

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE

Faculté de génie

Département de génie mécanique

Développement d'un modèle numérique multi-corps  
d'une transmission continuellement variable de motoneige

Mémoire de maîtrise

Spécialité : génie mécanique

Benjamin KHEDIM

Jury : Nouredine ATALLA (Directeur de recherche)

Olivier ROBIN (Rapporteur)

Max RICHER (Évaluateur)

# RÉSUMÉ

Les nuisances sonores et leur réduction sont devenues des enjeux d'amélioration de l'environnement de vie quotidienne. C'est pour cela que des réglementations canadiennes limitent le niveau de bruit que peuvent générer les véhicules. Pour ces raisons, les constructeurs de véhicules récréatifs se doivent de proposer des améliorations pour leurs engins afin de respecter ces normes tout en proposant le même confort de pilotage.

Pour ce faire, les méthodes numériques peuvent être une option viable de développement d'améliorations et permettent ainsi de limiter le nombre de prototypes. Des travaux préliminaires (projet « dSkibel ») ont servi à déterminer les différentes origines des nuisances sonores sur des véhicules. Le projet « dXbel » constitue une suite de sous-projets pour modéliser et réduire ces pollutions sonores (ici sur une motoneige).

L'une des origines des nuisances provient de la transmission de puissance, la CVT (Continuous Variable Transmission). La question qui s'est alors posée concerne la possibilité de réaliser un modèle numérique multi-corps de sa dynamique et reproduire son comportement vibratoire une fois couplé au comportement dynamique et vibratoire du moteur 2-temps.

Les objectifs sont multiples pour développer un modèle numérique de la dynamique de la CVT sur le logiciel Simcenter. La première étape est de concevoir une preuve de concept, puis de l'enrichir en ajoutant des non-linéarités et jeux fonctionnels. Finalement développer un module de cosimulation pour coupler ce modèle au comportement dynamique du moteur, une des sources principales de vibrations

On peut s'attendre à retrouver dans le spectre en fréquences du modèle vibro-acoustique de la CVT, les modes de vibrations des différents flasques et du moteur (mis en évidence dans des projets ultérieurs). L'intérêt de cette recherche est de fournir un outil numérique pour mieux connaître le comportement vibro-acoustique de la CVT dans son environnement réel. Un autre intérêt est économique puisqu'il pourra permettre de limiter le nombre de prototypes.

**Mots-clés :** Modélisation Multi-corps, MBD, Transmission Continuellement Variable, CVT (anglais) : Multi-body Dynamics, MBD, Continuously Variable Transmission, CVT

# Remerciements

Tout d'abord, je souhaite remercier mon directeur de recherches Monsieur ATALLA Noureddine. Son accompagnement m'a notamment permis de me conforter dans le choix de ma problématique, également de me guider lorsque je manquais encore de recul face aux questions soulevées par mes travaux.

Je remercie en outre l'équipe pédagogique de l'Université de Sherbrooke pour m'avoir introduit au monde de l'acoustique. Notamment Monsieur ROBIN Olivier pour avoir accepté de faire partie de mon jury.

J'aimerais également remercier les nombreuses personnes ayant pris soin de répondre à mes questions et pour le temps qu'elles ont bien voulu accorder à mes travaux durant des entretiens. Leurs participations m'ont été précieuses pour établir mon raisonnement et apporter plus de précision à la vision que j'avais du problème. Notamment à Monsieur KERKENI Dhia et Monsieur AITCIN Xavier-Pierre qui ont su fournir les documents salvateurs pour développer le modèle MBD, mais aussi Monsieur RICHER Max pour avoir accepté de faire partie de mon jury de maîtrise.

Je veux également témoigner ma gratitude envers mes collègues de travail qui m'ont permis d'avoir l'énergie de continuer grâce à leurs remarques constructives sur mon projet afin que je dispose de toutes les chances pour le mener à bien.

Pour terminer, je souhaite remercier vivement mon amie Cloé B. pour son écoute et ses conseils avisés.

# TABLE DES MATIÈRES

INTRODUCTION.....	1
Chapitre 2 : État de l'art .....	3
2.1 - Qu'est-ce qu'une CVT ? .....	3
2.1.1. Les types de CVT.....	3
2.1.2. Fonctionnement de la CVT utilisée pour ce projet .....	4
2.1.3. Les intérêts de la CVT .....	6
2.1.4. Propriétés d'une courroie .....	7
2.2 - Différentes modélisations dynamiques de la CVT .....	8
2.2.1. Modélisation d'une CVT à courroie métallique.....	8
2.2.2. Modélisation d'une CVT à courroie en caoutchouc.....	10
2.2.3. Modélisation MBD.....	11
2.3 - Utilisation de l'outil MBD .....	11
2.3.1. Les concepts fondamentaux .....	12
2.3.2. Méthode de T. Saito & K. Miyamoto.....	12
2.4 - Les différentes sources de vibrations et bruits d'une CVT .....	14
2.4.1. Comportement vibratoire du vilebrequin .....	14
2.4.2. Comportement vibratoire des flasques .....	18
Conclusion .....	19
Chapitre 3 : Modélisation des principaux sous-systèmes mécaniques d'une CVT.....	20
3.1 - Architecture de la CVT .....	20
3.1.1. Les trois grands sous-systèmes .....	20
Chapitre 4 : Développement et validation du modèle de la courroie .....	34
4.1 – Le test vibratoire de la courroie .....	34
4.1.1. La méthode.....	34
4.1.2. Les résultats .....	35
4.2 – Caractérisation de la géométrie et des raideurs de la courroie simulée.....	35
4.2.1. Le sous-système de courroie .....	35
4.3 - Validation du comportement vibratoire de la courroie et ajustement des paramètres physiques .....	44
4.3.1. Les deux méthodes d'excitation de la corde .....	44
4.3.2. Résultats et ajustement des paramètres physiques de la courroie simulée.....	46

4.4 – Validation de la tension dans la courroie.....	48
Chapitre 5 : Développement et validation du modèle complet de la CVT.....	50
5.1 - Les actionneurs du modèle MBD .....	50
5.2 - Mise en place en 3 étapes.....	51
5.2.1. Les trois étapes de mise en place .....	51
5.2.2. Les limites de la méthode en trois étapes.....	53
5.2.3. Le modèle avec jeux et liaisons non idéales .....	54
5.3 - Mise en position en quatre étapes. ....	55
5.3.1. Les 3 <sup>ème</sup> et 4 <sup>ème</sup> étape.....	55
5.3.2. Avantages / Inconvénients .....	56
5.4 - Validation du modèle .....	56
5.4.1. La réduction du temps de calcul .....	57
5.4.2. Amélioration de la justesse du modèle .....	60
Chapitre 6 : Mise au point d’une méthodologie de cosimulation .....	69
6.1 - L’outil de Cosimulation - L’outil « Mechatronics ».....	69
6.2 - La mise en place du modèle MBD cosimulé .....	70
6.3 – Reproduction du comportement moteur.....	72
Chapitre 7 : Limites et perspectives d’amélioration du modèle développé .....	75
7.1 - Limites .....	75
7.1.1 Les contacts.....	75
7.1.2. Le modèle de courroie.....	76
7.1.3. Le temps de calcul .....	78
7.2 - Perspectives.....	79
7.2.1. Utilisation de la cosimulation .....	79
7.2.2. Reproduction des bruits acoustiques.....	80
7.2.3. Effet vibratoire de la courroie .....	83
7.2.4. L’influence de la température .....	86
CONCLUSION .....	87
Annexe A – Comparaison modèle corde tendue Vs modèle poutre mince.....	89
Annexe B - Script 1 – Calcul de la section de courroie et des raideurs .....	95
Annexe C - Les contacts analytiques dans SimCenter 3D .....	96
Annexe D - Ajustement du comportement du modèle MBD de la CVT .....	103

Annexe E – Calibration/Optimisation – LHS et Cartographie Vs GOA\_Ben ..... 110  
Annexe F - Cosimulation : Mise en place des outils de cosimulation Simcenter-Simulink ..... 121  
LISTE DES RÉFÉRENCES ..... 135

# LISTE DES FIGURES

Figure 1: Image d'une CVT [3] .....	1
Figure 2. 1 : Types de CVT.....	3
Figure 2. 2 : Chaîne de transmission d'une moto neige.....	4
Figure 2. 3 : Mécanique de la courroie.....	4
Figure 2. 4 : Modification de rayon des poulies d'une CVT. À gauche, basse vitesse moteur (poulie menante "ouverte"). À droite, haute vitesse moteur (poulie menante " fermée"). [4] .....	5
Figure 2. 5 : Schéma de la poulie motrice.....	5
Figure 2. 6 : Schéma des efforts exercés par la courroie sur la poulie menée .....	7
Figure 2. 7: Modélisation des liaisons entre les éléments de la courroie [4] .....	11
Figure 2. 8 : Méthode de mise en place du système poulie-courroie par T. Saito [20].....	13
Figure 2. 9 : Vibration de flexion [22] .....	15
Figure 2. 10 : Vibration Axiale [22].....	15
Figure 2. 11 : Modélisation d'un couple fluctuant [23].....	16
Figure 2. 12 : Couple fluctuant périodique avec sa décomposition en série de Fourier (limitée aux trois premiers termes) [23] .....	16
Figure 2. 13 : Modèle enrichi du comportement moteur-arbre-transmission [23].....	17
Figure 2. 14 : De gauche à droite, de haut en bas : mode (1,0), mode (2,0), mode (3,0), mode (3,1) [24] .....	18
Figure 3. 1 : Géométrie du modèle numérique de la poulie réceptrice .....	21
Figure 3. 2 : Schéma cinématique de la polie réceptrice.....	21
Figure 3. 3 : Comportement dynamique de la poulie réceptrice .....	22
Figure 3. 4 : Types de contacts de la came.....	23
Figure 3. 5 : Géométrie de la poulie motrice.....	24
Figure 3. 6 : Schéma cinématique de la poulie motrice .....	25
Figure 3. 7 : Représentation des contacts de la poulie motrice .....	26
Figure 3. 8 : Vérification du comportement de la poulie motrice .....	27
Figure 3. 9 : Vitesse de rotation des trois éléments de la poulie motrice.....	28
Figure 3. 10 : Schéma des contacts PAD-Flasques et Tableau des paramètres de contacts .....	29
Figure 3. 11 : Schémas des architectures de courroie .....	30
Figure 3. 12 : Image du test d'impact .....	31
Figure 3. 13 : Image de la courroie assemblée.....	31
Figure 3. 14 : Image de l'essai du modèle au complet.....	32
Figure 3. 15 : Cisaillement de la courroie avec la 2 <sup>ème</sup> architecture.....	33
Figure 4. 1 : Schéma de principe du banc de tests vibratoire.....	34
Figure 4. 2 : Géométrie réelle de la courroie.....	35
Figure 4. 3 : Vue latérale de la courroie.....	36
Figure 4. 4 : Modèle numérique de la courroie réelle .....	37
Figure 4. 5 : Dimensionnement de la section du PAD.....	37
Figure 4. 6 : Sous-système Courroie généré par Simcenter .....	39
Figure 4. 7 : Orientation d'un PAD .....	40
Figure 4. 8 : Vibration latérale de la courroie .....	41

Figure 4. 9 : Recherche de la section moyenne selon y .....	42
Figure 4. 10 : Section de la courroie limitée à l'âme .....	43
Figure 4. 11 : Recherche de la section moyenne selon z.....	43
Figure 4. 12 : Méthode du Dirac (gauche) - SineSweep (droite) .....	46
Figure 4. 13 : Validation du paramètre de masse linéique .....	47
Figure 4. 14 : Belt Slip-A Unified Approach, G. Gerbert, 1996) [41].....	48
Figure 4. 15 : Vérification du comportement de la courroie en tension.....	49
Figure 5. 1 : Les actionneurs .....	50
Figure 5. 2 : État de la courroie lors de la 1ère étape .....	51
Figure 5. 3 : État de la CVT lors de la 2ème étape.....	52
Figure 5. 4 : Exemples de divergences du modèle MBD.....	53
Figure 5. 5 : Effort au niveau d'un contact divergeant .....	54
Figure 5. 6 : Erreur absolue entre les ratios par rapport au cas à 138 PAD (modèle complet) pour chacun des six tests effectués .....	57
Figure 5. 7 : Erreur absolue entre le ratio simulé et le ratio réel pour chacun des six tests effectués pour les configurations à 81 PAD et 46 PAD .....	58
Figure 5. 8 : Influence des jeux fonctionnels sur le ratio .....	59
Figure 5. 9 : Influence de l'entre-axe sur le ratio pour chaque couple de tests .....	61
Figure 5. 10 : Influence de la longueur de la courroie sur le ratio .....	62
Figure 5. 11 : Influence du ressort de précontrainte de la poulie motrice sur le ratio.....	63
Figure 5. 12 : Influence de la raideur du ressort de précontrainte de la poulie réceptrice sur le ratio .....	64
Figure 5. 13 : Influence du module d'Young longitudinale de la courroie sur les modes de vibration de la courroie .....	65
Figure 5. 14 : Influence de la raideur longitudinale de la courroie sur le ratio .....	66
Figure 5. 15 : Tension dans le brin tendu de la courroie pour le Test 4 pour différente valeur de raideur longitudinale de la courroie .....	66
Figure 5. 16 : Schéma des angles d'enroulement .....	67
Figure 5. 17 : Influence du coefficient de friction sur le ratio.....	68
Figure 6. 1 : Interface "Mechatronics" .....	69
Figure 6. 2 : Comparaison des résultats de simulation pour le test 4 cosimulé et non cosimulé ...	71
Figure 6. 3 : Comparaison du test 4 cosimulée avec et sans jeux .....	71
Figure 6. 4 : Intégration de la carte moteur .....	72
Figure 6. 5 : Test de contrôle en couple moteur du modèle MBD - Réponse à une suite d'échelons .....	72
Figure 6. 6 : Effet de la vibration de torsion sur le comportement de la poulie réceptrice du modèle MBD de la CVT - Test 4.....	73
Figure 6. 7 : Résultats du modèle vibratoire du moteur développé par Mojab [38] .....	74
Figure 6. 8 : Générateur d'entrées du modèle MBD de la CVT .....	74
Figure 7. 1 : Répertoire des modèles de contacts [33] .....	76
Figure 7. 2 : Schéma de la composition d'une courroie .....	77
Figure 7. 3 : Schéma d'un PAD prenant en compte la compressibilité latérale .....	77
Figure 7. 4 : Exemple de surplus de temps de simulation.....	79

