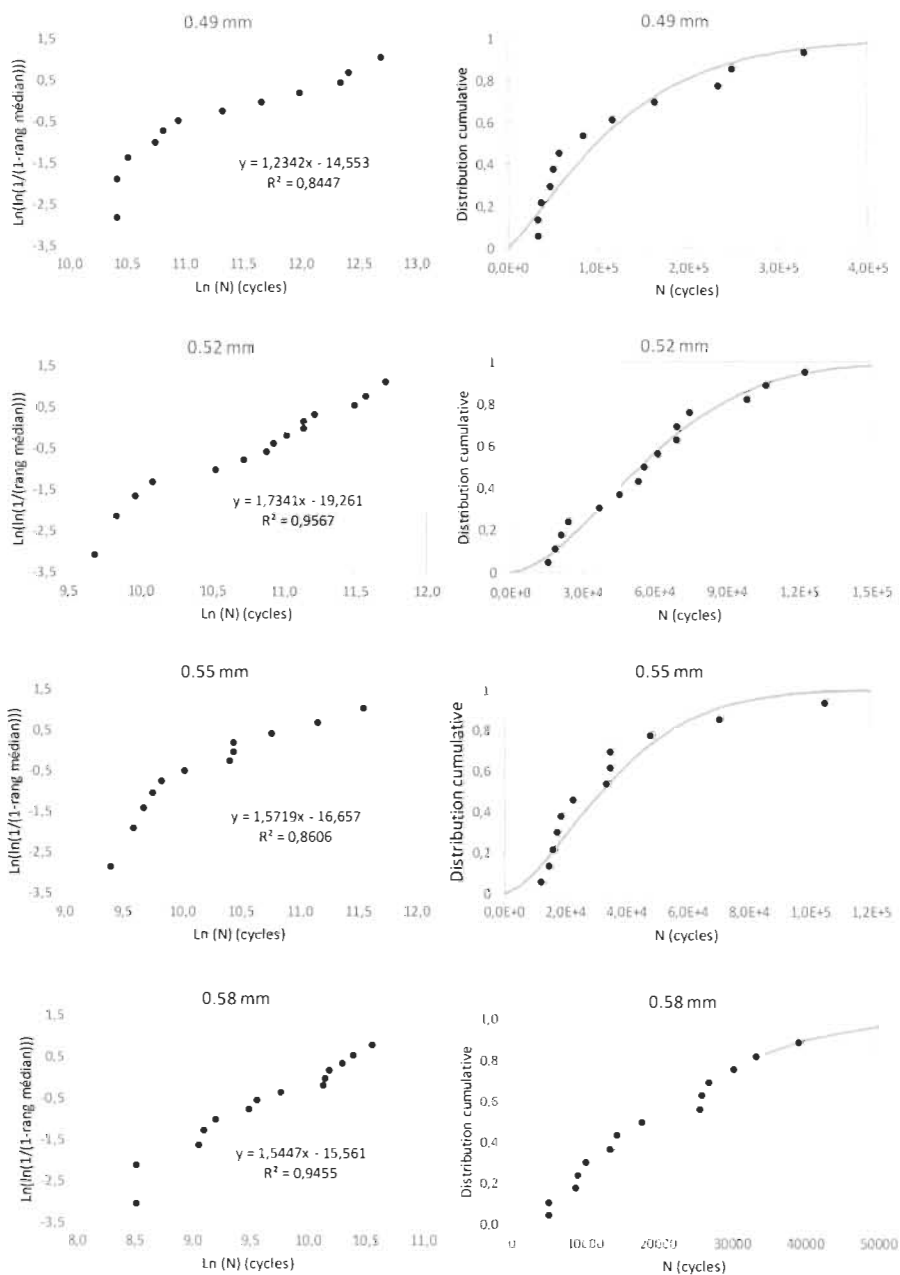


Figure 33 - Distribution de Weibull, à gauche la distribution linéarisée et à droite la distribution cumulative

Tableau 10 - Moyenne et écart type des durées de vie des échantillons renforcés

| Cas de déplacement | Moyenne | Écart type (absolu) | Écart type (relatif) |
|--------------------|----------|---------------------|----------------------|
| 0.49 mm | 1.19 E+5 | 1.01 E+5 | 85.0 % |
| 0.52 mm | 5.83 E+4 | 3.29 E+4 | 56.5 % |
| 0.55 mm | 3.57 E+4 | 2.77 E+4 | 77.6 % |
| 0.58 mm | 2.18 E+4 | 1.17 E+4 | 54.8 % |

L'écart type relatif est conservé autour des mêmes valeurs pour le composite à cause de la seconde étape de filtration qui retire les données extrêmes des distributions. Contrairement aux données sans renforts qui respectaient déjà la distribution maximale.

L'évolution de la contrainte résiduelle présente trois phases, une rapide, un plateau et une fin rapide. Une contrainte est estimée à l'aide du plateau présent à la seconde phase de l'évolution de la contrainte résiduelle pour chaque déplacement. La fin du plateau, en nombre de cycles, est utilisée à des fins comparatives au tableau 11 et au tableau 12. Dans le premier tableau, il est possible de voir que les contraintes pour les échantillons renforcés sont généralement plus élevées que celles des échantillons non renforcés.

Tableau 11 - Estimation de la contrainte en fatigue

| 0% | | | 40% | | |
|------------------|------------------|----------------|------------------|------------------|----------------|
| Déplacement (mm) | Contrainte (MPa) | Fin du plateau | Déplacement (mm) | Contrainte (MPa) | Fin du plateau |
| 0.5 | 12.7 | >10.0 E+6 | 0.46 | 20.2 | >10.0 E+6 |
| 0.6 | 13.5 | 9.1 E+5 | 0.49 | 24.9 | 2.4 E+5 |
| 0.7 | 16.3 | 2.4 E+5 | 0.52 | 26.4 | 1.3 E+5 |
| 0.8 | 20.2 | 1.4 E+5 | 0.55 | 28.0 | 8.3 E+4 |
| 0.9 | 23.3 | 5.8 E+4 | 0.58 | 31.9 | 4.8 E+4 |

Les travaux de Mejri et al., [8] présentent des données de fatigue en flexion trois-points comparables à celles recueillies. Les mesures de contraintes les plus près sont

présentées au tableau 12, où les résultats de la littérature sont surlignés en gris. Les résultats du tableau 11 sont repris ici pour représenter le mieux possible les méthodes utilisées par les auteurs comparés. Pour une contrainte de 22 MPa, Mejri obtient une durée de vie supérieure à $5 \cdot 10^6$ cycles. Une durée de vie supérieure à 10^6 est obtenue avec une contrainte estimée à 20 MPa. Par la suite, les résultats se chevauchent, là où Mejri obtient au moins $4 \cdot 10^5$ cycles pour une contrainte de 27 MPa, seulement $2.5 \cdot 10^5$ cycles sont obtenus pour une contrainte de 25 MPa.

Tableau 12 - Comparaison des durées de vie avec la littérature

| Contrainte | Durée de vie | Auteur |
|------------|--------------|--------|
| 20.2 MPa | >10 E+6 | |
| 22 MPa | >10 E+6 | Mejri |
| 22 MPa | 2.0 E+5 | Bravo |
| 24.9 MPa | 2.4 E+5 | |
| 26.4 MPa | 1.3 E+5 | |
| 27 MPa | 6.0 E+5 | Mejri |
| 28.0 MPa | 8.3 E+5 | |

Bravo [11], quant à lui, obtient des durées de vie d'environ $2 \cdot 10^5$ cycles à des fréquences de 8.333 Hz et 16.667 Hz. Ses tests sont opérés sur un banc d'essai rotatif. Il y a donc des contraintes thermiques et d'usure supplémentaires aux présents tests et ceux de Mejri, ce qui explique la durée plus courte de ses essais.

Nonobstant, les variations expérimentales obtenues lors des présents essais et l'emprunt d'une équation adaptée à un engrenage en rotation pour le calcul de la contrainte justifient la différence entre ces trois études.

4.2.2. Indices d'endommagement

Les indices d'endommagement donnent de l'information avant et après la durée de vie fixée précédemment. Ils donnent également des renseignements sur la manière dont les propriétés du matériau évoluent. Premièrement, les indices des tests sans renforts

sont présentés, suivis par les tests avec renforts. Ensuite, une comparaison est proposée.

4.2.2.1. Échantillons sans renforts

Les résultats d'endommagement pour le déplacement de 0.6 mm sont présentés ici. Ce cas est choisi, car il propose la durée de vie la plus longue, sans que tous les échantillons n'atteignent la limite d'endurance retrouvée avec le cas de 0.5 mm.

Seulement deux échantillons présentent une fissuration dans le cas du déplacement de 0.6 mm appliqué aux échantillons sans renfort. Le total des échantillons est montré sur la figure 34 avec la résistance résiduelle et l'émission acoustique.

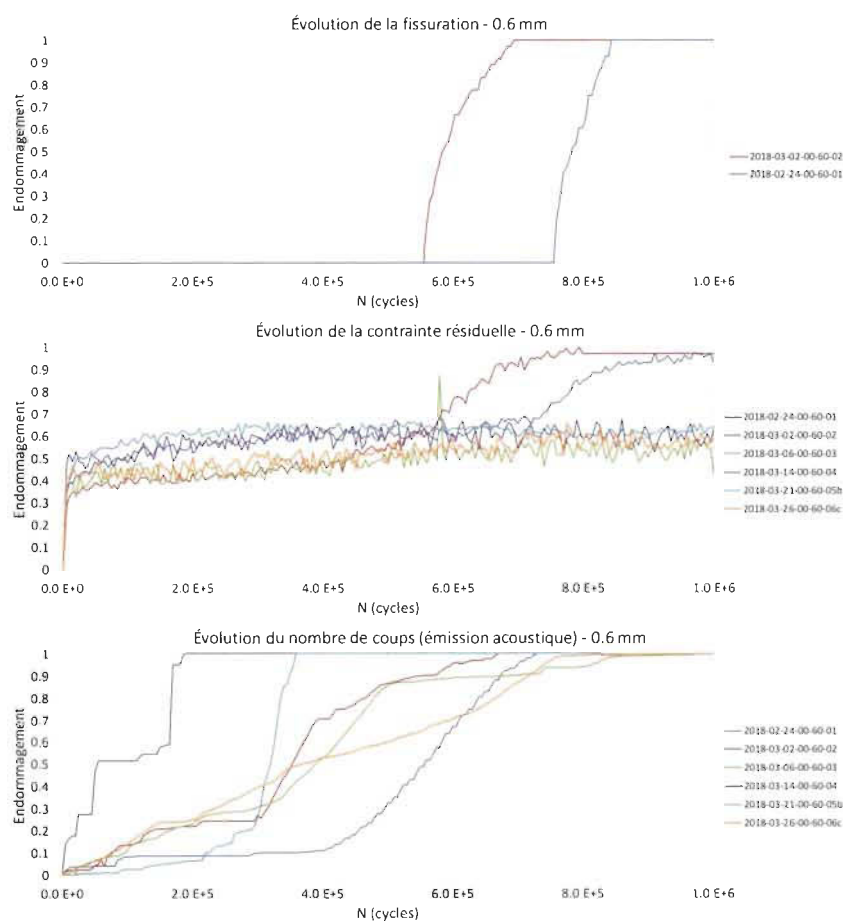


Figure 34 - Mesures relatives selon trois indices d'endommagement pour un déplacement de 0.6 mm à 0% de renfort

La progression de la fissure est très rapide comparativement à son initiation. La chute de la résistance résiduelle après le plateau est également relativement courte face à la longueur du plateau de maintien. Pour les émissions acoustiques, l'énergie de fissuration étant estimée faible, les données issues du nombre de coups donnent de meilleurs résultats. Toute l'activité acoustique semble apparaître avant le début de la fissuration. Les trois phases sont visibles facilement sur environ 3 échantillons, visible difficilement sur 2 autres et peu reconnaissable sur l'essai restant. Ces différences de reconnaissance des trois phases ne concordent pas avec les autres données recueillies, où les trois phases devraient être visibles sur seulement 2 échantillons. Cela indique que le bruit enregistré peut, en valeur relative et en nombre de coups, se confondre avec les données réelles.

Les résultats de l'endommagement en fatigue des échantillons non renforcés sont présentés en entier à l'annexe 7 : résultats tests en fatigue-échantillons non renforcés. Ces données présentent les mêmes caractéristiques générales que celles présentées dans cette section.

4.2.2.2. Échantillons renforcés

Le déplacement de 0.49 mm est choisi, car il présente la durée de vie la plus longue, sans atteindre la limite des tests fixée à 10^6 cycles. Tel que mentionné précédemment, seulement 12 échantillons sont conservés pour le cas de déplacement de 0.49 mm. Les trois indices d'endommagement présentés à la figure 35 sont la fissuration, la résistance résiduelle et les émissions acoustiques.