Figure 7. 5 : Motifs d'impacts sur les flasques des poulies motrice et réceptrice .....	80
Figure 7. 6 : Schéma simplifier des contacts pour une rampe de la poulie motrice.....	81
Figure 7. 7 : Force de contact au niveau des butées latérales d'une rampe .....	81
Figure 7. 8 : Analyse de fourrier des efforts de contacts de la rampe .....	82
Figure 7. 9 : Courroie de transmission sujette à une fluctuation périodique de sa tension. (R. Temporelli et P. Micheau , Oscillations control of a transmission belt by Excitation Clipping using Clutch Clamping Control (E4C)) [41].....	83
Figure 7. 10 : Phénomène vibratoire de la courroie en rotation.....	84
Figure 7. 11 : Observation de l'effet vibratoire sur le comportement de la CVT .....	85
Figure 7. 12 : Température des surfaces des poulies et de la courroie [42] .....	86

# LEXIQUE

Terme technique, désignation ou nom	Définition
Pass-by	Méthode d'essai normalisée pour certifier les véhicules

## LISTE DES ACRONYMES

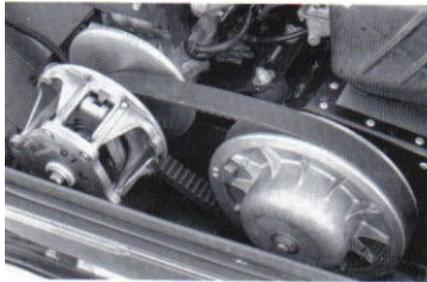
Acronyme	Définition
GAUS	Groupe Acoustique de l'Université de Sherbrooke
CTA	Centre de Technologies Avancées – Université de Sherbrooke
CVT	<i>Continuously Variable Transmission</i> – Transmission Continuellement Variable
RPM	<i>Rotations (revolutions) Per Minute</i> – Tours Par Minute
MBD	<i>MultiBody Dynamics</i> – Dynamique multi-corps
CAD	<i>Computer Aided Design</i> – Conception Assisté par Ordinateur
SBO	<i>Surogate Bqsed Optimization</i> – Optimisation par Métamodèle
LHS	<i>Latin Hypercubes Sampling</i> – Échantillonnage par l'Hypercube Latin
GOA	<i>Grasshopper Optimization Algorithm</i> – Algorithme d'Optimisation Sauterelle

# INTRODUCTION

Dans le contexte actuel de sensibilisation sur les risques sanitaires et environnementaux des nuisances sonores [1], les états comme le Canada et les régions comme le Québec étudient de nouvelles normes pour réduire ces nuisances. Une des origines de ces pollutions sonores dans les zones urbaines ou rurales sont les moyens de locomotion (voitures, camions, motos, motoneiges...).

Face à de nouvelles exigences, les constructeurs de véhicules récréatifs doivent s'adapter pour relever ce nouveau défi. Des projets d'envergures comme le projet « dSkiBel » sont alors mis en place pour étudier les différentes sources de bruit des motoneiges [2].

Grâce au travail réalisé lors du projet « dSkiBel », des zones à fortes générations de bruits ont été identifiées. Parmi ces zones, la transmission de puissance CVT (Continus Variable Transmission - Figure 1), organe essentiel au fonctionnement d'une motoneige a été identifié. Ce système est couramment utilisé sur l'ensemble des produits tout-terrain et motoneiges des véhicules récréatifs. Lors d'essais, de forts bruits mécaniques de hautes fréquences sont remarqués pour des hauts régimes (8000 RPM). Ces bruits sont identifiés comme appartenant à l'ensemble moteur-CVT.



*Figure 1: Image d'une CVT [3]*

Ainsi le sous-projet « Aspect modélisation des efforts transmis par le moteur au système CVT » auquel ce travail de maîtrise correspond, vise le développement d'une maquette virtuelle multi-corps d'une CVT dans l'espoir d'en apprendre plus sur le comportement vibro-acoustique de la CVT. Une solution par MBD (MultiBody Dynamics) a donc été choisie afin de capturer la dynamique du système et de permettre de prendre en compte certains détails dans le fonctionnement de la CVT (ex : mouvement des rouleaux sur les rampes de serrage).

La question de recherche de ce projet est : comment réaliser et valider un modèle dynamique multi-corps robuste du comportement de la CVT d'une motoneige et de son moteur afin d'apporter les éléments nécessaires à son analyse vibro-acoustique ?

L'objectif général de ce projet est de réaliser un modèle MBD d'une CVT couplée avec son moteur, de valider expérimentalement ce modèle numérique pour reproduire de manière robuste le comportement dynamique et vibro-acoustique de la CVT dans le cadre réel d'utilisation d'une motoneige.

Dans l'état de l'art, les documents consultés traitant des modèles dynamiques de la CVT ne sont pas valables pour des fortes vitesses de rotation ni pour la transmission de forts couples (fortes puissances). Cependant, certains chercheurs ont réussi à établir des modèles numériques prenant en compte les forces d'inertie, rendant les modèles plus proches de la réalité. Le travail effectué sur le modèle MBD de ce projet propose une solution pour approcher au mieux le comportement des CVT de fortes puissances.

Ce document regroupe les explications sur la démarche de réalisation du modèle MBD, les choix faits et leurs validations. Le chapitre deux présente l'état de l'art des différentes modélisations dynamiques des CVT et explore les comportements dynamiques vibratoires pouvant entraîner des bruits dans la CVT. Le chapitre trois détaille l'architecture en sous-systèmes du modèle MBD de la CVT. Les chapitres quatre et cinq développent les étapes de validation du comportement vibratoire de la courroie et du modèle MBD de la CVT dans son ensemble. Le chapitre six porte quant à lui sur la possibilité de cosimulation entre Simcenter et Simulink (MatLab) et de son intérêt. Le dernier chapitre (Chapitre 7) recueille les observations sur les limites et perspectives de la modélisation MBD de la CVT.

Rappelons que l'un des objectifs principaux de ce modèle MBD de CVT est de pouvoir modéliser les efforts transmis par la courroie aux différents flasques pour en prédire le comportement vibro-acoustique. Un autre objectif est de modéliser les effets de cliquetis lors du fonctionnement des CVT sur les motoneiges. Ces cliquetis pouvant provenir de pièces mobiles, une attention particulière a été portée pour définir les pièces dont les jeux permettaient un déplacement susceptible de générer du bruit (chocs entre des pièces en translation).

# Chapitre 2 : État de l'art

Les systèmes de transmission par variation continue sont très courants dans l'industrie, que ce soit pour des véhicules récréatifs (motoneiges, voitures automatiques, scooters, ...) ou des engins de plus gros gabarits (moissonneuses-batteuses...). Cependant, les efforts et contraintes de fonctionnement ne sont pas les mêmes. Il existe donc différents types de CVT basés sur un même principe.

## 2.1 - Qu'est-ce qu'une CVT ?

### 2.1.1. Les types de CVT

Parmi les grandes familles de CVT, la plupart utilisent des chaînes ou des courroies. D'autres, moins communes (ou pour des utilisations spécifiques), utilisent des trains épicycloïdaux, des cônes. Une meilleure vue d'ensemble des CVT à chaîne et courroie est donnée par la Figure 2.1.

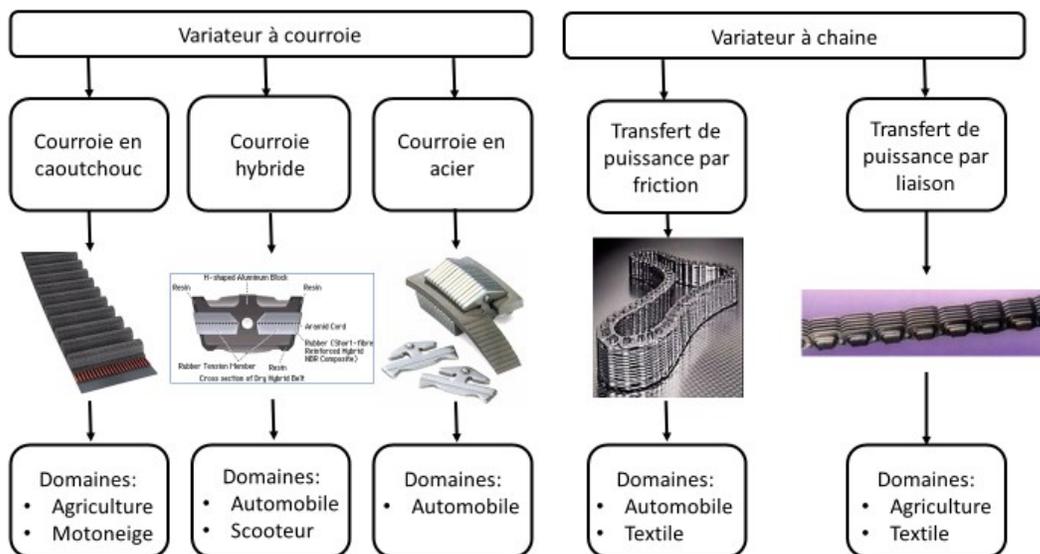


Figure 2.1 : Types de CVT

### 2.1.2. Fonctionnement de la CVT utilisée pour ce projet

Il s'agit ici d'un variateur à courroie en caoutchouc. La CVT se trouve être l'élément qui lie le moteur d'une motoneige par le biais de l'arbre de transmission au reste du système de propulsion, comme montré sur le schéma suivant (Figure 2. 2).

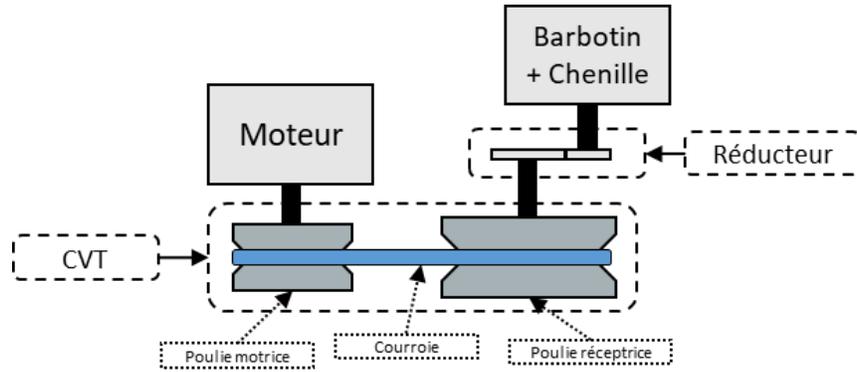


Figure 2. 2 : Chaîne de transmission d'une moto neige

Les systèmes de CVT se composent de trois parties (Figure 2. 3) :

- Une poulie motrice (Driver)
- Une poulie menée (Driven)
- Une courroie (Belt)

La physique qui lie ces trois parties peut être apparentée à celle, bien connue, des liaisons poulies-courroies.

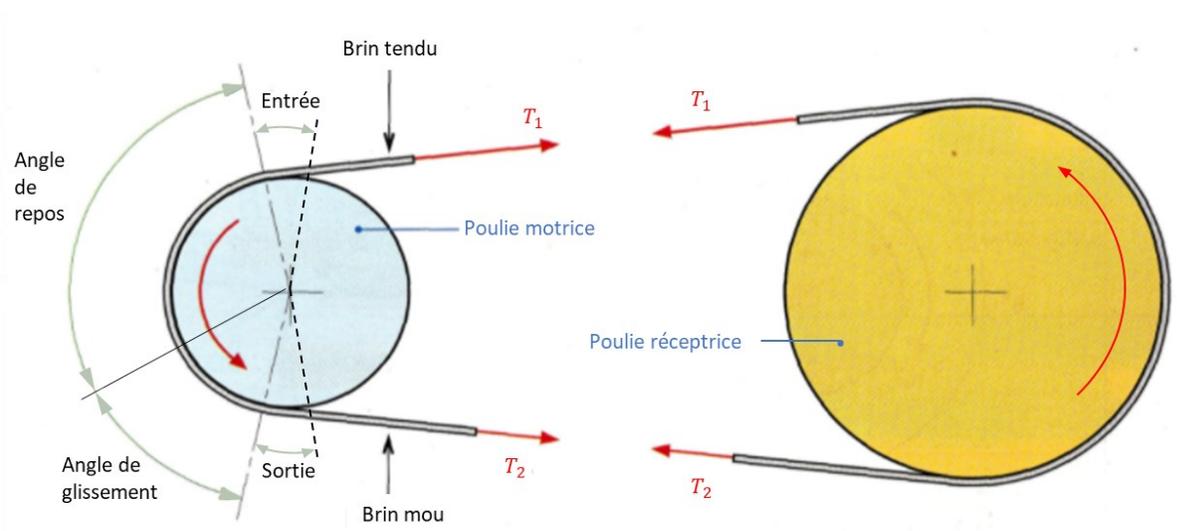


Figure 2. 3 : Mécanique de la courroie

Ce qui différencie la CVT d'un simple système poulie-courroie est la possibilité qui est laissée aux deux poulies de changer de diamètre. En effet, un moteur (thermique ou électrique) possède une plage de vitesses où il fonctionne dans sa zone de rendement maximal. L'objectif de la CVT est de permettre au moteur de toujours fonctionner dans cette plage-là, en permettant le changement de ratio entre les deux poulies, selon la vitesse de rotation de la poulie motrice et le couple de la charge sur la poulie menée (Figure 2. 4).

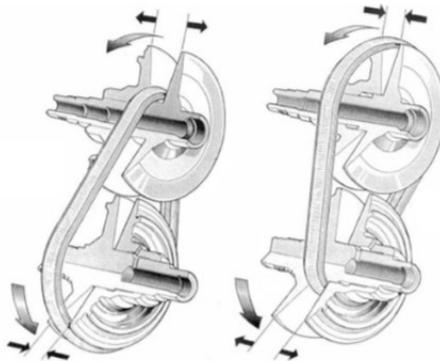


Figure 2. 4 : Modification de rayon des poulies d'une CVT. À gauche, basse vitesse moteur (poulie menante "ouverte"). À droite, haute vitesse moteur (poulie menante "fermée"). [4]

Chaque poulie est constituée de deux flasques, un fixe et un mobile (Figure 2. 5). Pour la poulie menante, le flasque fixe est attaché au vilebrequin du moteur et le flasque mobile s'éloigne ou se rapproche du flasque fixe pour engager la courroie selon la vitesse de rotation du moteur et le ressort de rappel.