Bien que la propagation de la fissure jusqu'à 50% de la largeur de la dent soit rapide, la seconde moitié de la propagation est plus lente que celle présentée pour les échantillons sans renforts. Cela induit une propagation environ aussi longue que l'initiation. Les plateaux de résistance résiduelle sont courts et leur déclin lors de la troisième phase est moins abrupt. Pour les émissions acoustiques, la vitesse de progression n'est pas constante d'un essai à l'autre. En effet, 7 tests présentent des plateaux entre des progressions presque verticales, tandis que les autres montrent une pente plus constante.

Les autres cas de déplacement présentent le même genre de comportement pour les trois indices d'endommagement. La totalité des résultats pour les échantillons renforcés est présentée à l'annexe 8 : résultats tests en fatigue-échantillons renforcés.

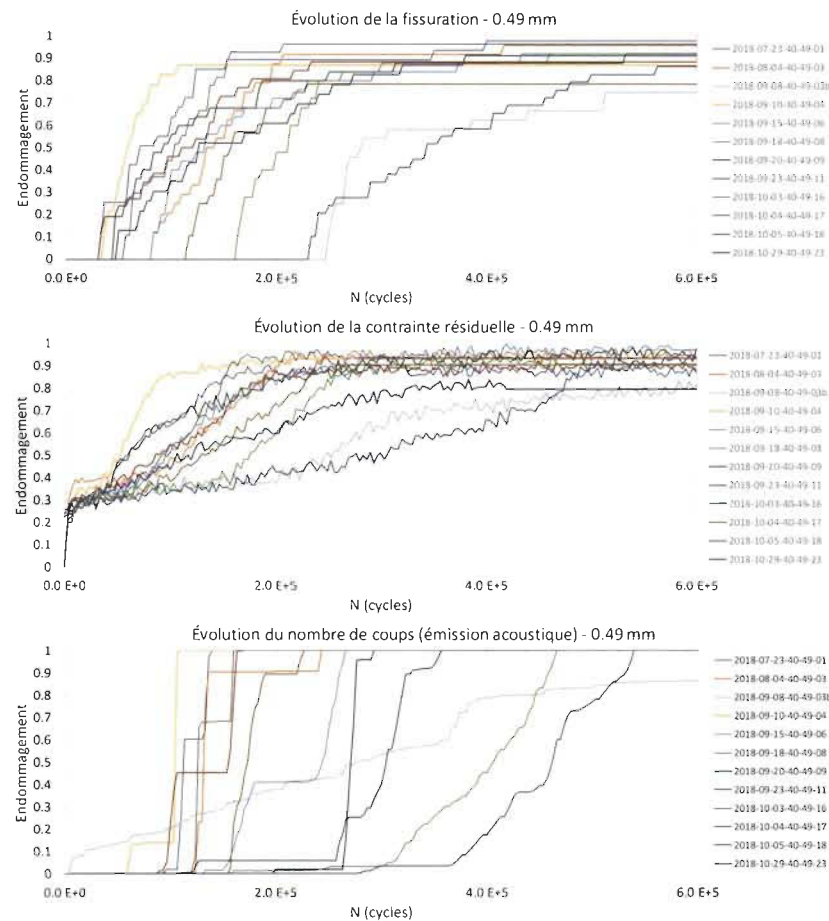


Figure 35 - Mesures relatives selon trois indices d'endommagement pour un déplacement de 0.49 mm à 40% de renfort

La figure 36 présente les étapes de progression de la fissure par bond de 10%. La comparaison entre les courbes permet de voir que la progression de la fissure est plus courte, en général que l'initiation de celle-ci. L'initiation représente un processus aléatoire tandis que la progression est plus déterministe. Dans le présent cas, la progression de la fissure semble constante jusqu'à environ 80% de sa progression (avant-dernière courbe). La troisième zone, correspondant à la rupture finale, n'est pas observée dans ces essais, car l'essai est contrôlé par le déplacement, la charge diminue donc en même temps que la fissure s'allonge et que la raideur de la dent se réduit.

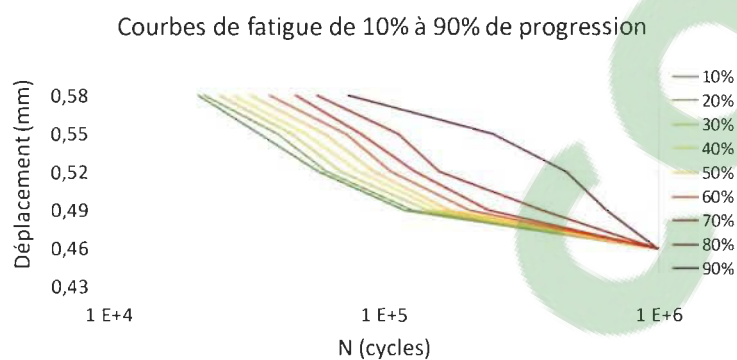


Figure 36 - Courbe de fatigue pour l'atteinte des différentes étapes de la progression de la fissure pour les échantillons renforcés

4.2.2.3. Comparaison avec et sans renforts

Les figure 37 et figure 38 montrent les trois indices d'endommagement pour des échantillons de HDPE et de composite. Dans les deux cas, l'exemple choisi est un cas du déplacement le plus faible ayant une durée de vie inférieure à 10^6 cycles, soit 0.6 mm et 0.49 mm.

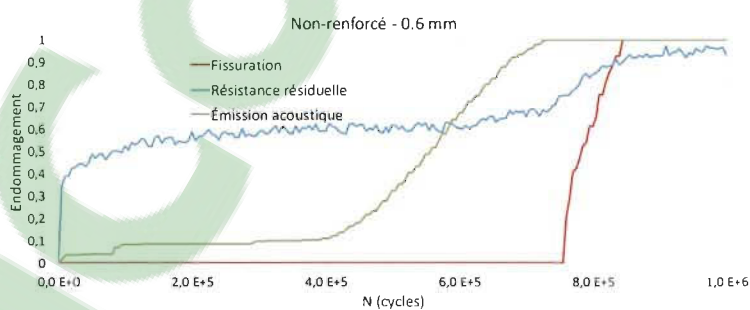


Figure 37 - Exemple type des indices d'endommagement pour un échantillon sans renforts

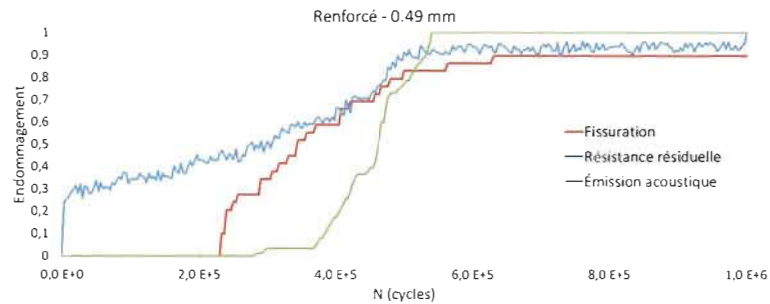


Figure 38 - Exemple type des indices d'endommagement pour un échantillon avec renforts

La résistance résiduelle présente un plateau dans les deux figures, soit autour de 80 N pour la dent d'engrenage à 0% et autour de 160 N pour la dent composite. La fin du plateau concorde, dans les deux matériaux, avec l'initiation de la fissure.

Dans le cas non-renforcé, la majorité de l'activité acoustique prend place avant l'initiation de la fissure, cela indique que la déformation plastique de la dent est plus énergétique que sa fissuration. L'inverse se présente dans le cas renforcé, où la majorité de l'activité acoustique est enregistrée lors de la propagation de la fissure. Ce phénomène est relié à la difficulté de la fissure à progresser au sein du matériau composite. Les fibres forcent la fissure à changer constamment de direction, comme l'a observé Quaresimin et Ricotta [51]. La figure 39, sur laquelle les parcours des fissures sont mis en évidence, démontre ce point. Ce fait explique également la différence entre les durées de progression de fissure de chaque type d'échantillon. En ayant de la difficulté à progresser, la fissure prend également plus de temps à avancer.

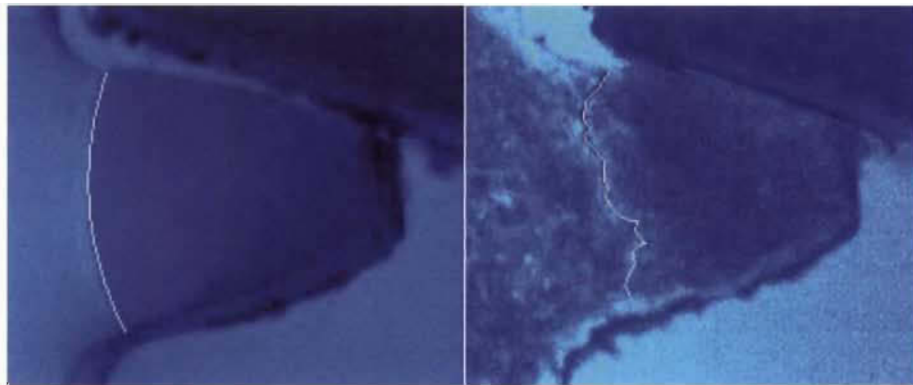


Figure 39 - Comparaison des chemins de fissure (à droite : non-renforcé, à gauche : renforcé)

4.3. Modélisations

La modélisation est seulement appliquée aux échantillons avec 40% de renfort, car au moins 12 échantillons de chaque déplacement sont recueillis. De plus, c'est l'endommagement de ces échantillons renforcés qui est d'intérêt.

4.3.1. Fissuration

Le tableau 13 présente les paramètres calculés pour les modèles ajustés à la mesure de la fissuration. Trois étapes sont fixées en fonction des pentes observées sur les résultats en fatigue, soit 10%, 50% et 70% de longueur relative de fissuration, tel qu'illustré à la figure 40. Les CDF résultantes sont présentes sur la figure 41, en courbes pointillées et lissées, accompagnées des données brutes, en lignes brisées.

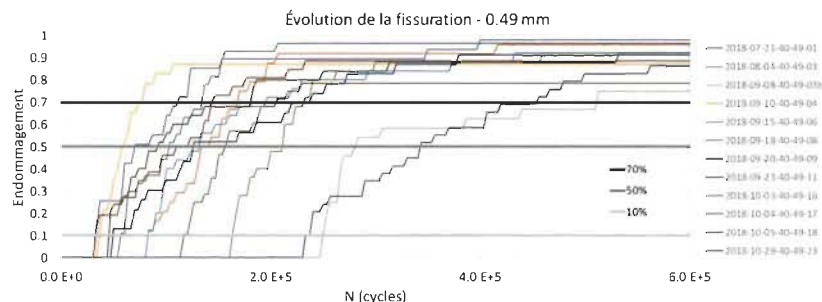


Figure 40 - Division des étapes du modèle appliqué à la fissuration

Tableau 13 - Paramètres des modèles appliqués à la mesure de la fissure

| Étapes | 0.49 mm | | 0.52 mm | | 0.55 mm | | 0.58 mm | |
|--------|---------|-------|---------|-------|---------|-------|---------|-------|
| | r_i | b_i | r_i | b_i | r_i | b_i | r_i | b_i |
| 10 % | 18.62 | 3 | 7.30 | 4 | 16.72 | 3 | 21.82 | 4 |
| 50 % | 3.37 | 5 | 6.99 | 3 | 11.92 | 3 | 22.43 | 3 |
| 70 % | 16.47 | 3 | 10.31 | 3 | 12.63 | 3 | 30.66 | 3 |

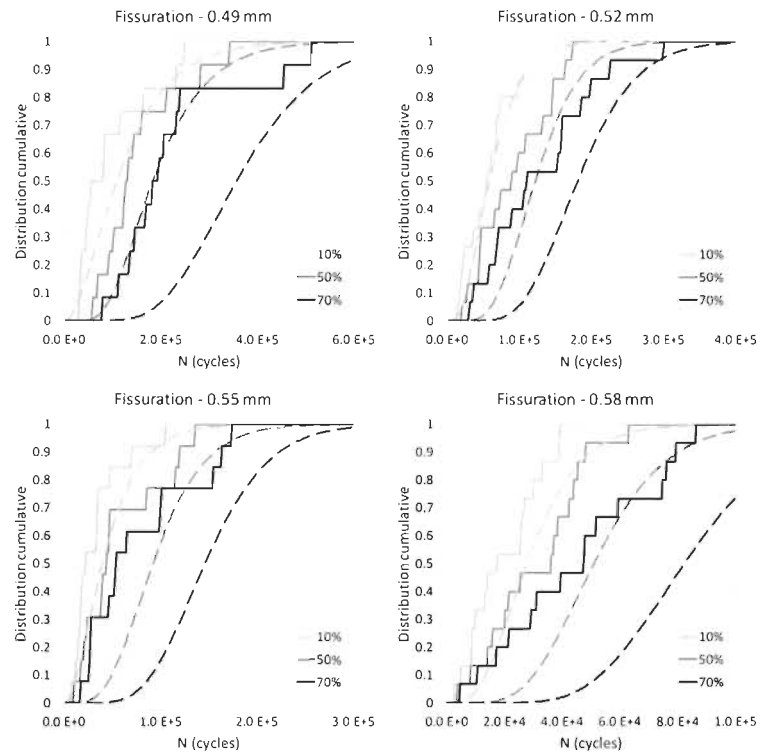


Figure 41 - Comparaison des modèles issus des données de fissurations pour chaque déplacement

Les modèles, tel qu'illustré à la figure 41, semble bien suivre les données expérimentales pour l'ensemble des déplacements. Dans tous les cas, même pour une erreur faible, le modèle surestime le nombre de cycles auquel le stade d'endommagement est atteint. L'erreur augmente en fonction du pourcentage d'endommagement.

4.3.2. Contrainte résiduelle

Pour la résistance résiduelle, 3 étapes sont encore ciblées, soit 25%, 45% et 75% de réduction de la valeur initiale, tel que montré à la

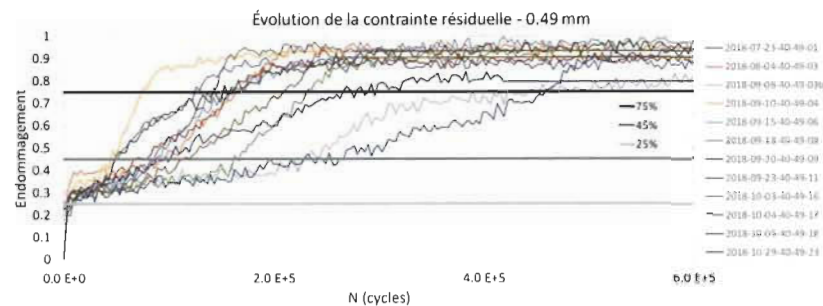


figure 42. Les paramètres obtenus sont présents dans le tableau 14 en fonction du déplacement imposé. La figure 43 compare les CDF (courbes lissées) avec les données expérimentales (lignes brisées).

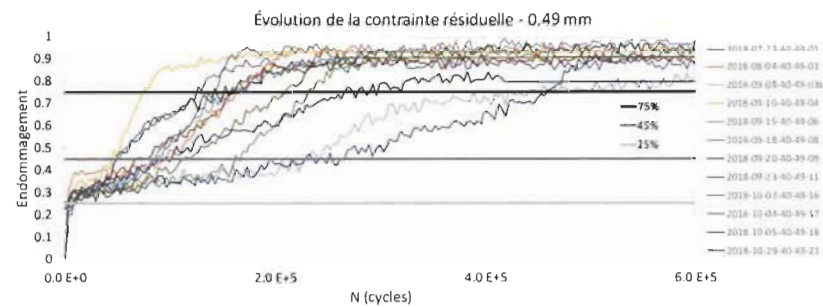


Figure 42 - Division des étapes du modèle appliqué à la résistance résiduelle

Tableau 14 - Paramètres des modèles appliqués à la résistance résiduelle

| Étapes | 0.49 mm | | 0.52 mm | | 0.55 mm | | 0.58 mm | |
|--------|---------|-------|---------|-------|---------|-------|---------|-------|
| | r_i | b_i | r_i | b_i | r_i | b_i | r_i | b_i |
| 25 % | 0.60 | 2 | 1.41 | 2 | 2.66 | 2 | 4.96 | 3 |
| 45 % | 14.53 | 4 | 9.28 | 4 | 27.30 | 3 | 17.80 | 5 |
| 75 % | 13.70 | 4 | 8.49 | 4 | 25.48 | 3 | 47.42 | 3 |

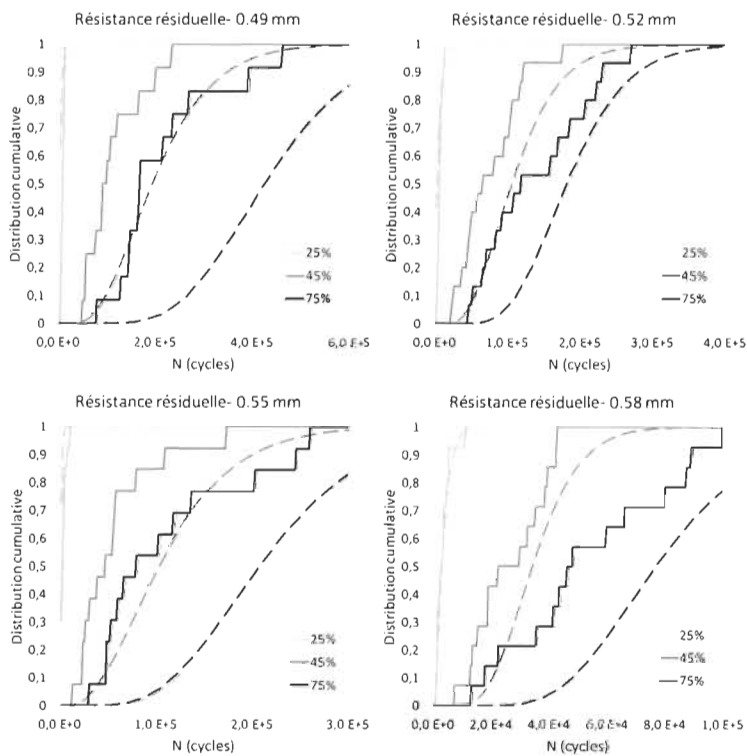


Figure 43 - Comparaison des modèles issus de la résistance résiduelle pour chaque déplacement

Encore une fois, le modèle, lorsqu'il s'éloigne des valeurs expérimentales, surestime le nombre de cycles nécessaires. Cette fois, la première étape d'endommagement correspond assez bien pour tous les déplacements. Cependant, cette étape ne donne pas beaucoup d'information sur l'évolution de l'endommagement, car elle est complétée hâtivement pour tous les déplacements.

4.3.3. Émission acoustique

Pour l'activité acoustique, encore 3 étapes sont isolées, 10%, 35% et 85%, illustrée à la figure 44. Le tableau 15 présente les différents paramètres et la figure 45 montre un comparatif avec les données expérimentales, où ces dernières sont sous forme de lignes brisées.

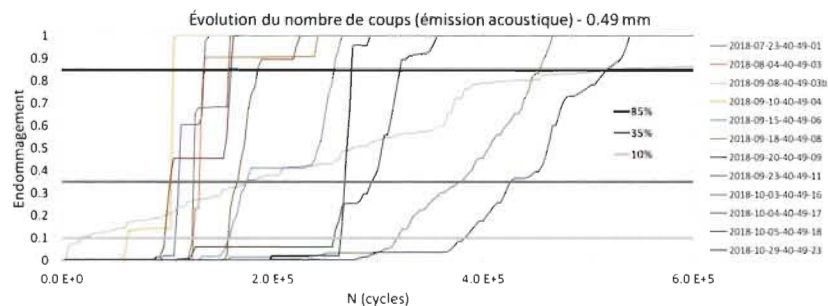


Figure 44 - Division des étapes du modèle appliqué à l'émission acoustique

Tableau 15 - Paramètres des modèles appliqués à l'émission acoustique

| Étapes | 0.49 mm | | 0.52 mm | | 0.55 mm | | 0.58 mm | |
|--------|---------|-------|---------|-------|---------|-------|---------|-------|
| | r_i | b_i | r_i | b_i | r_i | b_i | r_i | b_i |
| 10 % | 20.93 | 4 | 26.41 | 3 | 40.98 | 3 | 37.55 | 4 |
| 35 % | 18.33 | 2 | 11.48 | 2 | 6.49 | 2 | 38.75 | 2 |
| 85 % | 41.44 | 2 | 18.46 | 2 | 80.90 | 2 | 26.22 | 3 |

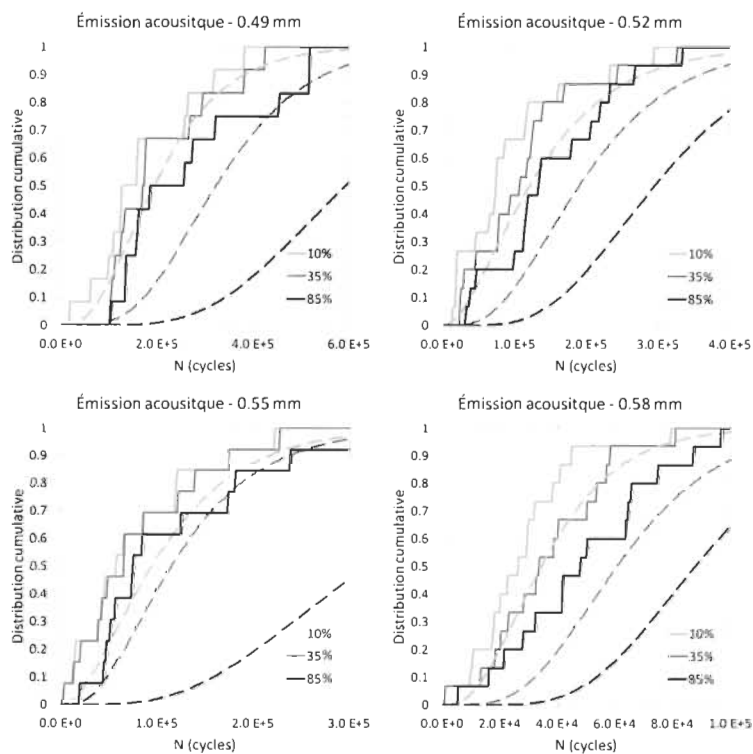


Figure 45 - Comparaison des modèles issus de l'émission acoustique pour chaque déplacement

Le modèle semble relativement bien performer pour les deux premières étapes d'endommagement. La dernière étape d'endommagement, soit l'atteinte de 85% du total des émissions, performe le mieux à 0.52 mm de déplacement imposé et diverge de manière importante pour le déplacement de 0.55 mm. Une raison possible de cet écart est l'utilisation d'états discrets. Le ratio de transition (premier paramètre calculé) est plus élevé que les autres ratios. Conséquemment, le nombre d'états est très petit, car son calcul contient un facteur $1/r_i$ (équation 5). Le nombre d'états étant arrondi à la hausse, il est à son minimum et c'est probablement ce qui augmente l'estimation du modèle. C'est une limitation du modèle qu'il serait intéressant d'ajuster, soit fixant une frontière à laquelle un arrondissement à la baisse est possible ou encore en ajustant le ratio de transition en fonction de la différence entre l'arrondissement et la valeur réelle.

4.3.4. Évaluation de l'erreur

La figure 46 présente l'erreur moyenne pour chacun des modèles produits. Il est naturel que les premières étapes d'endommagement possèdent toutes une erreur inférieure aux étapes subséquentes. Il est également possible de voir que le déplacement à 0.55 mm performe moins bien que les autres dans deux des trois cas présentés. Le déplacement à 0.52 mm performe, pour sa part, assez bien avec les trois indices utilisés.

Les modèles possédant les erreurs les plus faibles sont les modèles issus des données de fissuration. En effet, les deux cas de déplacement les plus faibles présentent une erreur inférieure à 20% et ce peu importe l'étape d'endommagement (10%, 50% ou 70%). L'erreur augmente avec le déplacement. Une des sources d'erreurs possibles est que la prise de photo est estimée à un cycle précis, ce qui n'est pas réel. La variation temporelle de la prise de la photo affecte plus les grands déplacements, car le même nombre de photos est pris pour une durée de propagation de fissure plus courte.

La première étape d'endommagement de la résistance résiduelle a une erreur également très faible. Dans ce cas, la raison est que la première étape d'endommagement correspond à la diminution initiale de la résistance, qui est obtenue très rapidement après le début de l'essai. Les erreurs des modèles pour les étapes

subséquentes sont plus importantes. Cependant, ces modèles sont plus intéressants, car ils donnent plus d'information sur la durée de vie possible des échantillons que la première étape. La deuxième et la troisième étape fournissent également plus d'indications sur l'endommagement à long terme. Le déplacement de 0.52 mm présente une erreur très faible pour la résistance résiduelle. Le déplacement de 0.55 mm offre la moins bonne précision pour les deux dernières étapes.

Ensuite, les modèles issus des données acoustiques semblent moins représentatifs que les autres pour la troisième étape fixée. La variation dans l'obtention des données peut expliquer ce point; certains essais fournissent des données propres tandis que d'autres, dans les mêmes conditions, fournissent des données beaucoup plus bruitées ou presque silencieuses. L'utilisation du nombre de coups a donc été favorisé. Tout comme les modèles issus de la résistance résiduelle, la première étape d'endommagement présente des erreurs plus faibles que les suivantes. La variation de la dernière étape ciblée est très importante même pour le déplacement le plus faible.