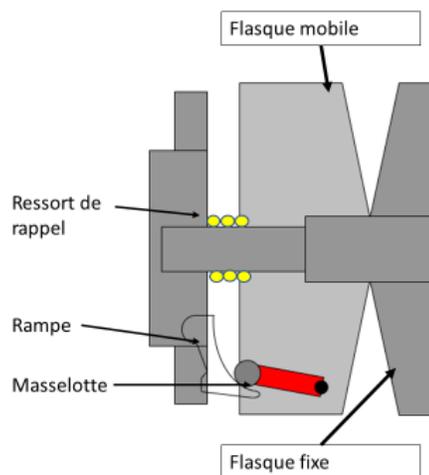


Figure 2. 5 : Schéma de la poulie motrice

Au démarrage, grâce à la mise en rotation de la poulie par le moteur, le jeu de masselottes subit les effets de la force centrifuge. Ces masselottes viennent en contact avec la rampe, ce qui exerce une force dans l'axe de la poulie et rapproche le flasque mobile, engageant alors la courroie. Lorsque les deux flasques entrent en contact avec la courroie et la coincent (à une certaine vitesse de rotation), la poulie motrice peut donc transmettre la puissance à la poulie menée. Cette dernière est déjà engagée avec la courroie grâce à un ressort de compression. Le rapport «  $i$  » engagé est donc faible (Éq 2.1 - petit rayon pour la poulie motrice et grand rayon pour la poulie menée,  $R_{motrice} < R_{menée}$ ) ce qui permet la mise en mouvement de la motoneige.

$$i = \frac{R_{motrice}}{R_{menée}} \quad (2.1)$$

Comme écrit par Olav AAEN dans « Clutch Tuning Handbook » [3], «en accélérant, la vitesse de rotation du moteur augmente, ce qui ressert les flasques de la poulie motrice sur la courroie, augmentant le rayon de la zone de contact. En même temps, les flasques de la poulie menée s'écartent (comme la longueur de la courroie est constante) diminuant le rayon de la zone de contact avec la courroie. On obtient alors un rapport de transmission plus grand, propice à l'accélération ».

### 2.1.3. Les intérêts de la CVT

Il est possible de résumer en quoi le système de transmission CVT est intéressant en pointant ses avantages par rapport à un système de transmission courant (boîte de vitesses).

Ce système permet une économie de carburant lorsqu'il est bien utilisé [5] et donc de réduire le rejet de CO<sub>2</sub>. En effet, il contient moins de pièces en mouvement qu'une transmission classique et a la capacité de se régler sur le rapport le plus efficace pour le fonctionnement du moteur. De nombreuses recherches actuelles portent sur le contrôle du ratio pour augmenter l'efficacité de la CVT.

Un autre grand avantage de cette transmission est qu'elle « linéarise » le changement de vitesse et évite les à-coups de la rotation du moteur lors des changements de vitesses des boîtes classiques. On obtient donc une accélération plus souple. Ce fonctionnement plus doux permet

d'obtenir un confort acoustique dans l'habitacle supplémentaire lorsqu'il est utilisé pour les voitures.

Cependant, le rendement mécanique des CVT à courroie en caoutchouc est plus faible qu'une boîte de vitesses classique (80-85%). De même, cette transmission n'est pas adaptée aux moteurs de grosses cylindrées, notamment à cause des phénomènes de glissement et de blocage qui apparaissent entre les flasques et la courroie.

#### 2.1.4. Propriétés d'une courroie

Il est important de comprendre comment se transmettent les efforts dans une transmission par courroie, et comment est généré le couple moteur sur la poulie menée.

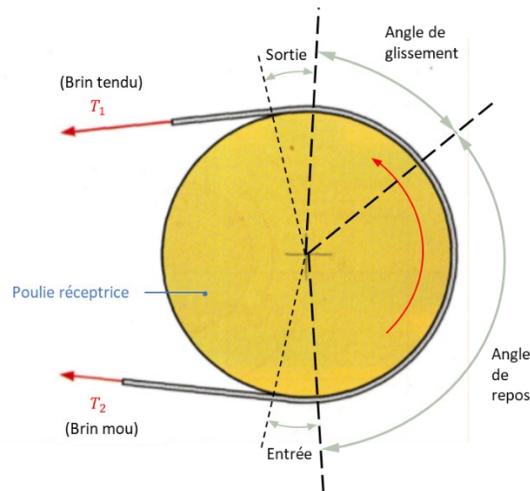


Figure 2. 6 : Schéma des efforts exercés par la courroie sur la poulie menée

En se référant à la Figure 2. 6, on voit apparaître les notions de « brin mou » et « brin tendu ». En effet, pour permettre la transmission d'un couple par la poulie, il est nécessaire qu'il y ait une différence de tension entre les deux brins de la courroie [6]. Ainsi, il est possible de calculer le couple et la puissance transmis par les équations suivantes :

$$C = (T_1 - T_2) * \frac{D}{2} \quad (2.1)$$

$$P = (T_1 - T_2) * \frac{D}{2} * \Omega \quad (2.2)$$

Où :

- $P$  : Puissance transmise (W)
- $\Omega$  : Vitesse de rotation de la poulie (rad/s)
- $C$  : couple transmis par la poulie (N.m)
- $T_1, T_2$  : Tension du brin tendu et du brin mou (N)
- $D$  : Diamètre de la poulie (m)

## 2.2 - Différentes modélisations dynamiques de la CVT

De nombreux modèles analytiques caractérisant le comportement dynamique de la CVT ont été mis au point au cours des années. Bien qu'il y ait des différences notables entre les différents types de CVT, tant au niveau de la liaison entre les deux poulies (à chaîne ou à courroie) que du principe de mise en mouvement (par traction ou par compression), il est intéressant d'en comprendre le fonctionnement.

### 2.2.1. Modélisation d'une CVT à courroie métallique

#### **Modèle de T. Ide**

Ce modèle est l'un des premiers à avoir été réalisé pour caractériser le changement de ratio d'une CVT à courroie trapézoïdale métallique [7]. Son expression analytique a été déduite expérimentalement pour un variateur donné. Elle consiste en une équation non linéaire ne prenant en compte que la force de poussée (force latérale qui rapproche les deux flasques ou les éloigne) de la poulie motrice comme variable ; la force de poussée de la poulie réceptrice étant considérée comme constante. Ce modèle caractérise le changement rapide de ratio de la CVT et est raisonnablement en accord avec les résultats expérimentaux. L'équation déduite est la suivante :

$$\frac{di}{dt} = K(i) * N_p * (S_p - S_p^*) \quad (2.3)$$

Où :

- $i$  : le ratio de la CVT
- $N_p$  : la vitesse de rotation de la poulie motrice
- $S_p$  et  $S_p^*$  : la force axiale globale et la force axiale statique sur la poulie motrice
- $K(i)$  : une fonction non linéaire du ratio

### **Modèle de Carbone, Mangialardi, & Mantriota (CMM)**

Dans ce modèle dynamique de la CVT [8], la courroie métallique est considérée comme un corps continu unidimensionnel localement rigide. Ce modèle considère que la courroie est inextensible sans dimension radiale et avec une rigidité transversale infinie. La théorie prend en compte la déformation élastique axiale des flasques des poulies motrice et réceptrice selon le modèle de Sattler [9] en intégrant des fonctions trigonométriques ainsi que le modèle des efforts de Fujii [10]

Ce modèle ne correspond pas exactement aux comportements expérimentaux d'un variateur continu en compression, cependant les mesures expérimentales effectuées en 2006 par l'équipe de G. Carbonet [11] prouvent que dans certains cas cette modélisation est correcte et peut s'écrire sous la forme de:

$$\frac{di}{dt} = K(\tau) * \left[ \ln\left(\frac{S_p}{S_s}\right) - \ln\left(\frac{S_p^*}{S_s^*}\right) \right] \quad (2.4)$$

Où :

- $i$  : le ratio de la CVT
- $S_p$  et  $S_p^*$ : la force axiale globale et la force axiale statique sur la poulie motrice
- $S_s$  et  $S_s^*$  : la force axiale globale et la force axiale statique sur la poulie menée
- $K(\tau)$  : une fonction non linéaire du ratio et du rapport des rayons des poulies initiaux

### **Modèle de Gauthier et Micheau**

À la différence des deux précédents modèles, celui de Gauthier et Micheau [12] permet de caractériser la dynamique des CVT à courroie métallique à hautes vitesses de rotation. Ce modèle empirique, plus général que celui de T. Ide, inclut l'impact des forces axiales sur la poulie menée. Bien qu'il ait été réalisé pour caractériser une courroie métallique fonctionnant en traction, Gauthier et Micheau ont montré que cela n'avait aucun impact sur sa validité pour des courroies utilisées en compression. De plus, ce modèle démontre que le couple transmis n'a pas d'influence sur le changement de ratio à basses vitesses. Ils proposent le modèle suivant cette équation :

$$\frac{di}{dt} = K(i, N_p) * \Delta S \quad (2.5)$$

Où :

- $i$  : le ratio de la CVT
- $N_p$ : la vitesse de rotation de la poulie motrice
- $K(i, N_p)$  : une fonction non linéaire du ratio et de la vitesse de rotation
- $\Delta S$  : fonction définissant l'orientation et la valeur des efforts axiaux transmis

### 2.2.2. Modélisation d'une CVT à courroie en caoutchouc

Bien que les modèles précédents caractérisent les courroies métalliques, il ne faut pas oublier que le projet actuel utilise des véhicules équipés de courroies en caoutchouc. Il existe dans la littérature des modélisations du comportement dynamique de ces CVT. Comme pour les modèles des CVT à courroie métallique, les études se concentrent sur le changement de ratio.

#### **Modèle de Dittrich**

Comme les modèles précédents, la courroie est considérée comme un seul élément, mais cette fois avec une section non nulle (elle devient un élément 3D) et un comportement élastique dans les sens transversaux et longitudinaux. De ce fait, il est possible de prendre en compte les glissements radiaux et longitudinaux de la courroie sur les flasques.

Ce modèle semi-expérimental prend en considération les frottements existants entre la courroie et les flasques. Cependant, les poulies sont découpées en plusieurs zones où les actions de frottements sont différentes : la zone active où le couple peut être transmis par frottements, la zone passive où les forces de frottements sont constantes et les deux zones mortes à l'entrée et à la sortie des poulies où intervient le glissement de la courroie [13].

Ce modèle repose sur les acquis du modèle de Göran et Gerbert [5] plus complet et complexe. Dittrich simplifie le modèle en y incluant des variables obtenues expérimentalement.

#### **Modèle de Kim-Kim**

Ce modèle [14] reprend le travail de Dittrich, mais montre que la zone active n'est modifiée que sur la poulie motrice lors du changement de ratio. Ainsi, K. Kim et H. Kim simplifient le

modèle de Göran et Gerbert sur lequel se base Dittrich. Ils émettent donc les hypothèses suivantes : la force de la courroie est constante et il est alors possible de négliger les frottements circonférentiels. De plus, ils ne prennent en compte que les efforts de frottements statiques radiaux de la poulie motrice.

### Modèle de Cammalleri

Pour ce modèle, M. Cammalleri [15] ajoute au modèle de Göran et Gerbert la flexion de la courroie dans le brin mou, ainsi que la définition de l'angle de glissement entre les flasques et la courroie qui diffère là aussi du modèle proposé par Kim.

Ces trois modèles ont été comparés par W. Grzegozek [16]. Il conclut que le modèle de Kim-Kim [14] est le plus proche de la réalité.

#### 2.2.3. Modélisation MBD

Les essais d'une modélisation numérique sont très peu nombreux. On retrouve principalement le travail de G. Julio et J.-S Plante [4] avec leur modélisation semi-analytique du comportement de la CVT. Ils considèrent les flasques comme des corps rigides et indéformables et simplifient la répartition des coefficients de frottements dans une seule zone constante. Pour ce qui est de la courroie, ils la discrétisent en éléments rigides, liés entre eux par un ressort longitudinal et un amortisseur selon l'axe normal au plan moyen de la courroie (Figure 2. 7). Un des points essentiels de cette modélisation est sa validité à hautes vitesses de rotation.

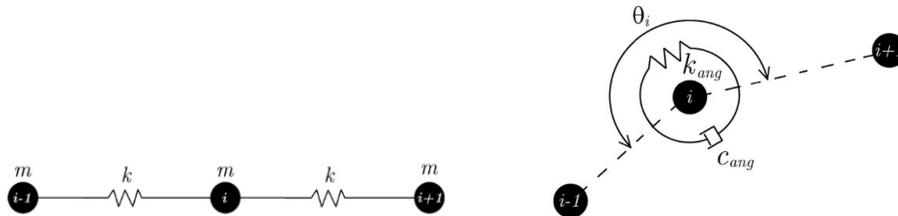


Figure 2. 7: Modélisation des liaisons entre les éléments de la courroie [4]

### 2.3 - Utilisation de l'outil MBD

La prise en compte des effets dynamiques dans la modélisation analytique du comportement d'une CVT est compliquée [12], et des approches récentes montrent le potentiel de l'outil MBD [4]. L'intérêt de cet outil de modélisation multi-corps est d'inclure les effets dynamiques à hautes

vitesses de rotation (généralement le domaine de validité ne va pas au-dessus de 2000 RPM). De plus, cette méthode permet de remonter aux efforts générés entre chaque élément, à leur vitesse et accélération.

### 2.3.1. Les concepts fondamentaux

J. Wittenburg [17] définit la méthode de modélisation à l'aide de trois grands concepts. Ceux-ci viennent s'ajouter aux notions de corps rigides et flexibles liés entre eux par des liaisons cinématiques élémentaires (pivot, glissière, rotule, encastrement...).

#### **Équation de mouvement :**

Afin de décrire le comportement dynamique d'un système MBD, les équations du mouvement dérivées, des équations de Newton-Euler et Lagrange sont résolues pour chaque corps composant le système.

#### **Degrés de liberté :**

Cette notion correspond aux différents mouvements qu'un corps peut réaliser. Il s'agit des trois translations sur  $x$ ,  $y$  et  $z$  et des trois rotations selon les axes de rotation  $x$ ,  $y$  et  $z$ .

#### **Conditions de contrainte :**

Il s'agit des restrictions de degrés de liberté entre deux corps.

Dans ce projet nous allons utiliser l'outil de modélisation MBD du logiciel SimCenter [18], il permettra de correctement vérifier que les trois concepts fondamentaux sont respectés durant la conception du modèle et sa validation.

### 2.3.2. Méthode de T. Saito & K. Miyamoto

Certain document trouvé sur la modélisation MBD de CVT à courroie métallique peuvent être utilisés pour avoir une idée de la bonne démarche à suivre pour concevoir un modèle MBD robuste. C'est le cas pour la méthodologie utilisée par T. Saito & K. Miyamoto [19] pour réaliser un modèle MBD de CVT à courroie métallique.

L'objectif des différentes étapes proposées par T. Saito & K. Miyamoto [19] est d'obtenir le modèle le plus robuste possible (être sûr d'obtenir un résultat à chaque tentative de simulation)

et le plus rapidement possible. Une simulation pour un test de 15 secondes pouvant prendre 2 jours, il est nécessaire de prendre en compte ces deux aspects.

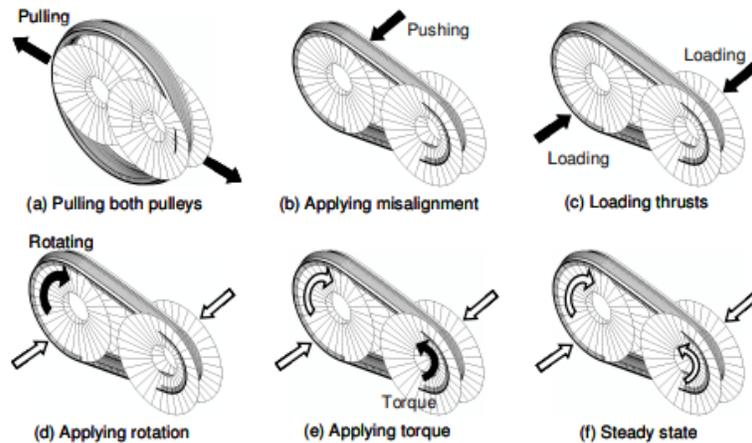


Figure 2. 8 : Méthode de mise en place du système poulie-courroie par T. Saito [19]

La Figure 2. 8 montre la méthodologie de T. Saito de mise en place d'une courroie sur les poulies de la CVT.