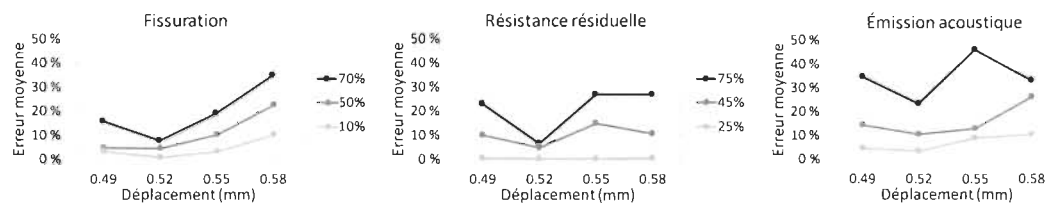


Figure 46 - Erreur des différents modèles en fonction de l'indice utilisé

L'avantage des modèles produits avec la résistance résiduelle et l'émission acoustique est qu'ils peuvent accumuler des données en continu durant l'essai, ce qui plus difficile à réaliser pour la fissuration. En effet, la fissuration nécessite une prise de photo, qui possède une étiquette temporelle et qui ne peut pas être conditionnelle à un évènement de l'essai, contrairement à l'émission acoustique qui enregistre les évènements au fur et à mesure qu'ils émergent. La résistance résiduelle compense ce type de lacune par le volume de données pouvant être enregistrées, ainsi une très grande résolution peut être obtenue malgré les étiquettes temporelles. De plus, comparativement à l'émission acoustique, la résistance résiduelle possède un maximum initial, ce qui définit l'enveloppe des données qui seront recueillies. Ainsi, une valeur

relative peut être associée à chaque donnée et n'aura pas besoin d'être modifiée au courant de l'essai.

4.4. Synthèse

Dans ce chapitre, les différents résultats sont présentés, en commençant par les tests quasi-statiques, les tests de fatigue et les modèles construits. Cet ordre est également l'ordre temporel dans lequel furent réalisés les tests, chaque étape étant essentielle à la réalisation de la suivante.

Les contraintes recueillies durant les tests quasi-statiques sont supérieures à celles retrouvées dans la littérature. L'aspect viscoélastique de la matrice n'a pu être retiré avec l'ajout des fibres. Malgré cela, le composite présente un comportement avec beaucoup moins de déformation plastique que la matrice, ce qui est encourageant pour l'utilisation du modèle proposé.

Les tests en fatigue présentent des durées de vie avec une variation plus importante pour les échantillons avec renforts que sans renforts. Les indices d'endommagement sont recueillis et comparés pour les deux matériaux utilisés. Des relations sont établies entre les indices et ces relations diffèrent entre les échantillons renforcés et non renforcés.

Les modèles sont construits chacun sur trois étapes d'endommagement pour chaque déplacement imposé au composite. L'étape d'endommagement le plus élevé performe généralement moins bien. Cette dernière est naturellement plus difficile à caractériser à cause de sa plus grande distance avec le début de l'essai. Les avantages et désavantages des indices utilisés pour la construction des modèles sont également discutés.

CHAPITRE 5 - CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

5.1. Conclusions

Les tests quasi-statiques sont opérés afin d'infirmer la présence d'une plage plastique ainsi que de confirmer le comportement viscoélastique du matériau. Des différences importantes avec la littérature sont observées avec l'ajout des fibres de bouleaux. De plus, ces tests permettent de déterminer les cinq cas de déplacement des tests en fatigue.

Les durées de vie des tests en fatigues mènent aux courbes de Whöler qui présentent une limite d'endurance autant pour le matériau renforcé que pour le matériau non renforcé. Une distribution de Weibull est placée sur les différents cas de déplacement du matériau renforcé et elle permet de figurer la présence d'une variation matérielle plus importante qu'attendue.

L'endommagement au cours des tests en fatigue est mesuré à l'aide d'une caméra fournissant des photos de l'avancement de la fissure, une cellule de charge fournissant la résistance résiduelle de la dent testée et des capteurs acoustiques. La progression de l'endommagement est tracée et les trois indices sont reliés à un modèle stochastique de Markov. Trois étapes sont ciblées avec chaque indice de mesure afin de bien cerner les différentes vitesses de propagation de l'endommagement observées durant les tests. Une estimation de l'erreur de chaque modèle est présentée dans le but de les comparer. Les modèles produits représentent bien les résultats expérimentaux, surtout le cas de 0.52 mm. Ce résultat s'explique entre autre par le nombre d'échantillons important, qui est un atout pour la construction d'un modèle stochastique, et un déplacement parmi les plus petits, ce qui assure une contrainte faible favorisant une progression statistique de l'endommagement.

La variation matérielle observée est importante et est l'une des plus grandes difficultés qu'a présentées ce projet. En effet, le contrôle des paramètres de mise en forme est limité et s'apprête mieux à de petits échantillonnages qu'à des batteries de tests recherchant au-delà de 80 spécimens. C'est également une des raisons pour lesquelles autant de rejets sont observés dans la section 4.2.1.2.

L'utilisation actuelle du modèle démontre son utilité pour estimer les taux d'endommagement à un nombre de cycles donné. Cependant, la dépendance à un nombre d'états « peu » arrondi (i.e. avec une différence entre l'arrondissement et le nombre initial faible) est un malus important. La méthode présentée par Chiachio et al., [46] est probablement une avenue plausible pour une utilisation du modèle plus extensive. De plus, le modèle est également dépendant du nombre d'échantillons utilisés. Un nombre d'échantillons supérieur à 20 est préférable [59], ce n'a pas été atteint lors du présent projet.

L'application du matériau composite aux engrenages est de plus en plus plausible. L'endommagement s'est montré prédictible et sa progression est moins catastrophique que celle de la matrice pure. Même si l'ajout des fibres ne retire pas la viscoélasticité du matériau, il présente tout de même une raideur considérablement plus élevée que le HDPE, ce qui est une caractéristique recherchée lors de la conception d'engrenages. De plus, le matériau n'est pas encore exploité à son plein potentiel, le faible contrôle des paramètres de mise en forme limite encore la constance des résultats obtenus.

Finalement, une limite d'endurance est retrouvée pour le matériau renforcé et non renforcé. La contrainte à la limite d'endurance du matériau renforcé est notablement plus élevée que celle du HDPE, ce qui est synonyme d'un couple d'utilisation plus important.

5.2. Perspectives

Une quantification des données acoustiques est présentée, cependant, la qualification de l'endommagement est également possible. Plusieurs informations peuvent être tirées de ces données et pourraient permettre une meilleure analyse des résultats obtenus.

Les tests potentiels impliquent la quantification de l'endommagement pour des engrenages en plastiques techniques afin de pouvoir recomparer le composite proposé avec les matériaux présentement utilisés, tel l'ABS et le PA6.

Par la suite, le transfert vers un banc d'essai rotatif est à prévoir. Les modèles présentés fournissent beaucoup d'information sur la flexion de la dent et permettent d'isoler l'endommagement relié à la flexion. Des tests rotatifs permettent l'obtention d'une représentation complète de l'endommagement et les modèles fournis retireraient une variable de l'équation afin de faciliter la compréhension des autres processus d'endommagement impliqués.

Certaines étapes restent encore à accomplir avant la production en série d'engrenage avec le matériau présenté. En effet, tel que mentionné, plusieurs variables ne sont pas contrôlées lors de la mise en forme, ce qui a certainement un impact sur la variation des résultats. La transition vers une presse à injection, qui représente ce qui est utilisé dans l'industrie, est sur le point d'être réalisée. Ce transfert offrira un meilleur contrôle sur les paramètres de moulage et sur la variabilité locale des propriétés du matériau.

5.3. Bibliographie

- [1] Apex Dynamics, *Gear History - where do gearboxes originate?*, Helmond: Apex Dynamics, 2015.
- [2] B. Dengel, *Plastic Gears Are the Future*, Machine Design, 2017.
- [3] D. Koffi, "Matériaux plastiques et composites; usage et défis pour le prototypage virtuel et l'amélioration de la chaîne numérique des pièces mécaniques : cas des engrenages," in *Ingénierie assistée par ordinateur et nouveaux matériaux*.
- [4] L. F. Gerlein Reyes, *Nouveau plastique vert fait à base de dioxyde de carbone et de végétaux*, Montréal, Québec: Substance, 2016.
- [5] D. Rosato, *Automotive Thermoplastic and Natural Fiber Composites on the Move!*, SpecialChem, 2017.
- [6] Trash Free Seas Alliance, *The Next Wave - Investment Strategies for Plastic Free Seas*, Ocean Conservancy, 2017, p. 97.
- [7] F. Mijiyawa, K. Demagna, B. K. Kokta and F. Erchiqui, "Formulation and tensile characterization of wood-plastic composites: Polypropylene reinforced by birch and aspen fibers for gears applications," *Journal of Thermoplastic Composite Materials*, vol. 28, no. 12, pp. 1675-1692, 2015.
- [8] M. Mejri, L. Toubal, J.-C. Cuillière and V. François, "Fatigue life and residual strength of a short- natural-fiber-reinforced plastic vs Nylon," *Composites Part B*, pp. 429-441, 16 November 2017.
- [9] A. Bourmaud and C. Baley, "Rigidity analysis of polypropylene/vegetal fibre composites after recycling," *Polymer Degradation and Stability*, vol. Polymer Degradation and Stability, pp. 297-305, 25 December 2009.

- [10] V. Bourgeois, *La capitale mondiale du papier journal*, É. Cap-aux-Diamants, Ed., Montréal: Érudit, 2009.
- [11] A. Bravo, L. Toubal, D. Koffi and F. Erchiqui, "Gear fatigue life and thermomechanical behavior of novel green and biocomposite materials vs high-performance thermoplastics," *Polymer Testing*, pp. 403-414, 3 January 2017.
- [12] F. Hallé, "Profil de l'industrie Pâtes et Papiers en Mauricie," Emploi-Québec Mauricie, 2000.
- [13] M.-J. Montminy, "Un moteur économique qui s'essoufle-La Tuque histoire de l'industrie du papier en Mauricie," *Le Nouvelliste*, 12 Octobre 2014.
- [14] B. V. Kokta, R. Chen, C. Daneault and J. L. Valade, "Use of wood fibers in thermoplastic composites," *Polymer Composites*, vol. 4, no. 4, pp. 229-232, 1983.
- [15] A. D. Beshay, B. V. Kokta and C. Daneault, "Use of wood fibers in thermoplastic composites II: Polyethylene," *Polymer Composites*, vol. 6, no. 4, pp. 261-271, October 1985.
- [16] R. G. Raj, B. V. Kokta, D. Maldas and C. Daneault, "Use of Wood Fibers in Thermoplastics VII: the Effect of Coupling Agents in Polyethylene-Wood Fiber Composites," *Journal of Applied Polymer Science*, vol. 37, pp. 1089-1103, 1989.
- [17] P. Jutras, "Portrait territorial - Mauricie," Ministère des ressources naturelles et de la faune, Québec, 2006.
- [18] A. Bravo, L. Toubal, D. Koffi and F. Erchiqui, "Characterization of Tensile Damage for a Short Birch Fiber-Reinforced Polyethylene Composite with Acoustic Emission," *International Journal of Material Science*, vol. 3, no. 3, pp. 79-89, 2013.

- [19] A. Bravo, L. Toubal, D. Koffi and F. Erchiqui, "Damage Characterization of Bio and Green Polyethylene-Birch Composites under Creep and Cyclic Testing with Multivariable Acoustic Emissions," *Materials*, pp. 7322-7341, 6 August 2015.
- [20] A. Bravo, L. Toubal, D. Koffi and F. Erchiqui, "Development of novel green and biocomposite materials-Tensile and flexural properties and damage analysis using acoustic emission," *Materials and Design*, pp. 16-28, 30 October 2014.
- [21] MarketExpertz, "Plastic Gears Market Reach \$3310 Million by 2023," The Small Business Newswire, 21 June 2018. [Online]. Available: <https://www.sbwire.com/press-release/print/998233>. [Accessed 2 April 2019].
- [22] The Freedonia Group, inc., "Freedonia," The Freedonia Group, October 2015. [Online]. Available: <https://www.freedoniagroup.com/World-Gears.html>. [Accessed 20 09 2019].
- [23] A. Bravo, Étude de l'endommagement thermomécanique des pièces en bioplastiques et composites de fibres naturelles : Application aux engrenages, Trois-Rivières, Canada: Université du Québec à Trois-Rivières, 2017.
- [24] F. Mijiyawa, Formulation, caractérisation, modélisation et prévision du comportement thermomécanique des pièces plastiques et composites de fibres de bois : application aux engrenages, Trois-Rivière, Canada: Université du Québec à Trois-Rivières, 2018.
- [25] T. Itagaki, H. Takahashi, H. Ilzuka, M. Takahashi and R. Nemoto, "Evaluating Fatigue Life of Injection-Molded-Plastic-Gear added with Carbon Particle made from Rice Hull," in *The 3rd International Conference on Design Engineering and Science 2014*, Pilsen, Czech Republic, 2014.
- [26] ANSI/AGMA, "Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth," American National Standard, 2011.