Dans un premier temps la courroie est tendue entre les deux poulies, puis le désaxage des deux poulies est pris en compte en déplaçant la poulie motrice. Ils appliquent ensuite les charges axiales définies par le test qu'ils souhaitent faire. Puis ils viennent mettre en rotation le système entier en appliquant la vitesse motrice sur la poulie motrice, ainsi que le couple résistant sur la poulie réceptrice. Ils obtiennent alors un état stationnaire de la CVT, en ne prenant pas en compte les effets du régime transitoire.

## 2.4 - Les différentes sources de vibrations et bruits d'une CVT

Dans les travaux antérieurs au projet « dXbel », différentes sources de bruits ont été identifiées [20] :

- Le bruit causé par les pièces mobiles de la CVT (ex. : masselottes)
- Le bruit dû aux frottements de la courroie sur les poulies (ex. : micro-glissements)
- Le bruit dû au couple transmis par le vilebrequin
- Le bruit aérodynamique causé par la rotation des poulies
- Le rayonnement des surfaces des flasques

Dans cette partie, nous allons décrire les différents systèmes qui pourraient être source de vibrations primaires ou de bruits rayonnés par la CVT.

### 2.4.1. Comportement vibratoire du vilebrequin

Le vilebrequin est un élément du moteur qui convertit le mouvement de translation du piston en mouvement de rotation ; il permet de transmettre l'effort du piston sous forme de couple. Il est généralement modélisé par des arbres subissant des déformations de flexion et reposant sur des appuis flexibles.

Cette modélisation du vilebrequin permet de faire apparaître ses trois modes de vibrations (flexion, axiale et torsion). Avec le comportement cyclique du moteur, il est fortement possible que les vilebrequins soient excités suivant leurs modes propres [21].

## Vibration de flexion

Le vilebrequin est ici modélisé comme une manivelle. Cette manivelle se comporte comme une poutre élastique reposant sur deux appuis. Une masse est fixée en son milieu pour représenter la tête de bielle. Dans son mouvement de rotation, la masse génère un mouvement de flexion de l'axe qui se répercute sur l'ensemble de l'arbre de transmission [21] (Figure 2. 9).

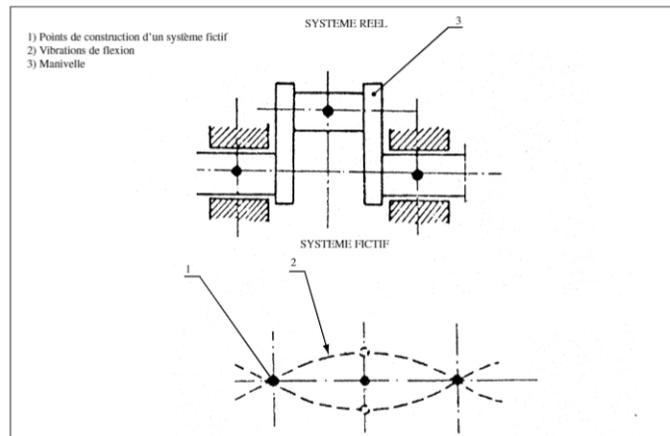


Figure 2. 9 : Vibration de flexion [21]

## Vibration axiale

Le vilebrequin vient se mettre en butée contre le palier et réagit comme un ressort avec une masse au bout que l'on tirerait vers le bas et que l'on relâcherait, créant ainsi un mouvement axial de l'arbre [21] (Figure 2. 10).

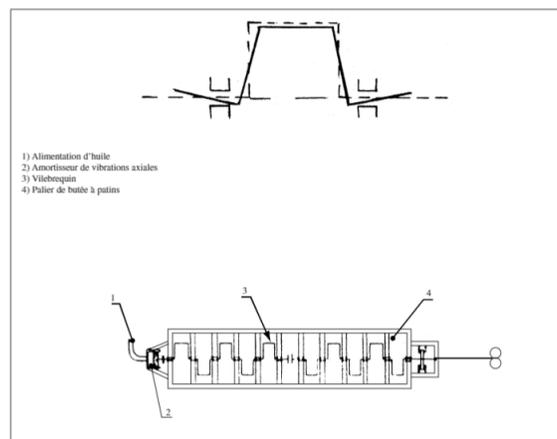


Figure 2. 10 : Vibration Axiale [21]

## Vibration de torsion

D'après le travail de Valembois [22], les moteurs génèrent des oscillations dans leur couple transmis selon le nombre de cylindres et le cycle utilisé (2 temps, 4 temps...). Ces oscillations sont directement transmises par le vilebrequin au reste de la chaîne de transmission. De plus, la poulie motrice de la CVT génère des forces inertielles qui génèrent à leur tour des efforts de torsion sur l'arbre de transmission. Ainsi, Valembois propose un premier modèle de comportement oscillant du couple avec un disque d'inertie (Figure 2. 11).

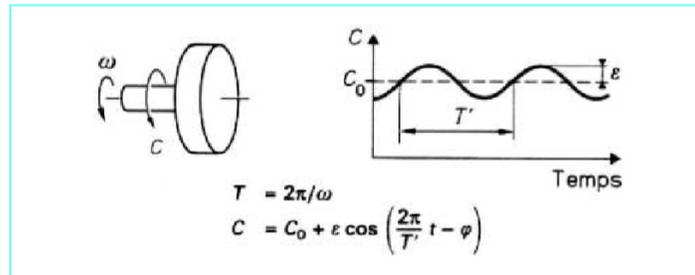


Figure 2. 11 : Modélisation d'un couple fluctuant [22]

Il définit aussi un coefficient de service « k » qui dépend du type de machine et du nombre « n » de perturbations par cycle. Les valeurs de ce coefficient sont regroupées dans des tableaux et suivent la loi suivante :

$$k = \frac{C_0 + \varepsilon}{C_0} \quad (2.6)$$

Il est donc possible de modéliser le couple fluctuant par les premiers termes de son développement en série de Fourier (Figure 2. 12). Chacune des harmoniques peut être caractérisée par « k » et « n » pour modéliser le couple réel.

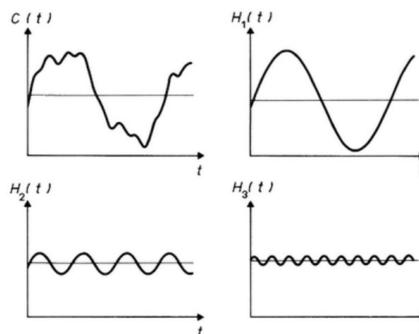


Figure 2. 12 : Couple fluctuant périodique avec sa décomposition en série de Fourier (limitée aux trois premiers termes) [22]

J. Méjane [20] réalise pour son doctorat le calcul de cette variation de couple pour un moteur 2-temps ( $n=2$ ,  $k=2,5$ ) tournant à 8000 RPM et dont le couple nominal est 120 N.m. Il obtient une amplitude de couple de 360 N.m avec un pic négatif de -60 N.m, ce qui justifie un comportement oscillant de torsion importante. Ce couple négatif vient s'opposer au mouvement général de l'arbre de transmission.

Valembois [22] enrichit son modèle pour représenter le système moteur-arbre-transmission. Il considère un arbre lié à deux disques d'inerties (Figure 2. 13). De ce modèle, il en déduit la première fréquence critique de torsion de l'arbre moteur.

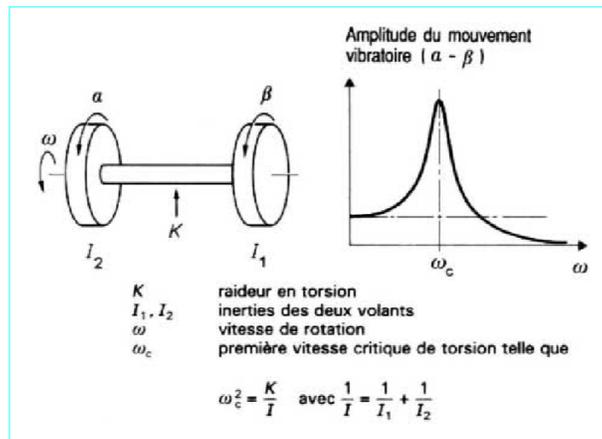


Figure 2. 13 : Modèle enrichi du comportement moteur-arbre-transmission [22]

### 2.4.2. Comportement vibratoire des flasques

Lors de sa maîtrise sur le projet « dSkiBel », J. Méjane [23] a mis en évidence les fréquences et les modes d'oscillations et de rayonnements les plus importants des flasques de la CVT. Ces vibrations viennent de l'effet des forces tournantes sur les flasques fixes des poulies de la CVT, comme le décrit Panneton pour des coquilles cylindriques [24]. Ces forces tournantes proviennent de la non-uniformité des efforts de frottements le long de l'arc de contact entre les flasques et la courroie [25].

Par exemple, les quatre modes les plus importants des flasques de la CVT sont représentés sur la Figure 2. 14.

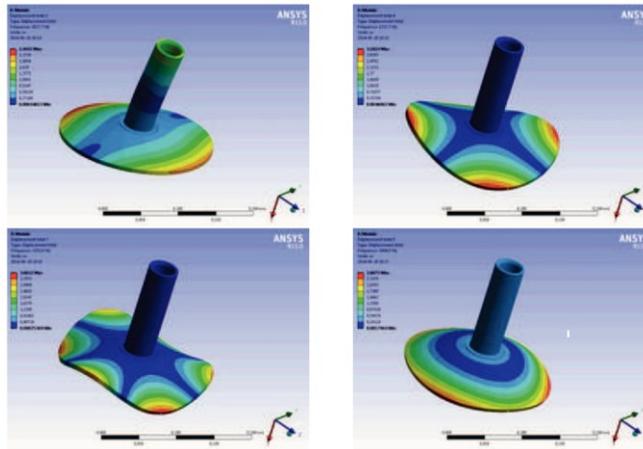


Figure 2. 14 : De gauche à droite, de haut en bas : mode (1,0), mode (2,0), mode (3,0), mode (3,1) [23]

## Conclusion

Comme expliqué dans cette partie, le système de transmission de puissance CVT est communément utilisé dans l'industrie comme alternative aux transmissions manuelles. Les CVT possèdent l'avantage de s'auto-adapter à la vitesse de rotation du moteur. Ses propriétés sont proches de celles d'un système poulie-courroie.

De nombreux modèles analytiques ont été proposés pour permettre une meilleure gestion du changement de ratio des CVT. Cependant, dans l'état d'avancement actuel de la recherche bibliographique, les documents consultés traitant des modèles dynamiques de la CVT ne sont pas valables pour des fortes vitesses de rotation ni pour la transmission de forts couples (fortes puissances). La majorité de ces modèles ne prennent pas en compte l'impact de l'inertie des éléments sur son comportement général. Néanmoins, certains chercheurs ont montré qu'en incluant l'inertie des éléments, les modèles devenaient plus proches de la réalité. Cela explique l'intérêt du développement d'un modèle multi-corps pouvant les prendre en compte.

Par ailleurs, ce sont ces effets d'inertie qui viennent générer les vibrations dans la chaîne de transmission de puissance, en plus des non-linéarités dans la répartition des efforts de frottements qui agissent sur les éléments mobiles de la CVT. Dans la littérature, il y a peu de documents traitant de l'impact des vibrations moteur (vilebrequin) sur le comportement de la CVT, autant au niveau dynamique, qu'acoustique. Mais de nombreux documents viennent montrer l'influence du moteur et de l'arbre de transmission sur le comportement vibratoire des poulies [23].

Enfin, à l'heure actuelle, nous n'avons trouvé aucun modèle numérique du comportement dynamique et vibro-acoustique d'une CVT couplée au comportement moteur. Les modèles trouvés se focalisent sur la modélisation du changement de ratio de la CVT dans le but d'implémenter un contrôle actif et une meilleure gestion des plages de ratio (asservissement pour diminuer la consommation de carburant) [5].

# Chapitre 3 : Modélisation des principaux sous-systèmes mécaniques d'une CVT

La revue de littérature a montré les grands concepts qui vont être utilisés dans ce projet. L'objectif est de réaliser un modèle MBD d'une CVT de motoneige robuste, rapide et validé par des valeurs expérimentales obtenues sur un banc de test. Pour cela, il est nécessaire de respecter le plus possible le comportement mécanique dicté par la géométrie des éléments de la CVT. Le modèle MBD est réalisé sur le logiciel Simcenter du groupe Siemens [18]. Ce chapitre décrit l'architecture de la CVT, ainsi que les hypothèses et paramètres choisis pour la modéliser.

## 3.1 - Architecture de la CVT

La CVT est un système qui peut être vu comme la mise en relation de deux systèmes mécaniques complexes par le biais d'une courroie. Durant l'étude, les liaisons sont supposées parfaites (pas de résistance, frottements) sauf mention contraire.

### 3.1.1. Les trois grands sous-systèmes

La CVT est décomposée en trois sous-systèmes : la poulie réceptrice, la poulie motrice et la courroie. De cette façon, chaque sous-système peut être pré-étudié et modifié indépendamment des autres.

#### La poulie réceptrice

La poulie réceptrice d'une CVT est l'élément de la transmission de puissance qui transmet le couple moteur aux chenilles. C'est aussi sur son arbre de transmission qu'est appliqué le couple de charge (couple de freinage, couple dû à un changement de pente du véhicule).

Elle est constituée de deux parties : le Flasque Mobile Récepteur (FMR) et le Flasque Fixe Récepteur (FFR) (Figure 3. 1) :

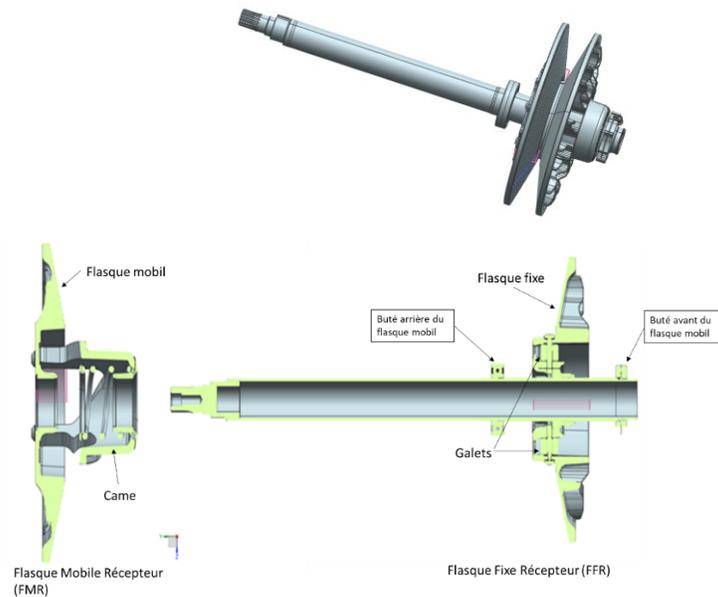


Figure 3. 1 : Géométrie du modèle numérique de la poulie réceptrice

Son comportement cinématique peut être schématisé comme suit (Figure 3. 2).