- [27] VDI 2736 Blatt 2: 2014-06: *Thermoplastische Zahnräder - Stirnradgetriebe - Tragfähigkeitsberechnung*, 2014.
- [28] C. Hasl, H. Liu, P. Oster, T. Tobie and K. Stahl, "Method for calculating the tooth root stress of plastic spur gears meshing with steel gears under consideration of deflection-induced load sharing," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 111, pp. 152-163, 2017.
- [29] A. Pogacnik and J. Tavcar, "Accelerated Testing and Temperature Calculation of Plastic Gears," *Gear Solutions*, vol. December, no. 15, pp. 34-40, 2016.
- [30] A. Bravo, D. Koffi, L. Toubal and F. Erchiqui, "Life and damage mode modeling applied to plastic gears," *Engineering failure Analysis*, pp. 113-133, 5 September 2015.
- [31] G. Gasparini, U. Mariani, C. Gorla, M. Filippini and F. Rosa, "Bending Fatigue Tests of Helicopter Case Carburized Gears: Influence of Material, Design and Manufacturing Parameters," *Gear Technology*, pp. 68-76, November/December 2009.
- [32] R. F. Handschuh, T. L. Krantz, B. A. Lerch and C. S. Burke, "Investigation of low-Cycle Bending Fatigue of AISI 9310 Steel Spur Gears," NASA, Cleveland, 2007.
- [33] T. Krantz and B. Tufts, "Pitting and Bending Fatigue Evaluations of a New Case-Carburized Gear Steel," NASA, Cleveland, 2007.
- [34] D. B. Stringer, B. D. Dykas, K. E. LaBerge, A. J. Zakrajsek and R. F. Handschuh, "A new High-Speed, High-Cycle, Gear-Tooth Bending Fatigue Test Capability," in *67th Annual Forum and Technology Display*, Virginia Beach, 2011.

- [35] J. A. Wheatner and D. R. Houser, "Investigation of the Effects of Manufacturing Variations and Materials on Fatigue Crack Detection Methods in Gear Teeth," Nasa, Columbus, 1994.
- [36] Metals Technical Executive Steering Committee, *J1619 - Single Tooth Gear Bending Fatigue Test*, SAE International, 1997.
- [37] E. Olsson, A. Olander and M. Öberg, "Fatigue of gears in the finite life regime - Experiments and probabilistic modelling," *Engineering Failure Analysis*, no. 62, pp. 276-286, 13 January 2016.
- [38] N. G. Nenadic, J. A. Wodenscheck, M. G. Thurston and D. G. Lewicki, "Seeding Cracks Using a Fatigue Tester for Accelerated Gear Tooth Breaking," Nasa, Cleveland, 2011.
- [39] Q. Sun, H.-N. Dui and X.-L. Fan, "A statistically consistent fatigue damage model based on Miner's rule," *International Journal of Fatigue*, no. 69, pp. 16-21, 8 April 2013.
- [40] H. Min, H. Jingjing and G. Xuefei, "Probabilistic inference of fatigue damage propagation with limited and partial information," *Chinese Journal of Aeronautics*, pp. 1055-1065, 21 June 2015.
- [41] J. A. Glud, J. M. Dulieu-Barton, T. O. Thomsen and L. C. Overgaard, "A stochastic multiaxial fatigue model for off-axis cracking in FRP," *International Journal of Fatigue*, pp. 576-590, 7 June 2017.
- [42] N. Eleftheroglou and T. Loutas, "Fatigue damage diagnostics of composites utilizing structural health monitoring data and stochastic processes," *Structural Health Monitoring*, vol. 15, no. 4, pp. 473-488, 2016.
- [43] M. Yazdanipour and M. Pourgol-Mohammad, "Stochastic fatigue crack growth analysis of metallic structures under multiple thermal-mechanical stress levels," *Materials and Design*, pp. 559-611, 22 January 2016.

- [44] J. L. Bogdanoff, "A new cumulative damage model, part 1," *Journal of Applied Mechanics*, pp. 246-250, 1 June 1978.
- [45] J. D. Rowatt and P. Spanos, "Markov chain models for life prediction of composite laminates," *Structural Safety*, vol. 20, pp. 117-135, 1998.
- [46] J. Chiachio, M. Chiachio and G. Rus, "An Inverse-Problem Based Stochastic Approach to Model the Cumulative Damage Evolution of Composites," *Procedia Engineering*, vol. 14, pp. 1557-1563, 2011.
- [47] B.-S. Wei, S. Johnson and R. Haj-Ali, "A stochastic fatigue damage method for composite materials based on Markov chains and infrared thermography," *International Journal of Fatigue*, no. 32, pp. 350-360, July 18 2010.
- [48] C. I. Ossai, B. Boswell and I. Davies, "Markov chain modelling for time evolution of internal pitting corrosion distribution of oil and gas pipelines," *Engineering Failure Analysis*, no. 60, pp. 209-228, November 19 2016.
- [49] F. Grooteman, "A stochastic approach to determine lifetimes and inspection schemes for aircraft components," *International Journal of Fatigue*, pp. 138-149, 3 March 2007.
- [50] A. Strauss, "Numerical and Monitoring based Markov Chain approaches for the fatigue life prediction of concrete structures," *Engineering Structures*, no. 112, pp. 265-273, 12 January 2016.
- [51] M. Quaresimin and M. Ricotta, "Damage Evolution in Woven Composite Laminates under Fatigue Loading," in *ESIS*, Vicenza, 2003.
- [52] G. M. Connelly, C. M. Rimnac, T. M. Wright, R. W. Hertzberg and J. A. Manson, "Fatigue Crack Propagation Behavior of Ultrahigh Molecular Weight Polyethylene," *Journal of Orthopedic Research*, vol. 2, no. 2, pp. 119-125, 1984.

- [53] L. Zhang, D. Ozevin, W. Hardman and A. Timmons, "Acoustic Emission Signatures of Fatigue Damage in Idealized Bevel Gear Spline for Localized Sensing," *Metals*, vol. 7, no. 242, pp. 1-21, 30 July 2017.
- [54] S. Shiri, M. Yazdani and M. Pourgol-Mohammad, "A fatigue damage accumulation model based on stiffness degradation of composite materials," *Materials and Design*, no. 88, pp. 1290-1295, 18 September 2015.
- [55] G. Drouin, M. Gou, P. Thiry and R. Vinet, *Éléments de Machines*, Montreal: Éditions de l'école Polytechnique de Montréal, 1986.
- [56] F. Lamy, M. Takarli, N. Angellier, F. Dubois and I.-O. Pop, "Suivi de la fissuration (mode I) dans le bois par Émission Acoustique : localisation des sources," in *21ieme Congrès Français de Mécanique*, Bordeaux, 2013.
- [57] R. Unnbórsson, "Hit Detection and Dtermination in AE Bursts," in *Acoustic Emission - Research and Applications*, Reykjavik, Intech, 2013, pp. 1-20.
- [58] J. Chiquet, N. Limnios and M. Eid, "Piecewise deterministic Markov processes applied to fatigue crack growth modelling," *Journal of Statistical Planning and Inference*, vol. 139, pp. 1657-1667, 24 May 2008.
- [59] J. D. Rowatt, *Application of markov Chains to the Critical Element Model for determining the fatigue Life of Composites*, Houston: Rice University, 1995.
- [60] X. Hu, J. Fang, F. Xu, B. Dong, Y. Xiao and L. Wang, "Real internal microstructur based key mechanism analysis on the micro-damage process of short fibre-reinforced composites," *Scientific Reports*, 07 October 2016.
- [61] R. Khelif, A. Chateauneuf and K. Chaoul, "Statistical analysis of HDPE fatigue lifetime," *Springer Science*, 23 January 2008.

- [62] A. Fatemi, S. Mortazavian and A. Khosrovaneh, "Fatigue behavior and predictive modeling of short fiber thermoplastic composites," in *6th Fatigue Design Conference, Fatigue Design 2015*, Toledo, 2015.

CHAPITRE 6 - ANNEXES

6.1. Annexe 1 : Protocole préparation composite pour moulage

Préparation HDPE- 40% Bouleau

Sous les indications de Frédéric Koffi Agbelenko

Laboratoire du CIPP

Port des lunettes et du sarrau obligatoire

1. Ouvrir la valve à l'air pour la hotte (poignée bleu).
2. Ouvrir l'eau pour le refroidissement (2 valves, la « main » et la secondaire qui monte vers le plafond, poignée rouge).
3. Tourner à « on » les trois disjoncteurs sous les rouleaux.
4. Peser sur les deux boutons noirs à côté des disjoncteurs pour mettre sous tension le thermostat.
5. Ajuster le thermostat entre 105 et 110 degrés.

Ces 5 étapes sont à effectuer en premier, car le chauffage des rouleaux est relativement long.

Pour une recette (environ 1 heure à 1h30 de préparation) contient 150 g de matière :

6. Peser 4.5 g de MAPE (le contenant se trouve sous les rouleaux).
7. Peser 15 g de HDPE.
8. Peser le reste pour atteindre 85 g de HDPE (environ 70 g) et le placer dans un contenant séparé de la première portion de HDPE.
9. Peser 60g de fibre de bois.

Pour le HDPE et le bouleau, les contenant se trouve dans le coin de la salle dans des chaudières noires. Il ne faut surtout pas oublier de les replacer après utilisation pour libérer la douche d'urgence.

10. Ajuster la température des rouleaux à l'aide du thermomètre amovible (il est jaune). La température sur les rouleaux devrait être autour de 190 degrés.
11. Nettoyer les rouleaux à l'aide de la spatule métallique.
12. Commencer à distribuer les granules de HDPE entre les deux rouleaux le plus uniformément possible sur la largeur.
13. Dès que le HDPE devient moindrement translucide, mettre le MAPE de la même manière.
14. Attendre 2 à 3 min pour atteindre la fluidité de l'ensemble, puis ajouter le reste de HDPE.

15. Attendre la fluidité des granules puis commencer à ajouter les fibres de bouleaux.

Pour cette dernière étape, il est préférable d'y aller par petite vague afin d'éviter un refroidissement trop important des rouleaux. De plus, il faut bien défaire les fibres en les ajoutant pour éviter d'obtenir des blocs de fibres non mélangées. Vers la fin de l'apport de matériel, il est nécessaire d'ouvrir les rouleaux afin de permettre l'ajout de matériel supplémentaire.

Tout au long du mélange il faut s'assurer qu'il n'y est pas de matière dans le côté des rouleaux en plus d'éviter les accumulations au centre des rouleaux (souvent en dessous) et le long des plaques protectrices du côté montant des rouleaux. S'il y a présence d'accumulation, il faut agir avec la spatule, en ajustant l'espacement entre les rouleaux à l'aide des deux manivelles (surtout efficace pour les accumulations centrales) ou encore inverser le sens de rotation des rouleaux (également efficace pour le centre des rouleaux). Si les « collements » se produisent facilement, vérifier la température des rouleaux et réajuster avec le thermostat.

16. Attendre 5 minutes après la fin de l'ajout de la fibre de bois, puis inverser la pâte de 3 à 4 fois.

Pour inverser la pâte, utiliser l'outil sur rail (avec les deux poignés) presser fort sur le rouleau jusqu'à ce que la pâte soit décollée au complet. Prendre la pâte (pendante et avant qu'elle ne tombe) avec un gant (le port des gants est fortement recommandé malgré tout) ou avec la spatule et la replacer au centre des rouleaux. Attendre 2 à 3 min entre chaque inversion.

17. À chaque inversion, avec l'outil sur rail, travailler des indentations sur la pâte pour forcer un mélange local d'une meilleure qualité.
18. Pour retirer la pâte, utiliser l'outil sur rail et garder la pâte. Placer sur le comptoir.
19. Avant le refroidissement, couper la pâte en carré d'environ 1 pouce et demi (4 centimètres) de rebord.
20. Nettoyer les rouleaux avec le grattoir (ou spatule) et conserver les résidus.
21. Ranger les contenants en dessous des rouleaux avec le MAPE.
22. Fermer le thermostat et les disjoncteurs.
23. Fermer les valves à l'eau et à l'air (toujours après avoir fermé les rouleaux, sinon le refroidissement ne sera pas assuré par l'eau)
24. Nettoyer les comptoirs avec du papier brun ou du papier absorbant.
25. Passer un balai dans toute la pièce.

La toile de polyéthylène blanche en dessous des rouleaux peut rester en place. Elle est également assez agréable à avoir lors des manipulations.

6.2. Annexe 2 : Mise en forme des engrenages

PROTOCOLE MOULAGE ENGRENAGE AVEC PRESSE

Par Philippe Blais

Avec la collaboration de Agbelenko Koffi

En date du 9 Août 2017

Le but du présent document est de répertorier les étapes de fabrication favorisées lors de la production d'engrenage en composite HDPE-fibre de bouleau à l'aide de la presse chauffante placée dans les laboratoires du CIPP.

*Toujours porter sarrau et lunette de protection lors des manipulations.