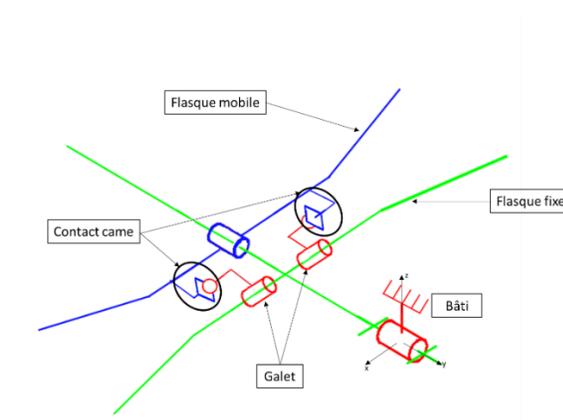
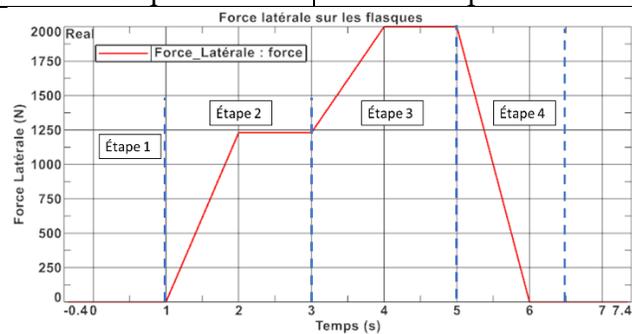
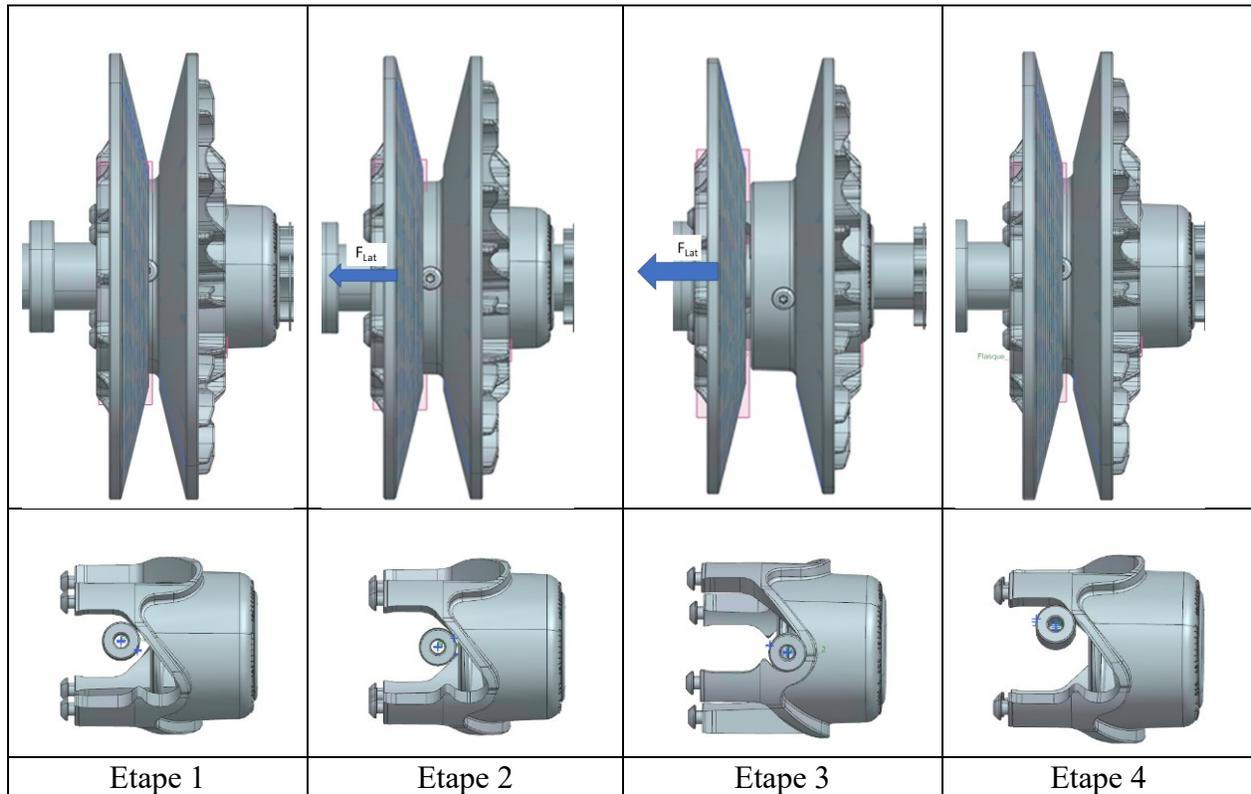


Figure 3. 2 : Schéma cinématique de la polie réceptrice

En fonctionnement, la poulie motrice transmet son couple moteur aux deux flasques de la poulie réceptrice par le biais de la courroie. De même, les chenilles sur la neige transmettent à l'arbre de la poulie réceptrice un couple résistant qui s'oppose au couple moteur. Sous l'action de ces deux couples et l'hypothèse de non-glissement, des forces normales sont générées par la

courroie sur les flasques. Ainsi le Flasque Mobile Récepteur (FMR) s'écarte du Flasque Fixe Récepteur (FFR) d'une longueur imposée par la géométrie de la came et du ressort de rappel.

Ce comportement est reproduit par le sous-système « poulie réceptrice du modèle MBD de la CVT » (Figure 3. 3).



Page 3 of 3

Figure 3. 3 : Comportement dynamique de la poulie réceptrice

L'étape 1 correspond à la stabilisation des éléments mobiles

L'étape 2 correspond à la force latérale minimale pour écarter les flasques (précontrainte du ressort de rappel)

L'étape 3 correspond à une force latérale suffisante pour mettre le FMR en butée (ouverture maximale de la poulie réceptrice)

L'étape 4 correspond au retour en position initiale du FMR par le ressort de rappel

Mais la partie qui recèle les éléments mobiles susceptibles d'effectuer des bruits de cliquetis se trouve au niveau des contacts de la came.

Pour prendre en compte les jeux réels des galets, il faut autoriser leur translation autour de leur axe de rotation par rapport au FFR et considérer deux contacts ponctuels pour bloquer leur course latéralement (Figure 3. 4). Il est alors possible de déterminer si les galets transmettent des efforts au FFR durant le fonctionnement de la CVT.

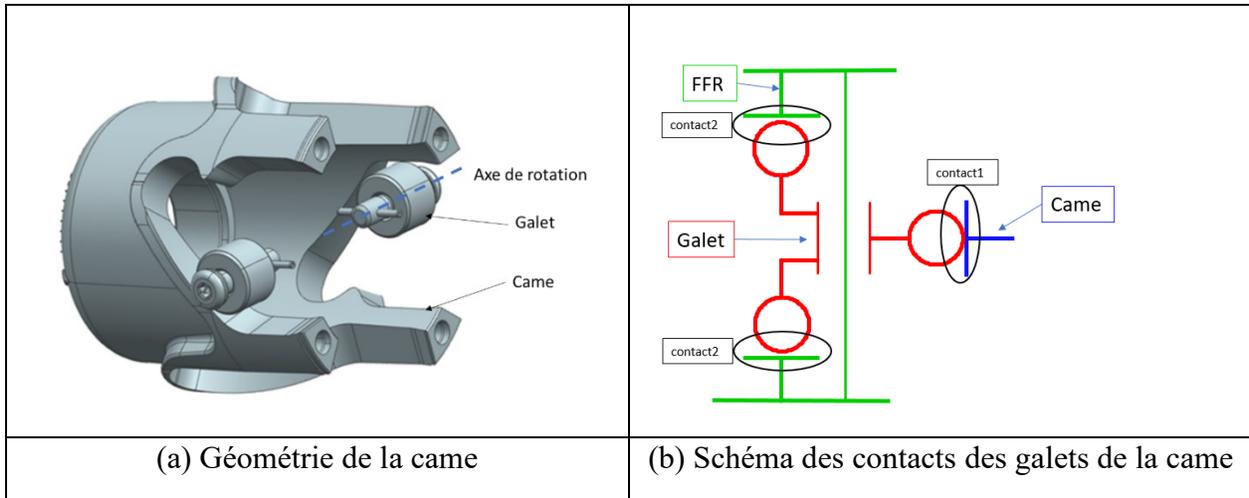


Figure 3. 4 : Types de contacts de la came

Deux types de contacts sont utilisés (Tableau 3. 1).

Contact 1 : La géométrie des surfaces de contact entre les galets et la came est trop complexe pour être approximée par un contact simple (sphère-sphère, sphère-plan). La méthode de contact 3D est par conséquent choisie. Cette méthode maille les surfaces des solides choisis pour calculer leur intersection.

Contact 2 : Il s'agit de deux contacts Sphères-Plan dont le programme cherche l'intersection.

Contact1	
Type	3D
Raideur [N/mm]	34000
Paramètre de Force	1.5
Amortissement [N.s/mm]	30
Pénétration Maximal [mm]	0.0254
Friction	ON/Default

Contact2	
type	Sphère-Plan
Matériaux	Aluminium/Aluminium
Coeff. Restitution	0.5
Raideur [N/mm]	6269290
Amortissement [N.s/mm]	30
Coeff. Friction	0.25
Vitesse de Transition [mm/s]	100

Tableau 3. 1 : Paramètres des contacts de la poulie Réceptrice

Concernant la sélection des raideurs, se référer à l'Annexe C - Les contacts analytiques dans SimCenter 3D.

### La poulie motrice

La poulie motrice est sûrement le plus complexe des trois sous-systèmes à concevoir. Elle possède le plus de petits éléments mobiles pouvant être à l'origine des bruits de cliquetis entendus lors du fonctionnement de la CVT. Cette poulie est constituée de trois parties : le Flasque Fixe Moteur (FFM), le Flasque Mobile Moteur (FMM) et le support des rouleaux (Figure 3. 5).

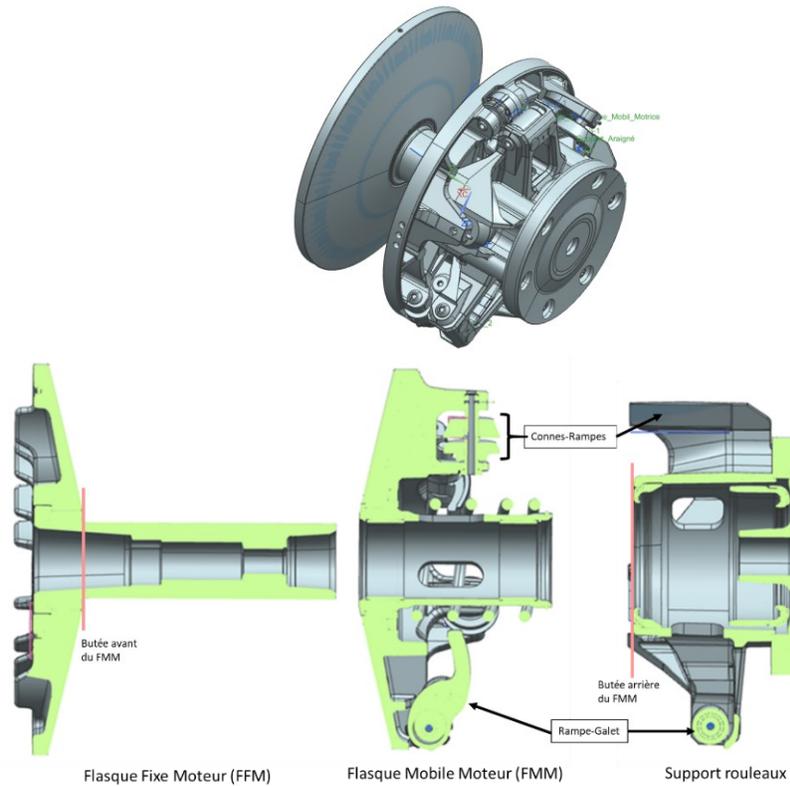


Figure 3. 5 : Géométrie de la poulie motrice

Le comportement cinématique de la poulie motrice peut être schématisé de la façon suivante (Figure 3. 6).

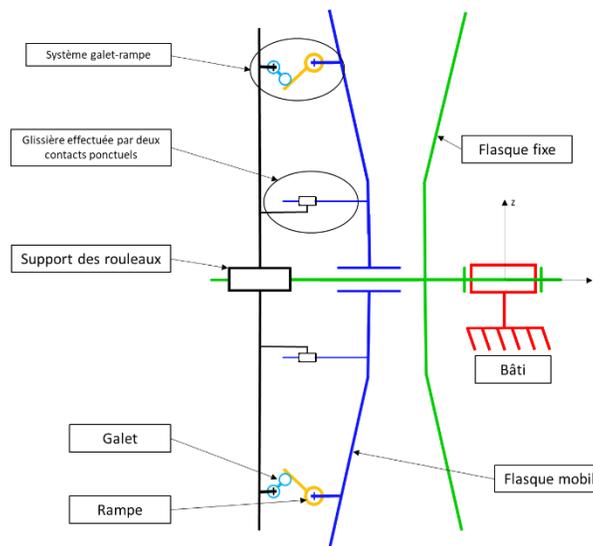


Figure 3. 6 : Schéma cinématique de la poulie motrice

Le Flasque Mobile Moteur (FMM) et le support des rouleaux ont, par le biais des différents contacts, un comportement proche de celui d'une araignée qui déplie ses pattes (contact rampe-galet). Cet effet est amplifié par les trois paires de cônes qui régissent la translation selon l'axe de la poulie du Flasque Mobile Moteur (FMM) et arrêtent sa rotation selon ce même axe. Le support des rouleaux est quant à lui lié à l'axe du FFM par un amortisseur, autorisant une légère translation selon l'axe de rotation de la poulie.

La fermeture des flasques (leur rapprochement) est possible grâce à deux groupes de pièces : (i) les galets et les rampes, et (ii) les cônes et les rampes. Pour le groupe galets-rampes, la géométrie réelle des rampes leur permet de se translater sur leur axe de rotation. Ce n'est pas le cas pour les galets, qui ont deux coussinets latéraux bloquant cette translation. Le comportement cinématique de cette paire de pièces peut être représenté par les schémas de gauche de la Figure 3. 7.