1. Mettre la presse sous tension en tournant le bouton rouge (le plus haut sur le panneau de contrôle) pour qu'il affiche « on »
2. Tirer sur le bouton jaune (le plus bas sur le panneau de contrôle) jusqu'à ce qu'il soit illuminé.
3. Ouvrir les éléments chauffants à l'aides des interrupteurs positionnés à côté de chaque indicateur de température. La température visée est d'environ 374 °F pour le composite nommé précédemment.
4. Pour préparer le moule (incluant les deux plaque planes, une plaque avec quatre engrenages découpés et deux membranes de téflon), il faut les placer dans la presse et les faire chauffer de manière à pouvoir enlever les résidus du dernier moulage ainsi que l'épaisseur résiduelle de plastique autour des cavités.
5. Peser une masse de granule correspondant à la masse visé d'un engrenage fini majoré d'un ou deux grammes.
Par exemple, pour les engrenages à 30% massique de fibre de bouleau, une masse d'environ 27 g par échantillon est obtenu avec une grande quantité excédentaire de composite, une masse de 28 ou de 29 g serait peser pour le moulage.
6. Lubrifier minutieusement le moule avec les cavités à l'aide du lubrifiant en cannette. Chaque dent doit être recouverte.
Lorsque les cannettes sont vides, elles doivent être disposée dans le bac gris prévu à cet effet.
7. Assembler le dessous du « sandwich » avec, de bas en haut, une plaque unie, une membrane de téflon (avec le côté texturé faisant face à la plaque unie) et le moule muni des cavités.
Faire attention à ne pas placer de crevasse présente dans les membranes de téflon en dessous des cavités du moule. Et s'assurer que la plaque soit bien couverte en dessous de chaque cavité.
8. Déposer dans chaque cavité la portion pesée de composite.

9. Recouvrir l'ensemble avec une autre membrane de téflon en plaçant le côté texturé opposé au moule.
Faire une fois de plus attention à ce que chaque cavité soit bien recouverte sans non plus qu'il y est de crevasse au-dessus des amas de granules.
10. Placer le « sandwich » dans la presse et presser jusqu'à ce que l'indicateur de la presse de décolle de sa position initiale.
Le bras de la presse possède deux vitesses de montée, la première est actionnée vers le haut et permet une vitesse de montée plus rapide. La seconde est vers le bas et doit être utilisé lors de l'augmentation en pression.
11. Maintenir une légère pression sur le montage au fur et à mesure que le composite fond.
12. Lorsque la pression semble rester stable, faire descendre le plateau inférieur à l'aide de la valve placée du côté gauche de la base de la presse.
Ne pas oublier de bien refermer la valve afin de pouvoir faire augmenter la pression.
13. Une fois l'assemblage sorti, retirer la plaque supérieure ainsi que la membrane supérieure de téflon.
14. Replacer les bavures au-dessus des cavités du moule et presser le plastique à l'aide d'un grattoir afin d'assurer le remplissage du moule.
15. Replacer la membrane et la plaque supérieures sur le moule et replacer le tout dans la presse.
16. Encore une fois, maintenir une pression faible sur le moule jusqu'à ce que la pression se maintienne, puis monter la pression à 10 tonnes métriques.
17. Maintenir la pression un minimum de 10 minutes, puis éteindre les éléments chauffant (indicateurs de température en premier, puis le bouton jaune et finalement tourner le bouton rouge)
18. Ouvrir les deux valves d'eau placées sur le mur à droite de presse (poignées bleues)
*Il est peut-être nécessaire d'ouvrir le régulateur de pression (pièce en laiton dans le côté supérieur droit de la presse) afin de faire entrer un débit adéquat d'eau dans la presse. De plus, l'ouverture de la valve de refroidissement des rouleaux chauffants peut être utile afin de réduire le nuage de vapeur à la sortie de la presse.
Il est normal que la pression diminue avec la diminution de la température, il n'est pas nécessaire de l'ajuster.*
19. Il est possible de vérifier la température des plaques à l'aide du thermomètre manuel en le plaçant sur le côté des plaques chauffantes.
20. Une fois le moule froid (on parle ici d'une température permettant une rigidité suffisante du plastique pour le démoulage, en général lorsque les plaques sont à 60 °C, il est assuré que le plastique sera solide), le sortir de la presse (voir étape 12).
21. Retirer les deux plaques et les deux membranes de téflon.
22. Pour retirer les engrenages des cavités, il est nécessaire de les faire bouger avec un mouvement de va-et-vient.

Lors de tous les tests effectués pour l'écriture de ce protocole, si le moule a bien été lubrifié, au moins la moitié des dents des engrenages seront déjà séparé du moule, le va-et-vient ne sera donc pas linéaire.

23. Peser les engrenages obtenus.

*La couche présente autour des cavités pourra être retirée lors d'un prochain moulage.

*Ne pas oublier de fermer les valves d'eau lorsque les plateaux de la presse sont revenus à la température ambiante.

The logo for Clicours.COM is displayed in white, bold, sans-serif capital letters on a solid blue rectangular background.

6.3. Annexe 3 : Perçage des engrenages

PROTOCOLE PERÇAGE ENGRENAGE NON PRÉ- PERCER

PAR PHILIPPE BLAIS

Ce protocole propose de préparer les engrenages moulés sans trou central. Dans un premier temps, l'absence de trou central simplifie le moulage des engrenages. Dans un second temps, les trous résultants du moulage sont peu précis et requiert un appareil numérique afin de les rectifier. Le protocole qui suit ne requiert que des équipements manuels et donc peut être fait sans occuper un membre de l'équipe d'ingénierie, donc à moindre coût.

1. Bien ébavurer l'engrenage à percer.
2. Noter et placer deux dents debout sur le marbre.
3. À l'aide du vernier de hauteur, mesurer la hauteur de l'engrenage.
4. Toujours avec le vernier de hauteur tracer une marque à la mi-hauteur de l'engrenage en tenant fermement l'engrenage et en frottant la pointe du vernier sur le centre de l'engrenage pour le graffier.
5. Tourner l'engrenage de 90 degrés. Normalement, cela ne pourra être possible, car il y a 30 dents par engrenage et pour un maximum de stabilité lors de mesure, il est préférable de conserver deux dents comme appuis sur le marbre.
6. Noter les deux dents placer sur le marbre.
7. À l'aide du vernier de hauteur, mesurer à nouveau la hauteur de l'engrenage (il serait intéressant de prendre les note les différentes circularités des engrenages).
8. Tracer une marque à la mi-hauteur de l'engrenage de la même manière qu'à l'étape 4.
9. À l'aide d'un poinçon, indenter un point au croisement des deux marques produites.
10. Sur la perceuse à colonne, percer un trou à l'aide du foret à centrer (défoncer le trou pour pouvoir choisir le côté à percer par la suite).
11. Percer un trou légèrement inférieur à 0.5 pouce (15/32 par exemple). Pour maintenir l'engrenage en place, le placer de manière à ce que le contour de l'engrenage touche en priorité le dessus de la table de perçage (les engrenages ont tous une légère courbure), puis laisser le foret centrer l'engrenage avant de le serrer sur la table et puis de percer.
12. Une fois fait, repercer à l'aide d'un alésoir 0.501" afin d'assurer un glissement suffisant sur l'axe de l'engrenage (mesuré à 0.499).
13. Bien ébavurer les deux côtés du trou ainsi créé à l'aide de l'outil à chanfreiner.

6.4. Annexe 4 : Installation du banc d'essai sur la machine de traction Instron

PROTOCOLE MONTAGE BANC D'ESSAI-INSTRON PAR PHILIPPE BLAIS

Ce protocole présente une méthode pour le montage du banc d'essai pour les tests en flexion des dents d'engrenage en composite HDPE/bouleau en incluant les étapes de préparation nécessaire. Il est donc divisé en trois étapes; le retrait de la première dent, le retrait des mâchoires et finalement le montage du banc d'essai, qui inclut également la portion de test.

Ne pas oublier qu'en tout temps il faut porter les EPI nécessaire (lunette de sécurité, gant, souliers fermés) et avoir quelqu'un qui peut nous entendre en tout temps lors des tests. L'idéal est d'être toujours deux personnes sur place, surtout pour le retrait des mâchoires de l'Instron.

RETRAIT DE LA PREMIÈRE DENT

Pour les fins du test, l'enclume (pièce d'acier qui limite le mouvement en rotation de l'engrenage) nécessite d'être appuyé le plus près possible de la base de la dent. Vu sa géométrie, une dent doit être retirée pour le premier bris. Pour les tests subséquents, la dent brisée au test précédent permet l'appui de l'enclume dans la bonne position.

Pour retirer la première dent, il suffit de la sabler à l'aide de la sableuse à ruban disponible à l'atelier de génie Mécanique. Il est important de porter gant et lunette de protection pour cette manœuvre.

RETRAIT DES MÂCHOIRES

Pour cette étape, il est fortement recommandé d'avoir visionné le vidéo de formation monter par Jonathan St-Arnaud et d'avoir assisté à un démontage avec une personne habituée. Cette section se veut un rappel des étapes et ne devrait pas être considérée comme exhaustive face à tous les détails des manœuvres à effectuer.

1. Placer le boîtier de contrôle en mode PC-Control.
2. Ouvrir le logiciel « Test Loop V2 » (le mot de passe pour l'ordinateur est « mec.123 »).
3. Placer la barre d'aluminium prévue à l'effet du retrait des pinces et ne serrer que la mâchoire du bas.

4. Sélectionner le produit « Barre pour pinces » et cliquer sur « nouveau » test dans la procédure Installation pince 50kN.
5. S'assurer d'être en mode setup 2 directement sur l'Instron.
6. Cliquer sur ajouter nouveau.
7. Connecter l'ordinateur.
8. Entrer un numéro d'échantillon.
9. Démarrer l'appareil.
10. Tarer la charge (étape facultative si la charge est près de 0).
11. Serrer la pince du haut.
12. Lancer le test.
13. La procédure fera une pause une fois autour de 50 kN, desserrer le contre-écrou avec les clefs dédiées (en placer une en place et frapper doucement sur son extrémité avec une deuxième).
14. Arrêter le test.
15. Déplacer la tête de l'appareil avec les contrôles à l'écran jusqu'à atteindre une force inférieure à 4 kN.
16. Desserrer l'échantillon.
17. Dévisser les contre-écrous.
18. Retirer la mâchoire du bas et la déposer vis par en haut sur l'étagère.
19. Pour la mâchoire du haut, serrer-la, puis à deux; une personne les mains fixes sur les bras de serrage, l'autre dévisse la mâchoire. La déposer près de la première mâchoire.

Pour remonter les mâchoires (à la fin de chaque période de test), suivre les étapes à l'inverse. Il n'est pas nécessaire de frapper les clefs lors du serrage, un serrage manuel ferme suffit amplement.

MONTAGE DU BANC D'ESSAI

Pour cette section, voici les outils les nécessaires aux ajustements présentés :

- Clef Allen 5/16,
- Clef 7/16,
- Cliquet 7/16 avec une rallonge d'au moins 1 pouce,
- Clef 2 1/4,
- Clef ouverte 1/2
- Une paire de pinces.

Plus d'outils sont nécessaires au démontage complet du banc d'essai.

1. Retirer six des huit boulons autour du beigne Il est conseillé de conserver les deux boulons formant une ligne perpendiculaire à la base de l'appareil pour des manipulations plus aisées.
2. Déposer la base du banc d'essai, normalement il devrait manquer le « machinist jack », l'axe de l'engrenage et l'engrenage.
3. Visser les deux boulons de la base dans leur trous respectifs, ne pas les serrer tout de suite.

4. Visser le poinçon avec le contre-écrou déjà en place dans la traverse supérieure. Ne pas serrer le contre-écrou immédiatement.
5. En poussant sur la base du banc d'essai, éloigné le plus possible le roulement du centre du beigne.
6. Descendre le poinçon en s'assurant que la partie plane s'appuyant sur le roulement soit dans la bonne direction.
7. Une fois le poinçon à la bonne hauteur, serrer le contre-écrou vérifiant que le dos du poinçon donne bien à plat sur le roulement (plusieurs tentatives peuvent être nécessaire).
8. Tirer la base pour appuyer le roulement sur le dos du poinçon et serrer la base en place à l'aide des deux boulons.
9. Ajuster la hauteur du « machinist jack » à l'aide de l'angle recherché.

Trois configurations sont à prioriser. La première correspond à la dent testée à l'horizontale, cela signifie un contact au milieu de la ligne d'action. La seconde correspond aux recommandations de la norme SAE J1619¹ avec la dent testée au début de son engrènement. Le début de l'engrènement, ici, est calculé à l'aide de la modélisation en considérant deux engrenages identique (30T-3in). Le cas où la dent précédente quitte l'engrainement n'est pas considéré, car il induit un point de contact avec le poinçon très près de la base de la dent, ce qui ne présente pas un cas extrême. Les valeurs peuvent être lues dans le tableau 16.

Tableau 16 - Position dent testée en flexion

| Configuration | Angle avec l'horizontal | Hauteur du Jack |
|------------------|-------------------------|-----------------|
| Dent horizontale | 0 degré | 1.61 pouces |
| Début du contact | 6.88 degrés | 1.79613 pouces |

10. Placer l'engrenage en place en glissant son axe en place.
11. Visser les boulons de chaque côté de l'axe.
12. Serrer l'enclume afin qu'il s'appuie sur la base d'une dent.
13. Placer (en montant ou descendant la traverse) le poinçon sur la seconde dent au-dessus de l'enclume comme le montre la figure 47.