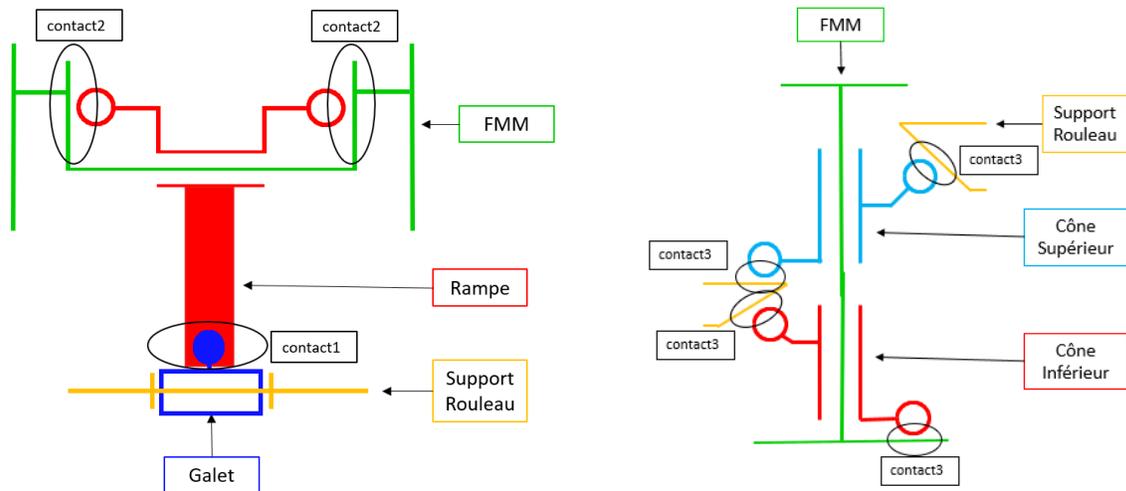


Figure 3. 7 : Représentation des contacts de la poulie motrice

De même, les cônes permettant de réaliser la liaison glissière entre le FMM et le support des rouleaux sont libres en rotation et en translation selon le même axe. Ce sont les contacts sur les rampes qui guident la translation du FMM. Les contacts en butées inférieure et supérieure contraignent la translation des cônes, comme schématisé à droite sur la Figure 3. 7.

Les valeurs utilisées pour paramétrer les différents contacts sont regroupées dans les tableaux suivants (Tableau 3. 2) :

Contact 1		Contact 2		Contact 3	
Type	Sphère-Plan	Type	Sphère-Plan	Type	Sphère-Plan
Matériaux	Acier/Acier	Matériaux	Aluminium/Aluminium	Matériaux	PVC/Aluminium
Coeff. Restitution	0.15	Coeff. Restitution	0.2	Coeff. Restitution	0.5
Raideur [N/mm]	31622776	Raideur [N/mm]	6269290	Raideur [N/mm]	16000000
Amortissement [N.s/mm]	50	Amortissement [N.s/mm]	30	Amortissement [N.s/mm]	1.5
Coeff. Friction	0.25	Coeff. Friction	0.25	Coeff. Friction	0.13
Vitesse de Transition [mm/s]	100	Vitesse de Transition [mm/s]	100	Vitesse de Transition [mm/s]	100

Tableau 3. 2 : Paramètres des contacts de la poulie Motrice

Comme pour la poulie réceptrice, le comportement dynamique du modèle MBD de la poulie motrice est vérifié. La Figure 3. 8 montre la réaction de la poulie motrice simulée.

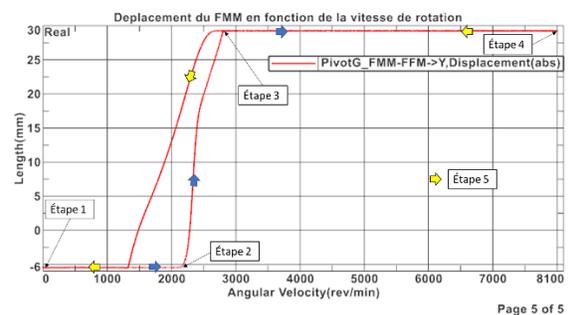
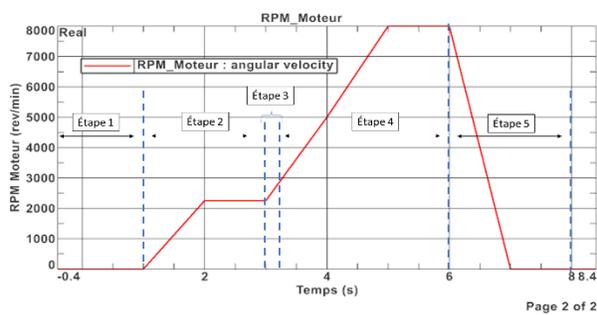
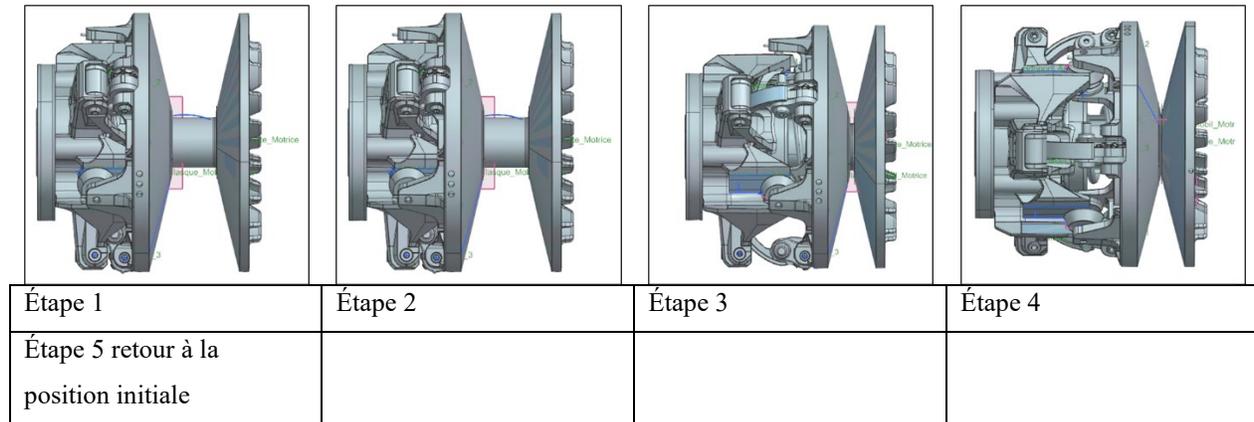


Figure 3. 8 : Vérification du comportement de la poulie motrice

L'étape 1 correspond à la stabilisation des éléments mobiles

L'étape 2 correspond à la vitesse minimale de rotation pour rapprocher les flasques (les efforts des rampes sur les rouleaux compensent la précontrainte du ressort de rappel)

L'étape 3 correspond à la vitesse de rotation suffisante pour mettre le FMM en butée avant (fermeture maximale de la poulie motrice)

Étape 4 correspond à la montée en vitesse de la poulie motrice jusqu'à sa zone d'utilisation (8000 tr/min)

L'étape 5 correspond au retour en position initiale du FMM par le ressort de rappel

On constate que la poulie motrice simulée se comporte bien comme prévu. Pour une certaine vitesse de rotation, les deux flasques se rapprochent grâce aux efforts des rampes de la FMM sur les rouleaux du support des rouleaux. Les cônes qui effectuent la liaison glissière guident correctement la translation et transmettent la vitesse de rotation du FFM au FMM (Figure 3. 9).

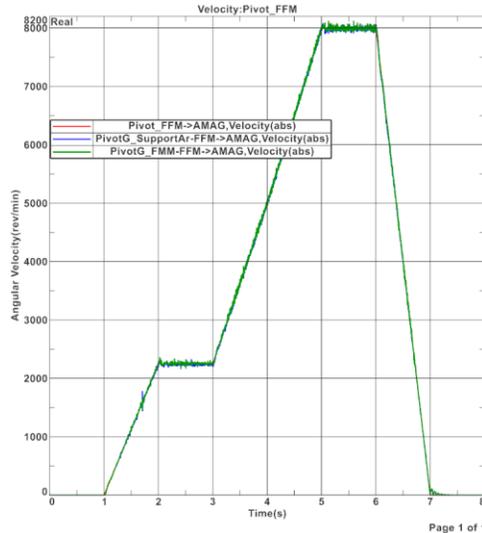


Figure 3. 9 : Vitesse de rotation des trois éléments de la poulie motrice

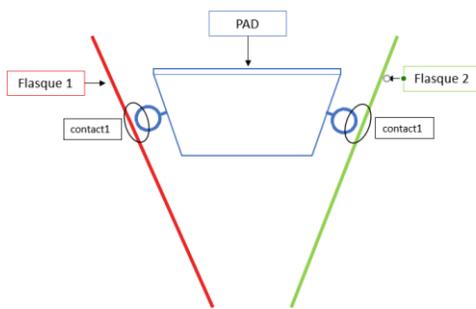
Sur la Figure 3. 9, il apparaît clairement que les différentes parties de la poulie motrice ont la même vitesse de rotation, les courbes rouge, bleu et verte sont confondues. Les différences notables sont dues à l'élément élastique (amortisseur) liant la FFM et le support des rouleaux et aux rebonds des contacts entre le support des rouleaux et le FMM.

Concernant la sélection des raideurs, se référer à l'Annexe C - Les contacts analytiques dans SimCenter 3D.

### La courroie

Pour se différencier des méthodes numériques de prédiction du comportement de la CVT (modèle Kim-Kim[14], modèle Dittrich [16], modèle Cammalleri [15]) qui choisissent de considérer la courroie comme un corps ne se déformant qu'en flexion, l'approche étudiée ici est discrète, se rapprochant du modèle analytique développé par Julio et Plante en 2011 [4].

Ainsi, la courroie est constituée de blocs (PAD) dont la longueur est définie pour en obtenir un nombre entier sur une longueur de courroie. Comme la courroie est discrète (utilisation de PAD), chaque élément de la courroie génère un impact sur chacun des flasques lors de son entrée dans la poulie. Par la suite, en introduisant le comportement vibratoire du moteur, il est attendu que ces impacts aident à mieux comprendre l'effet du couple moteur sur la génération de bruit de la CVT. Méjane a montré en 2015 [23] que l'un des plus grands vecteurs de bruit rayonné provenait des flasques des poulies et plus particulièrement des flasques fixes.



Contact 1	
Type	Sphère-Plan
Matériaux	MAT_PAD/Aluminium
Coeff. Restitution	0.8
Raideur [N/mm]	16702
Amortissement [N.s/mm]	0.6
Coeff. Friction	0.4
Vitesse de Transition [mm/s]	100

Figure 3. 10 : Schéma des contacts PAD-Flasques et Tableau des paramètres de contacts

Les contacts sont considérés comme ponctuels sur chaque flasque (Figure 3. 10). La courroie mesurant plus de 1000 mm et la longueur des PAD étant inférieure à 10 mm, cette approche est acceptable (explications au chapitre 4).

Concernant la sélection des propriétés des contacts, l'Annexe C - Les contacts analytiques dans SimCenter 3D qui regroupe tous les tests effectués pour leur calibration.

### Les architectures des liaisons entre les PAD

Dans le processus de conception de la courroie, plusieurs architectures ont été expérimentées, certaines s'inspirant de travaux trouvés dans la littérature, d'autres de conceptions personnelles. Les quatre architectures les plus pertinentes sont exposées dans la Figure 3. 11.

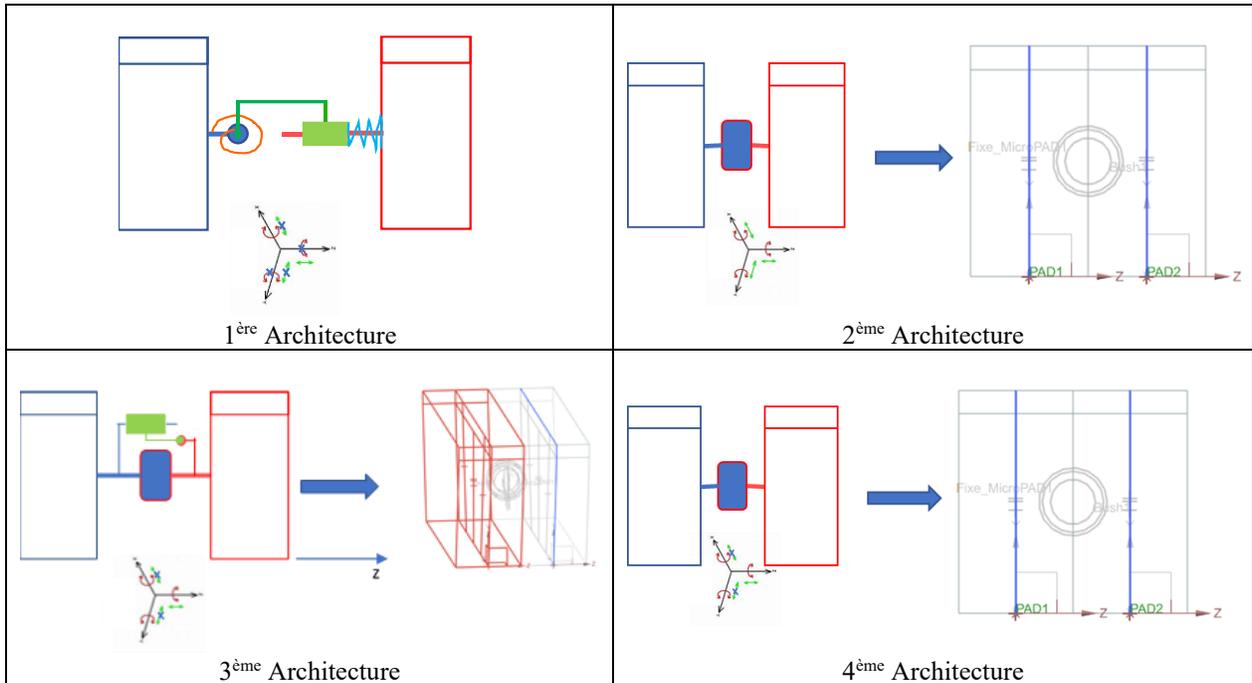


Figure 3. 11 : Schémas des architectures de courroie

1ère architecture (Figure 3. 11) : Si l'on considère que la courroie ne peut que pivoter en flexion et translater en traction-compression, on peut modéliser la liaison entre chaque PAD par une liaison non conventionnelle n'autorisant que le pivotement en flexion d'une section par rapport à sa voisine et la translation selon la normale à la section. En ajoutant des éléments élastiques pour reproduire les raideurs de flexion et de traction-compression, on se rapproche de la modélisation de Julio & Plante [4].