¹ [23]



Figure 47 - Position enclume-poinçon-dents

14. Une fois en place, ajuster les vis s'appuyant sur les patins afin que ceux-ci ne puissent reculer pendant le test.
15. Lorsqu'ils sont appuyés, serrer les contre-écrous en place.
16. Dans le logiciel, sélectionner le produit « dent flexion engrenage » et la procédure « Flexion dent engrenage ».
17. Ajouter un nouveau test, remplir les champs (pourcentage fibre, date de fabrication de l'engrenage, date du test, épaisseur, nombre de dent, diamètre primitif)
18. Lancer le test.
19. Surveiller si le test s'arrête bel et bien lors du bris de la dent, dans le cas contraire, arrêter le test manuellement.
20. Remonter le poinçon dans une position permettant le retrait de l'engrenage.
21. Retirer l'engrenage en retirant l'axe (dévisser au moins un boulon au préalable).
22. Retirer la dent à l'aide d'une paire de pince ou encore manuellement.

Pour effectuer un autre test, replacer l'engrenage en appuyant l'enclume sur la base de la dent suivant celle brisé précédemment. Normalement, tous les réglages précédents sont encore valables, alors il suffit de répéter les étapes 10, 11, 16, 17, 18, 19, 20, 21 et 22 pour un nouveau test.

6.5. Annexe 5 : Code Python pour contrainte résiduelle

```

#recuperation des donnees de la mts
#on veut recuperer les point le plus bas du cycle ainsi que les deux points
precedents sur une frequence qui est fonction du deplacement impose

import numpy as np
import xlswriter as xw
from tkFileDialog import askopenfilename
import winsound

# les donnees du cas de chargement
tframe = int(300)
freq = int(333)

# lecture du fichier texte
pa = 'E:/data/MTS/...'
doc = askopenfilename(initialdir = pa)
data1 = open(doc, "r")
data2 = data1.read()
data1.close()
data3 = data2.split("\n")

# valeur de depart
frame = int(1)
n = 10 #starting line
output = np.zeros((tframe,15)) #matrice de sortie

# pour le premier cycle
disp = list()
data5 = list()
cycle = list()
for i in xrange(n, len(data3)-1):
    line = data3[i]
    data4 = line.split("\t")
    if float(data4[2]) == 1:
        line1 = data3[i].split("\t")
        disp.append(line1[0])
        cycle.append(i)
    if float(data4[2]) == 1.5:
        ld = len(disp)
        dispm = max(disp)
        loc = disp.index(dispm)
        for j in range(cycle[loc]-2, cycle[loc]+1):
            data5 += (data3[j].split("\t"))
        long2 = len(data5)
        for x in range(0, long2-1):
            output[frame-1, x] = data5[x]
        frame = int(frame+1)
        break

#pour les autres cycles
try:
    for k in range(freq, freq*tframe, freq):
        disp = list()
        data5 = list()
        cycle = list()

```

```

for i in range(n, len(data3)):
    line = data3[i]
    data4 = line.split("\t")
    n = n+1
    if float(data4[2]) == float(k):
        line1 = data3[i].split("\t")
        disp.append(line1[0])
        cycle.append(i)
    if float(data4[2]) == (float(k)+0.5):
        ld = len(disp)
        dispm = max(disp)
        loc = disp.index(dispm)
        for j in range(cycle[loc]-2, cycle[loc]+1):
            data5 += (data3[j].split("\t"))
        long2 = len(data5)
        for x in range(0, long2-1):
            output[frame-1, x] = data5[x]
        frame = int(frame+1)
        break
except:
    print ('fin au frame %d' %frame )

#Ecriture
    #retrouve le chemin du fichier texte
longdoc = len(doc)
for a in range(longdoc-1,0,-1):
    if doc[a] == '/':
        break
path = str()
for b in range(0,a):
    path= path + doc[b]

    #creation du doc excel
docsor = path + '/dataMTS.xlsx'
print docsor
book = xw.Workbook(docsor)
sheet1 = book.add_worksheet()
for y in xrange(0,tframe):
    for z in xrange(0,long2):
        sheet1.write(y+10, z, output[y,z])

book.close()

duration = 600
freqsound = 1200
winsound.Beep(freqsound, duration)

```

6.6. Annexe 6 : Code Python pour données acoustiques

```

#recuperation des donnees acoustiques
#on veut recuperer les point les plus proche des image saisies par la cod

import numpy as np
import xlswriter as xw
from tkinter import filedialog as askopenfilename
import winsound

# les donnees du cas de chargement
tframe = int(300)
freq = int(3333)

# lecture du fichier texte
pa = 'E:/data/...'
doc = askopenfilename(initialdir = pa)
data1 = open(doc, "r")
data2 = data1.read()
data1.close()
data3 = data2.split("\n")

# valeur de depart
frame = int(1)
n = 2 #starting line
output = np.zeros((tframe,3)) #matrice de sortie

# prise des donnees
time=list()
data4=list()
try:
    for j in range (1,tframe):
        frame=int(j)
        time = (frame) * freq / 10
        for a in range(n,len(data3)-1):
            line=data3[a].split("\t")
            if float(line[0])>float(time):
                data4=data3[a-1].split("\t")
                output[frame,0]=time
                output[frame,1]=data4[0]
                output[frame,2]=data4[1]
                break
except:
    print('fin au frame %d'%frame)

#Ecriture
#retrouve le chemin du fichier texte
longdoc = len(doc)
for a in range(longdoc-1,0,-1):
    if doc[a] == '/':
        break
path = str()
for b in range(0,a):
    path= path + doc[b]

#creation du doc excel

```

```
docsor = doc + ".xlsx"  
print docsor  
book = xw.Workbook(docsor)  
sheet1 = book.add_worksheet()  
for y in xrange(0,tframe):  
    for z in xrange(0,3):  
        sheet1.write(y+10, z, output[y,z])  
  
book.close()  
  
duration = 600  
freqsound = 600  
winsound.Beep(freqsound, duration)
```

6.7. Annexe 7 : Résultats tests en fatigue-échantillons non renforcés

6.7.1. 0.5 mm

Le cas de déplacement de 0.5 mm présente trois essais ayant tous mené à une durée de vie supérieur à 10^6 cycles. Les données recueillies sont donc limitées et incomplètes. La confirmation d'une limite d'endurance est également confirmée par les résultats de ces tests.

6.7.2. 0.7 mm

La figure 48 présente les trois indices pour le déplacement imposé de 0.7 mm sur les échantillons de HDPE. Le déplacement comprend 6 échantillons.

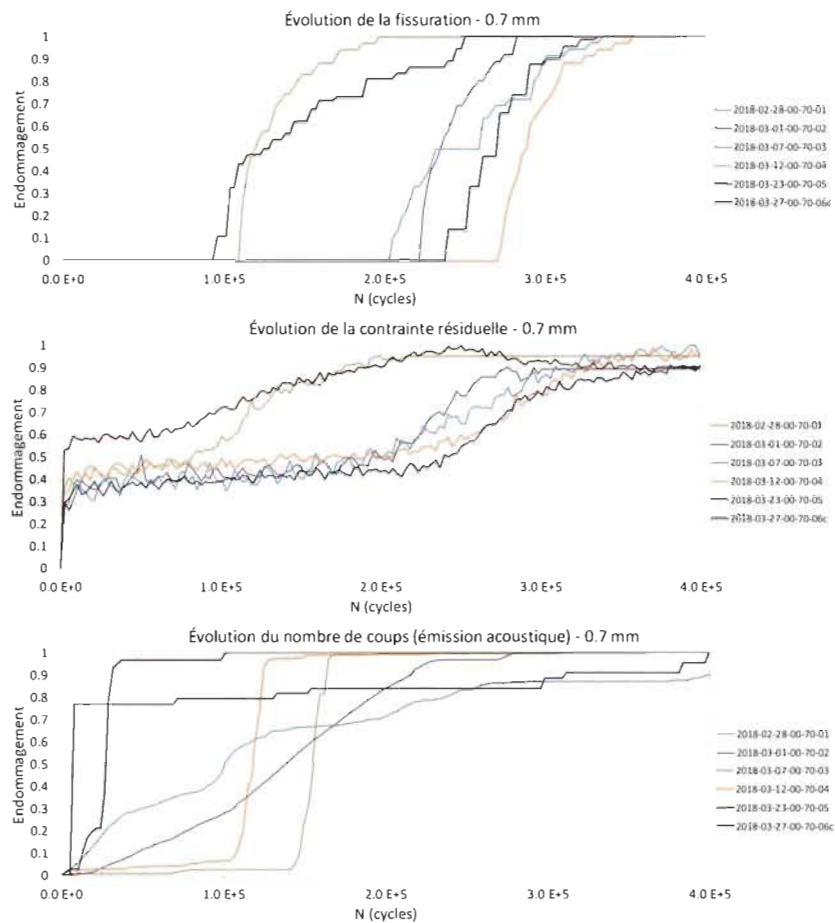


Figure 48 - Mesures relatives selon trois indices d'endommagement pour un déplacement de 0.7 mm à 0% de renfort

6.7.3. 0.8 mm

La figure 49 illustre la fissuration, la résistance résiduelle et l'activité acoustique récoltées lors des tests avec un déplacement de 0.8 mm. Les échantillons récoltés sont au nombre de 5.

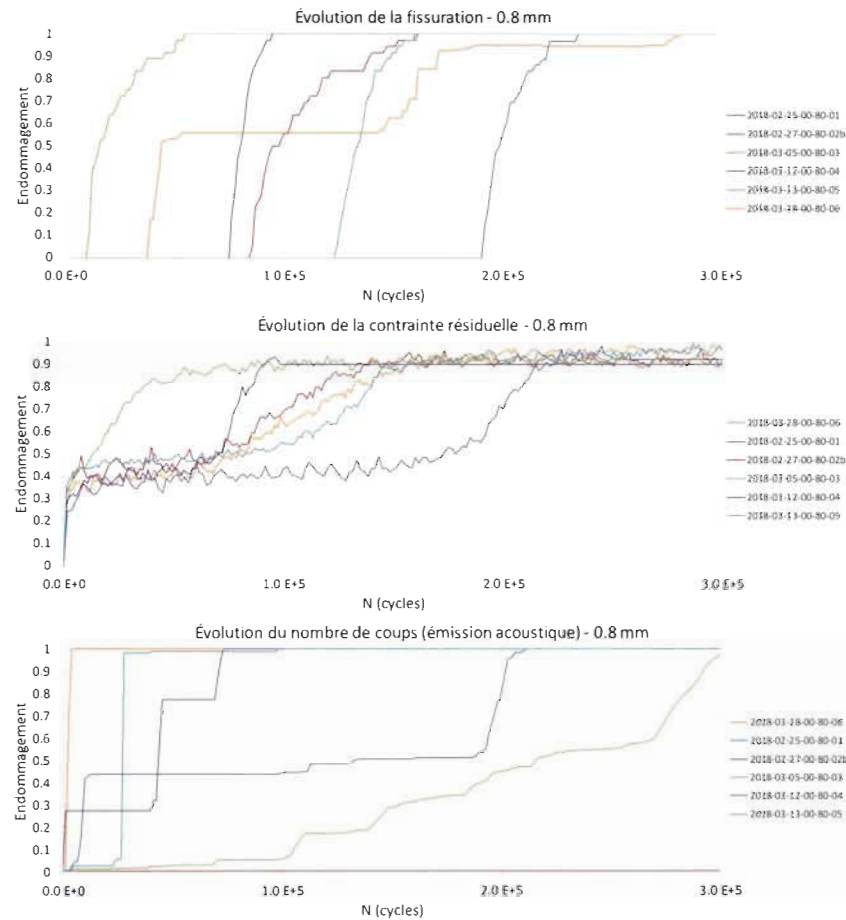


Figure 49 - Mesures relatives selon trois indices d'endommagement pour un déplacement de 0.8 mm à 0% de renfort

6.7.4. 0.9 mm

La figure 50 montre les trois même indices pour le plus grand déplacement imposé aux engrenages en HDPE non-renforcés. Les résultats possèdent 6 échantillons pour ce déplacement.