2ème architecture (Figure 3. 11) : Dans le cas où l'on cherche à faire ressortir le côté flexible de la courroie, il est possible de générer une liaison élastique à 6 degrés de liberté entre chaque PAD. En mesurant les propriétés mécaniques de la courroie réelle et en calculant ses propriétés géométriques, il est possible d'obtenir les raideurs équivalentes des liaisons entre chaque PAD pour chacun des six degrés de liberté.

3ème architecture (Figure 3. 11) : La 2ème architecture permet le cisaillement de la courroie. Pour éviter cela, le logiciel Simcenter permet de contraindre le déplacement entre deux PAD en appliquant une liaison fixe sur les directions de cisaillement des deux faces des PAD.

4ème architecture (Figure 3. 11) : L'ajout de liaisons dans le modèle MBD augmente sa complexité, ce qui a pour conséquence d'allonger le temps de résolution de la simulation. En s'inspirant de la méthode de résolution numérique par « pénalisation », la 4ème architecture augmente artificiellement les raideurs de cisaillement des éléments flexibles entre chaque PAD, ce qui réduit le nombre de contraintes par rapport à la 3ème architecture qui a une liaison fixe en plus.

La sélection de l'architecture la plus adaptée s'est effectuée selon quatre critères :

1) L'architecture permet-elle d'effectuer un test vibratoire de la courroie ? Ce test doit permettre de vérifier le comportement vibratoire de la courroie.

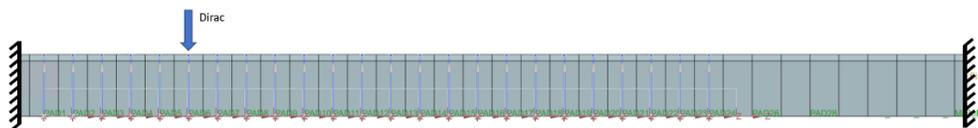


Figure 3. 12 : Image du test d'impact

Pour ce critère, une corde de 32 PAD est tendue et encastree à ses deux extrémités (Figure 3. 12) pour chaque architecture. Une simulation d'impact de marteau sur un des PAD est réalisée.

2) Est-il possible d'assembler la courroie au complet et de la simuler indépendamment du reste du mécanisme ?



Figure 3. 13 : Image de la courroie assemblée

Pour ce critère, une courroie de 125 PAD est générée pour chaque architecture (Figure 3. 13), puis une simulation de décharge des précontraintes initiales est réalisée. À la fin, le temps de calculs de la simulation est conservé et la convergence du modèle est vérifiée.

3) La courroie se comporte-t-elle correctement lorsqu'elle est intégrée dans le modèle MBD complet ?

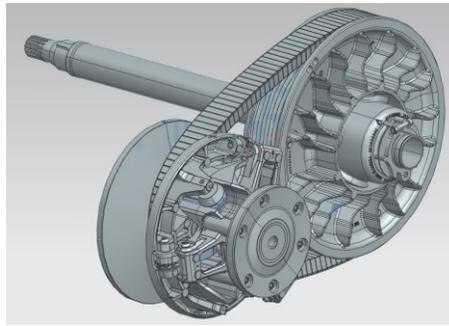


Figure 3. 14 : Image de l'essai du modèle au complet

Pour ce critère, un modèle MBD simplifié (sans jeux) est utilisé (Figure 3. 14). La courroie est alors tendue entre les deux poulies. Ensuite, la poulie motrice est mise en rotation. L'allure de la simulation est vérifiée et le temps de calculs de la simulation conservé.

4) Quelle architecture permet d'avoir le plus petit temps de calculs ?

La comparaison des quatre architectures est résumée dans le Tableau 3. 3.

	Critère 1	Critère 2	Critère 3	Critère 4	
				Temps critère 2 (s)	Temps critère 3 (s)
1ère Architecture	Non	X	X	X	X
2ème Architecture	Oui	Oui	Non	50	6519
3ème Architecture	Oui	Oui	Oui	90	25652
4ème Architecture	Oui	Oui	Oui	66	23781

Tableau 3. 3 : Résultat du comparatif des architectures de courroie

Le Tableau 3. 3 montre les résultats des différents essais pour départager les architectures de courroie. Nous constatons que la 1ère architecture ne permet pas d'obtenir une courroie stable seule, ce qui l'élimine de la recherche. Bien que la 2<sup>ème</sup> architecture ait passé les deux premiers tests convenablement, la simulation sur le modèle MBD simplifié de la CVT a révélé le cisaillement entre les PAD, faisant diverger le modèle (Figure 3. 15).

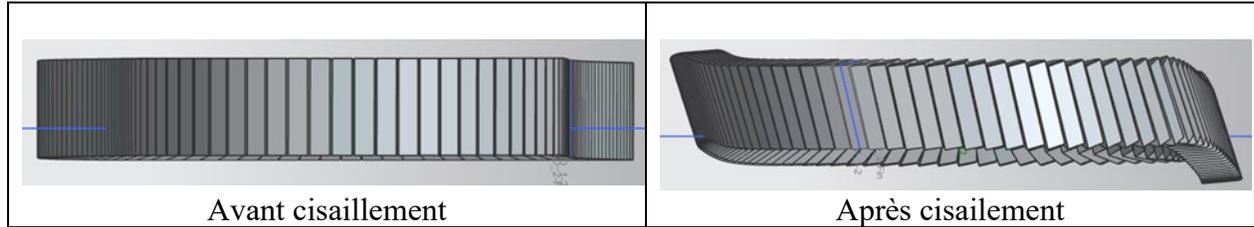


Figure 3.15 : Cisaillement de la courroie avec la 2<sup>ème</sup> architecture

Bien que la 3<sup>ème</sup> et 4<sup>ème</sup> architecture remplissent correctement les critères, il apparaît que l'architecture 4 est la meilleure : ses temps de calculs sont beaucoup moins longs. De plus, la 3<sup>ème</sup> architecture a tendance à accumuler beaucoup d'énergie potentielle dans ses éléments élastiques en début de simulation et à la relâcher instantanément en début simulation (simulation de la courroie seule). Elle met donc plus de temps à se stabiliser que la 4<sup>ème</sup> architecture. La 4<sup>ème</sup> architecture est donc choisie pour modéliser les liaisons entre chaque PAD dans la courroie.

# Chapitre 4 : Développement et validation du modèle de la courroie

Une fois l'architecture de la courroie sélectionnée, il est alors nécessaire de vérifier son comportement dynamique. Ses propriétés physiques (rigidité, masse volumique) doivent être correctement paramétrées pour représenter son comportement vibratoire fidèlement. Grâce à des tests vibratoires effectués sur la courroie réelle, le comportement vibratoire du sous-système de la courroie peut être validé, et permet l'ajustement de ses propriétés physiques.

## 4.1 – Le test vibratoire de la courroie

### 4.1.1. La méthode

Des essais d'analyse modale par impact a été fait sur une courroie.

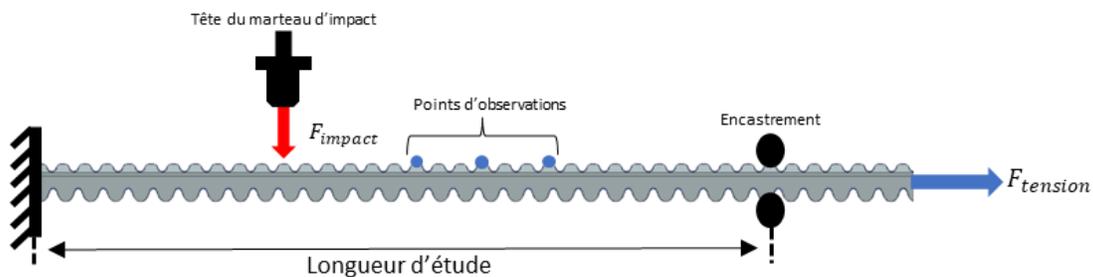


Figure 4. 1 : Schéma de principe du banc de tests vibratoire

Sur ce banc de test statique (Figure 4. 1), une portion de la courroie était mise sous tension, puis impacté par un marteau d'impact.

### 4.1.2. Les résultats

Les résultats des tests ont donné les valeurs suivantes (Tableau 4. 1) :

Mode	1	2	3
Fréquence [Hz]	125.4	260.1	411.5

Tableau 4. 1 : Fréquence des modes de flexion de la courroie

Des différents tests, ils en ont conclu que le comportement vibratoire correspondait au modèle de corde tendue entre deux encastresments (Éq. 4.1).

$$f_i = \sqrt{\frac{T}{m}} * \frac{i}{2L} \quad (4.1)$$

$i = 1,2,3, \dots$  ;  $T$  : Tension [N];  $m$  : Masse linéique  $\left[\frac{kg}{m}\right]$ ;  $L$  : Longueur de la corde [m]

Nous avons revalidé ce comportement dans l'Annexe A – Comparaison modèle corde tendue Vs modèle poutre mince.

## 4.2 – Caractérisation de la géométrie et des raideurs de la courroie simulée

Afin de bien représenter le comportement vibratoire de la courroie, il est important de correctement définir sa géométrie.

### 4.2.1. Le sous-système de courroie

En regardant l'équation des modes de flexion d'une corde tendue (Éq. 4.1), il paraît évident que le paramètre intéressant est la masse du brin. Dans le logiciel Simcenter cela se traduit par le type de matériau utilisé en définissant sa masse volumique. Ce paramétrage implique de porter une attention particulière au volume de la courroie et donc à la géométrie des PAD. De même, en fonction de la géométrie choisie, il est nécessaire d'ajuster le paramètre de masse volumique du matériau utilisé pour la simulation, pour qu'il corresponde à celui de la courroie réelle.

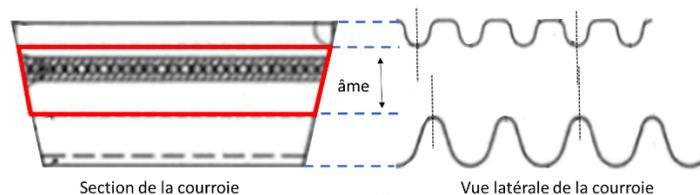


Figure 4. 2 : Géométrie réelle de la courroie

En se fiant à la géométrie de la courroie réelle (Figure 4. 2), il est possible de constater, sur la coupe latérale, que la courroie est nervurée et que deux sommets ne s’alignent jamais. De plus, les nervures de la courroie sont un compromis pour améliorer deux fonctions. La première fonction est de garder le plus de surface en contact entre les flasques et la courroie. La deuxième fonction est de diminuer la rigidité en flexion pour permettre à la courroie d’épouser la géométrie des poulies. En se reportant à la Figure 3. 10 et l’hypothèse que la dimension des PAD est telle que les contacts entre les PAD et les flasques peuvent être considérés comme ponctuels, il est convenable de ne pas prendre en compte les nervures.

Ainsi la géométrie de la courroie pourrait se limiter au trapèze constituant l’âme de la courroie ( Figure 4. 2 - traits rouge).

#### Dimensionnement de la section des PAD

Cependant, l’élément important retenu pour définir la courroie est son comportement vibratoire. En se référant à l’équation des modes propres d’une corde (Éq. 4.1) la masse et la longueur du brin sont les éléments de la courroie le plus importants. Néanmoins, la longueur du brin a été fixée par les tests (voir les calculs à l’Annexe A – Comparaison modèle corde tendue Vs modèle poutre mince). Même si la masse de la courroie n’a pas de rapport avec la raideur des éléments élastiques liant les PAD, la géométrie de la section du PAD est quant à elle très importante. Si l’âme de la courroie est la section du PAD sélectionné, une partie de la matière et les plus grandes sections plus rigides en torsion ne sont pas prises en compte (Figure 4. 3).

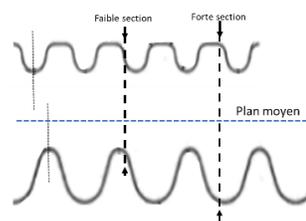


Figure 4. 3 : Vue latérale de la courroie

Une solution envisageable est de simplifier la géométrie de la courroie ainsi que son comportement mécanique. La première simplification retenue est de considérer que la section a une géométrie trapézoïdale (géométrie de l’âme). Une deuxième simplification, déjà faite pour définir l’architecture de la liaison entre les PAD, est de considérer la courroie homogène. À ces simplifications s’ajoute la contrainte de volume : le volume de la courroie simulée doit être le plus proche possible de celui de la courroie réelle.

En se basant sur le modèle d'une moitié de courroie réelle ouverte (Figure 4. 4.a), il est possible de récupérer le volume de la courroie réelle, ainsi que celui des parties supérieure et inférieure aux renforts (Figure 4. 4.b) (Figure 4. 4.c).

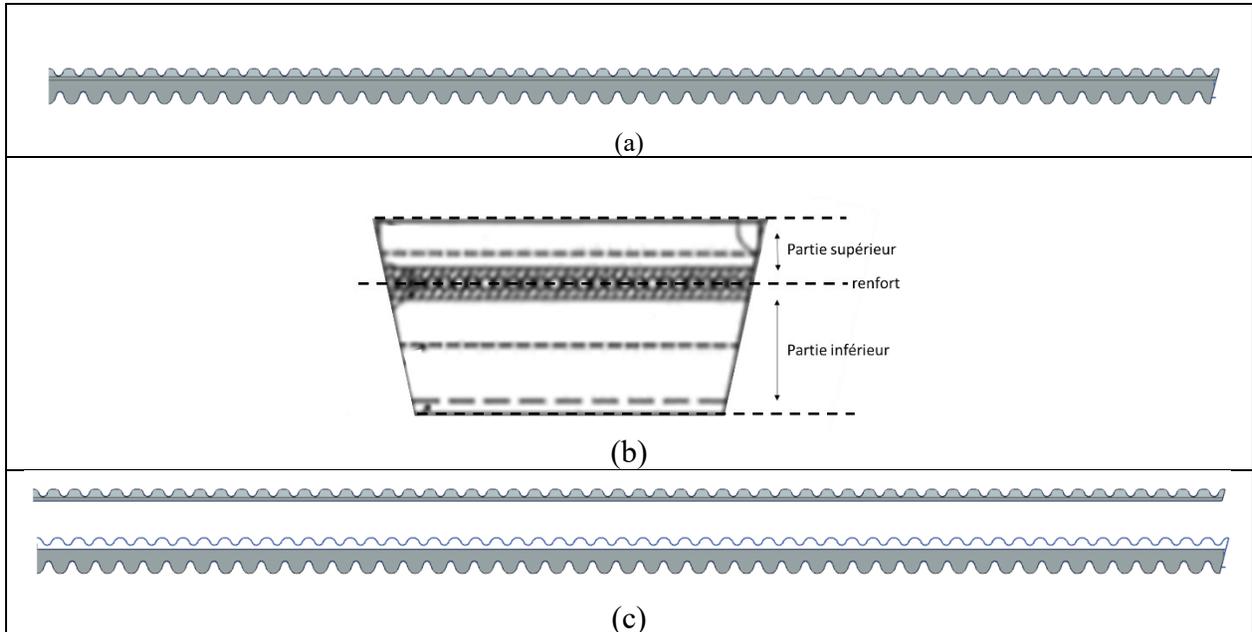


Figure 4. 4 : Modèle numérique de la courroie réelle

En prenant en considération ces informations, il est possible de construire une courroie homogène dont la section trapézoïdale possède 34.2% du volume au-dessus du renfort et 65.8% en dessous.