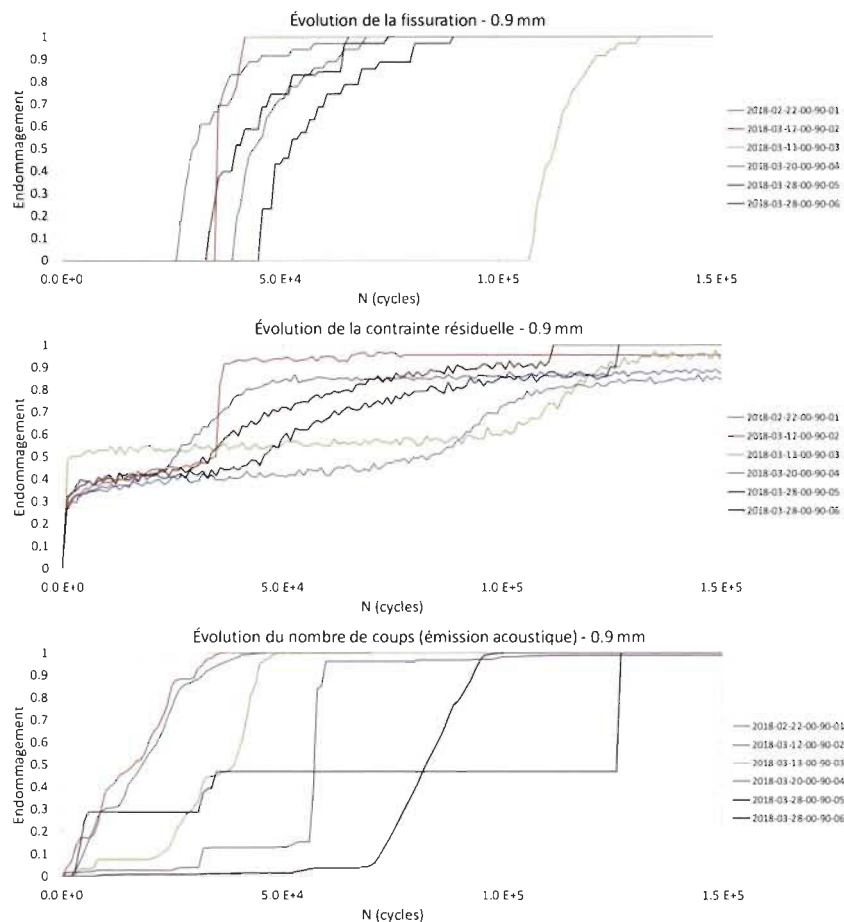


Figure 50 - Mesures relatives selon trois indices d'endommagement pour un déplacement de 0.9 mm à 0% de renfort

6.8. Annexe 8 : Résultats tests en fatigue-échantillons renforcés

6.8.1. 0.46 mm

Le cas de 0.46 mm présente trois essais ayant menés à une durée de vie dépassant 10^6 cycles et seulement deux essais avec des données complètes. Par ce fait, les résultats d'endommagement disponibles pour comparer sont limités. Ce déplacement fourni également la confirmation d'une limite d'endurance pour le matériel utilisé. La figure 51 présente les données de résistance résiduelle et d'émissions acoustiques.

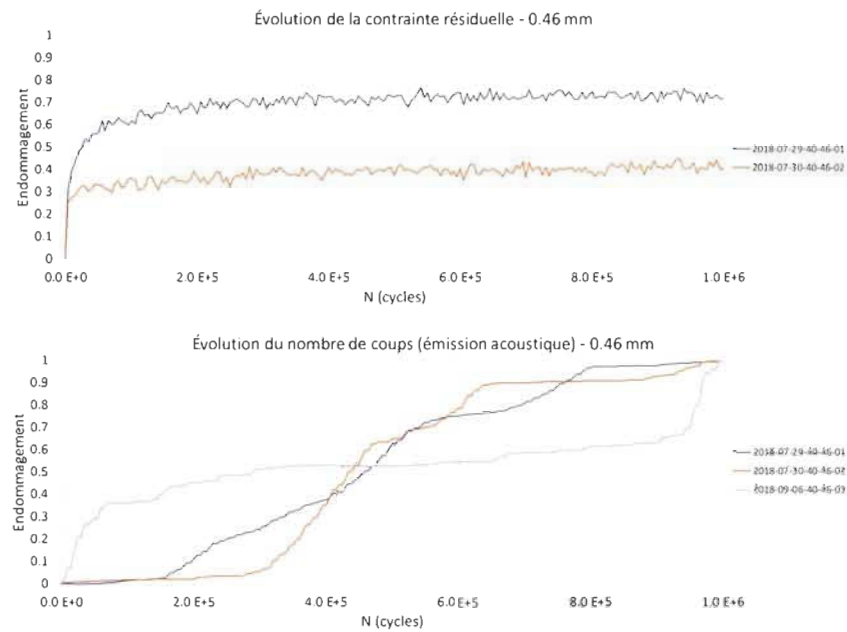


Figure 51 - Mesures relatives selon deux indices d'endommagement pour un déplacement de 0.46 mm à 40% de renfort

6.8.2. 0.52 mm

Les résultats du déplacement de 0.52 mm sont présentés à la figure 52. Dans l'ordre, la fissuration, la résistance résiduelle puis les émissions acoustiques sont illustrées. Le déplacement de 0.52 mm possède 15 échantillons avec des données complètes.

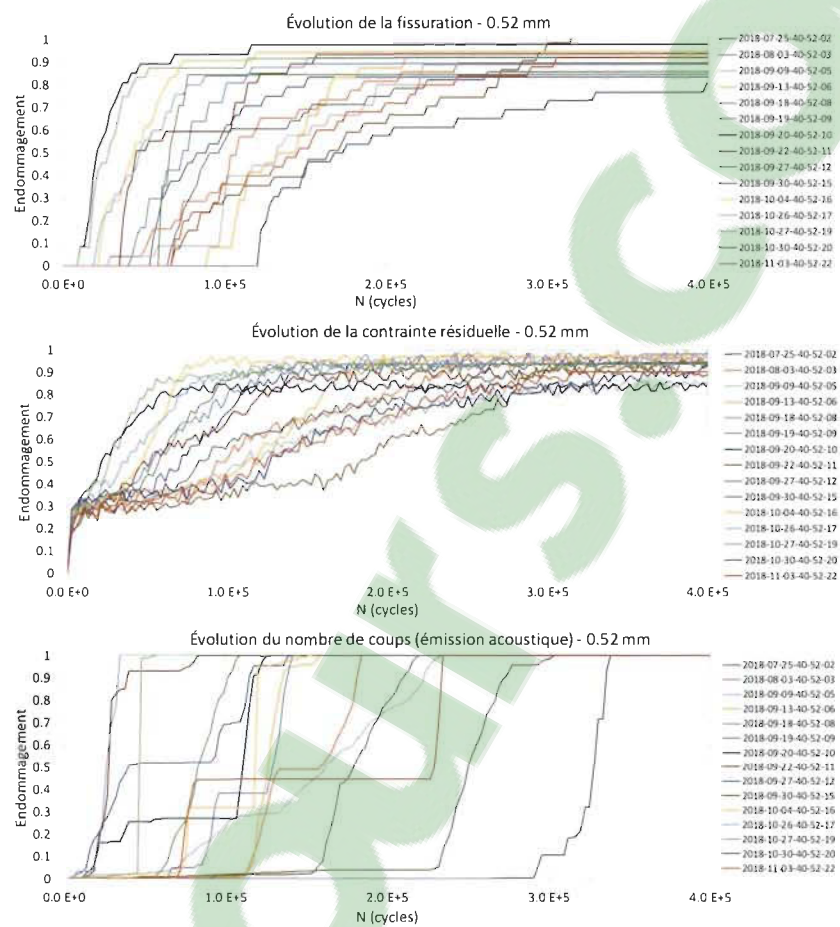


Figure 52 - Mesures relatives selon trois indices d'endommagement pour un déplacement de 0.52 mm à 40% de renfort

6.8.3. 0.55 mm

La figure 53 présente les trois indices d'endommagement récoltés lors des tests avec un déplacement imposé de 0.55 mm. Ce déplacement propose 12 échantillons.

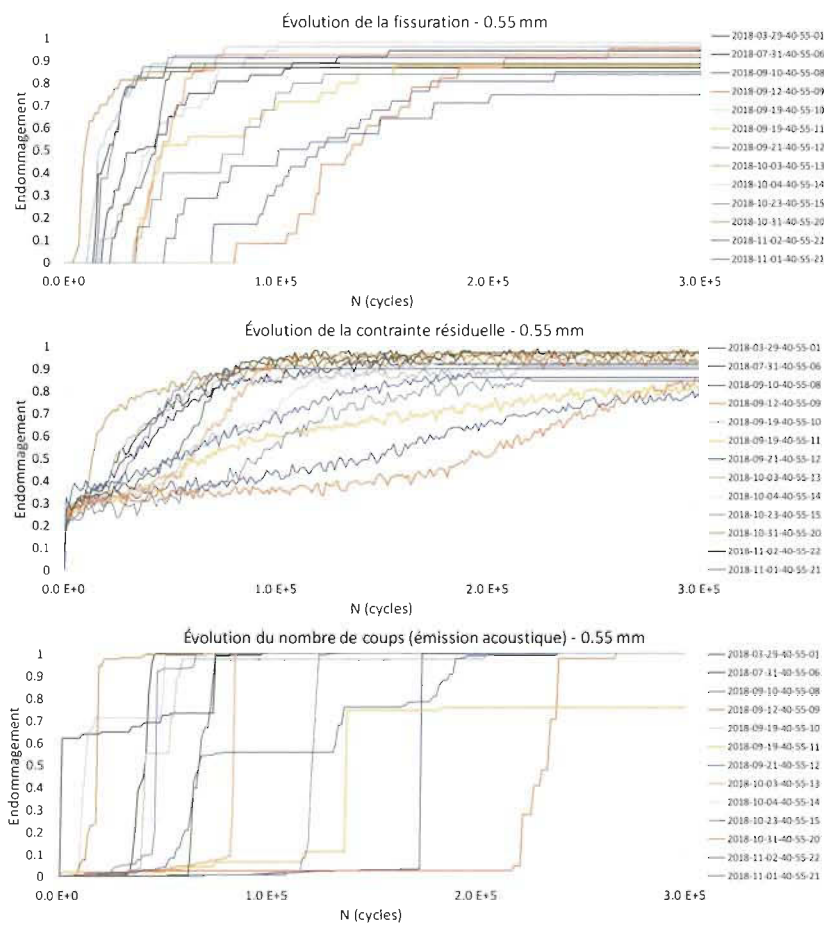


Figure 53 - Mesures relatives selon trois indices d'endommagement pour un déplacement de 0.55 mm à 40% de renfort

6.8.4. 0.58 mm

Le même exercice est fait avec le déplacement de 0.58 mm. La figure 54 montre les trois indices utilisés lors des tests. Les 14 échantillons complets sont illustrés.

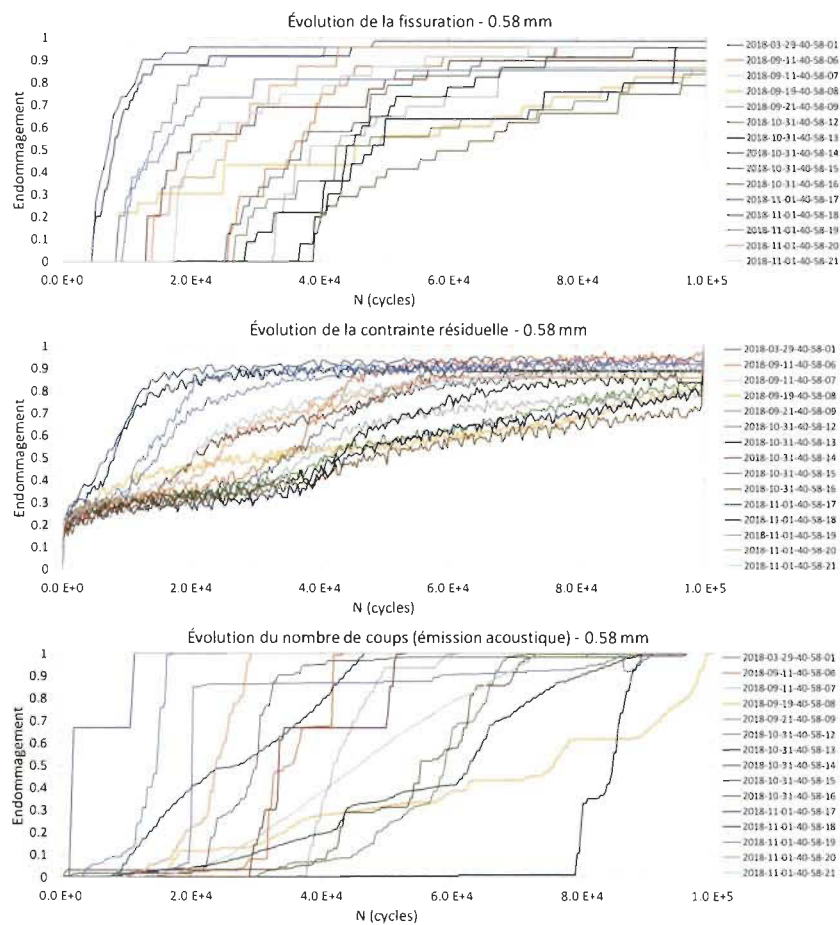


Figure 54 - Mesures relatives selon trois indices d'endommagement pour un déplacement de 0.58 mm à 40% de renfort