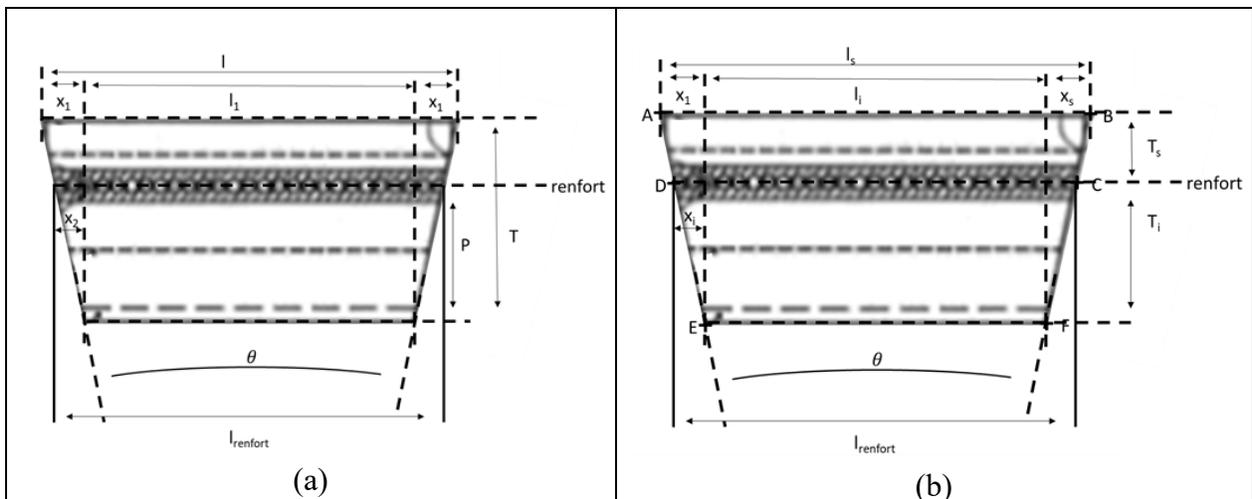


Figure 4. 5 : Dimensionnement de la section du PAD

Il est nécessaire de déterminer la largeur  $l_{renfort}$  pour pouvoir calculer les dimensions de la section de la courroie (Figure 4. 5.a). En se basant sur les notations de la Figure 4. 5 : ici  $l, \theta, P, T$  sont connus. On cherche donc en premier  $x_1$  :

$$x_1 = T * \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (4.2)$$

Avec  $x_1$  on en déduit  $l_1$  :

$$l_1 = l - 2 * x_1 \quad (4.3)$$

En appliquant le théorème de Thalès, on en déduit  $x_2$  :

$$x_2 = \frac{P}{T} * x_1 \quad (4.4)$$

Finalement, on a :

$$l_{renfort} = l_1 + 2x_2 \quad (4.5)$$

Une fois  $l_{renfort}$  déterminée, il est possible de définir le système d'équations permettant de trouver les couples  $(T_s, l_s)$  et  $(T_i, l_i)$  tels que les sections des trapèzes ABCD et CDEF respectent les volumes  $V_s$  et  $V_i$  pour une longueur  $L$  de courroie (Figure 4. 5.b).  $V_s$  et  $V_i$  sont les volumes des parties supérieure et inférieure de la courroie réelle par rapport aux renforts.

Ainsi on peut écrire :

$$l_s = l_{renfort} + 2T_s * \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (4.6)$$

$$l_i = l_{renfort} - 2T_i * \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (4.7)$$

Les volumes s'écrivent donc :

$$V_s = L * \frac{l_s + l_{renfort}}{2} T_s = L * \left( l_{renfort} + T_s \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \right) T_s \quad (4.8)$$

$$V_i = L * \frac{l_i + l_{renfort}}{2} T_i = L * \left( l_{renfort} - T_i \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \right) T_i \quad (4.9)$$

On obtient alors des équations polynomiales dont les solutions sont :

$$T_s = \frac{-Ll_r + \sqrt{(Ll_r)^2 + 4LV_s \tan\left(\frac{\theta}{2}\right)}}{2L \tan\left(\frac{\theta}{2}\right)} \quad \text{ou} \quad \frac{-Ll_r - \sqrt{(Ll_r)^2 + 4LV_s \tan\left(\frac{\theta}{2}\right)}}{2L \tan\left(\frac{\theta}{2}\right)} \quad (4.10)$$

$$T_i = \frac{Ll_r + \sqrt{(Ll_r)^2 - 4LV_i \tan\left(\frac{\theta}{2}\right)}}{2L \tan\left(\frac{\theta}{2}\right)} \quad \text{ou} \quad \frac{Ll_r - \sqrt{(Ll_r)^2 - 4LV_i \tan\left(\frac{\theta}{2}\right)}}{2L \tan\left(\frac{\theta}{2}\right)} \quad (4.11)$$

L'équation II-12 est vraie si  $\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) < \frac{1}{4}$  et  $(Ll_{renfort})^2 > LV_i$

$l = 38.3 \text{ mm}$	$\theta = 26^\circ$	$T = 16.7 \text{ mm}$	$P = 11.3 \text{ mm}$
$l_{renfort} = 37.3 \text{ mm}$	$V_i = 326297.9 \text{ mm}^3$	$V_s = 169829.2 \text{ mm}^3$	

Tableau 4. 2 : Valeurs numériques utilisée pour les équations 4.10 et 4.11

### Dimensionnement de la longueur des PAD

Après avoir défini la section de la courroie, il est nécessaire de définir la longueur des PAD. Dans le cadre du projet, la courroie possède une longueur fixe approchant les 1,1 m de périmètre extérieur. Il est important de la discrétiser avec un nombre entier de PAD dont la longueur minimise le reste de sa division.

La raison de cette minimisation provient de la méthode de génération de la courroie. Le logiciel Simcenter possède un module « Discrete drivetrain ». Ce module permet de générer automatiquement une succession d'éléments avec les liaisons entre eux (Figure 4. 6). En fournissant au module les éléments et leurs liaisons à répéter ainsi que le chemin sur lequel ils doivent être placés, Simcenter génère automatiquement une courroie entièrement contrainte et dont le temps de simulation est réduit (utilisation de super-éléments). Cependant, il arrive que lors de la création de la courroie, le module laisse un jeu entre le premier et le dernier élément (dû aux arrondis de calculs). Ce jeu et le positionnement relatif de chaque PAD sur la courroie sont à l'origine de l'énergie mécanique initiale que possèdent les éléments élastiques de la courroie à sa création (Figure 3. 13).

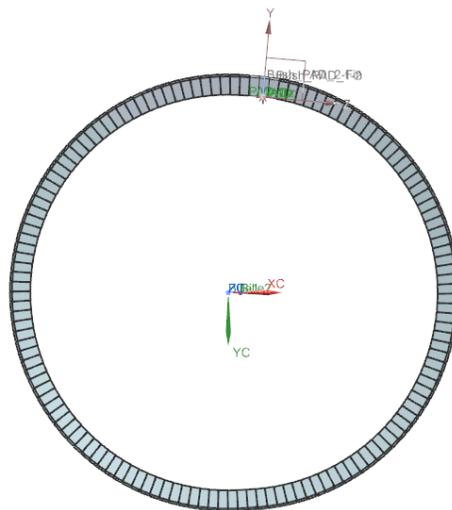


Figure 4. 6 : Sous-système Courroie généré par Simcenter

De même, pour obtenir certains bruits entendus sur ses motoneiges, définis par les ordres 20 et supérieurs (excitation des flasques), il est nécessaire qu'il y ait continuellement 20 PAD en contact avec les différents flasques. Ainsi, quand la poulie motrice est engagée sur son ratio maximal (rayon minimal de la poulie motrice - 50 mm, mesuré sur le système CVT), on obtient une longueur de PAD maximale de  $H_{PAD\_max} = 7.85$  mm.

Il est aussi important de vérifier que la longueur du PAD permet de respecter le critère de maillage de dix éléments par période spatiale de la fréquence maximale recherchée, ici 500 Hz. Soit  $H_{PAD\_500Hz} = 13.9$  mm (voir Annexe A – Comparaison modèle corde tendue Vs modèle poutre mince).

Après plusieurs études, la longueur du PAD est fixée à :  $H_{PAD} = 7.799$  mm

Dimensionnement des éléments élastiques entre les PAD :

Une fois les dimensions de la section et la longueur des PAD définies, il est possible de dimensionner les éléments élastiques liant les différents PAD entre eux. Les raideurs sont obtenues en utilisant les théorèmes de base de la résistance des matériaux [26] puisque chaque PAD est considéré comme assez petit pour avoir un comportement élastique linéaire, et son matériau est homogène. Cependant, le matériau est non isotrope, trois modules d'élasticité ont été mesurés par essais de traction-compression. De même, les moments quadratiques des sections trapézoïdales ont été calculés avec le logiciel Simcenter.

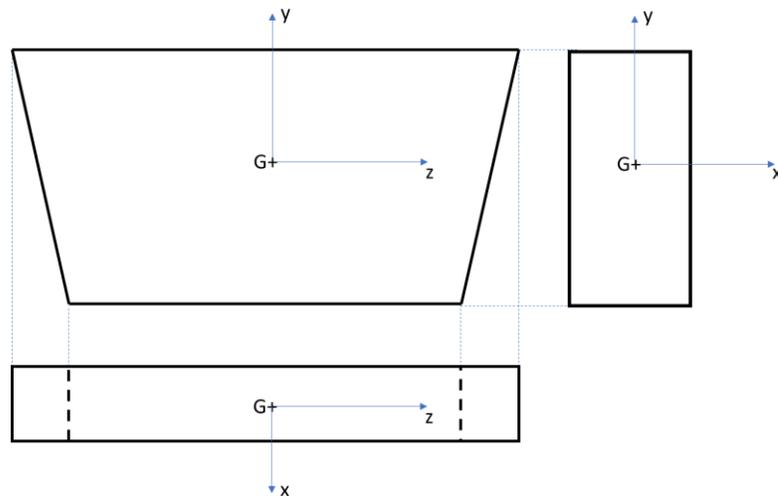


Figure 4. 7 : Orientation d'un PAD

La Figure 4. 7 permet de se représenter la géométrie du PAD. Cependant, durant la phase d’ajustement de la courroie, un comportement vibratoire indésirable a été observé. Il s’agissait de vibrations de flexion par rapport à l’axe y.

En considérant les grandeurs physiques nécessaires aux calculs de résistance des matériaux (moments quadratiques, aires des sections, bras de leviers) générées par la section Figure 4. 5.b, les raideurs angulaires  $k_{fy}$  et  $k_{fz}$  des PAD calculées permettent ces vibrations latérales. En dessous d’un rapport  $\frac{k_{fy}}{k_{fz}}$  de cinquante, les vibrations de flexion selon y sont observables (Figure 4. 8). Ainsi, les grandeurs physiques nécessaires pour calculer des raideurs sont repensées par rapport au comportement réel de la courroie.

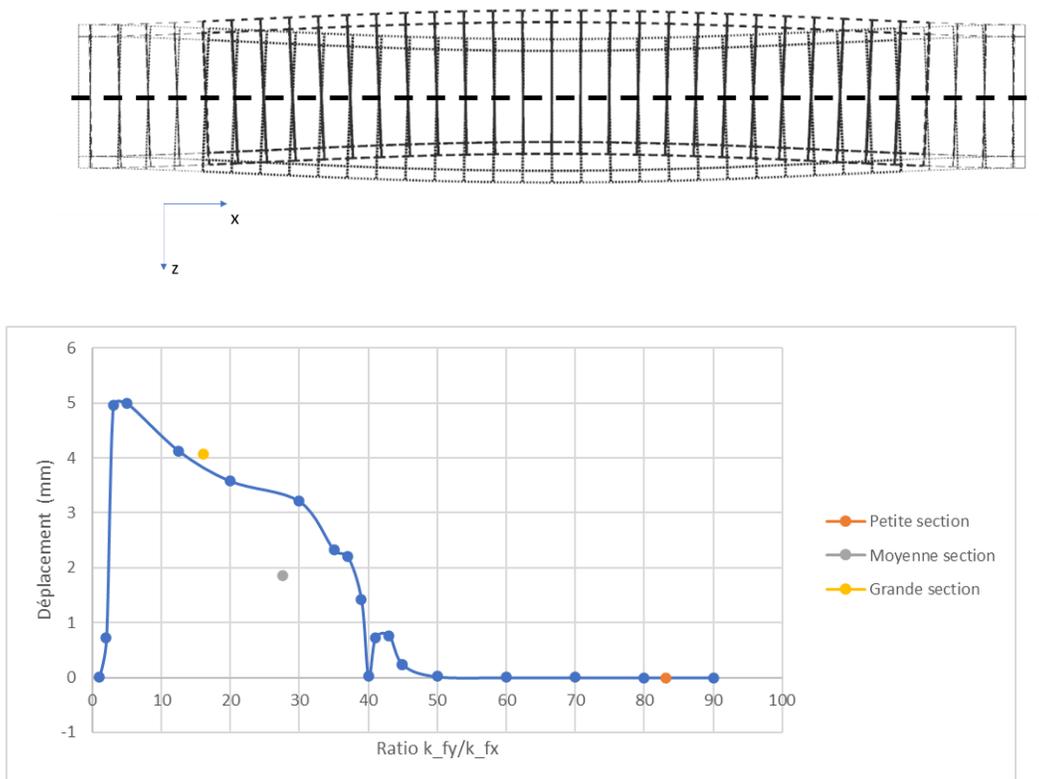


Figure 4. 8 : Vibration latérale de la courroie

Raideurs sur l'axe  $x$  :

<p>Raideur longitudinale</p> $k_x = \frac{E_x * A}{H_{PAD}} \quad (4.12.1)$		<p>Raideur de torsion</p> $k_{\theta_x} = \frac{G_z * I_z}{H_{PAD}} \quad (4.12.2)$
-----------------------------------------------------------------------------	--	-------------------------------------------------------------------------------------

Concernant la raideur de traction-compression selon l'axe  $x$  ( $k_x$  –Éq. 4.12.1), un compromis est trouvé entre prendre l'aire de la plus petite section (raideur maximale) et l'aire de la plus grande section (raideur minimale). Le choix s'est porté sur l'aire de la section du PAD Figure 4. 5.b, cette section correspondant à la section moyenne de la courroie pour un volume constant.

Concernant la raideur de torsion selon l'axe  $x$  ( $k_{\theta_x}$  – Éq. 4.12.2), le moment quadratique  $I_x$  est calculé sur la base de la section du PAD de la Figure 4. 5.b.

Raideur sur l'axe  $y$  :

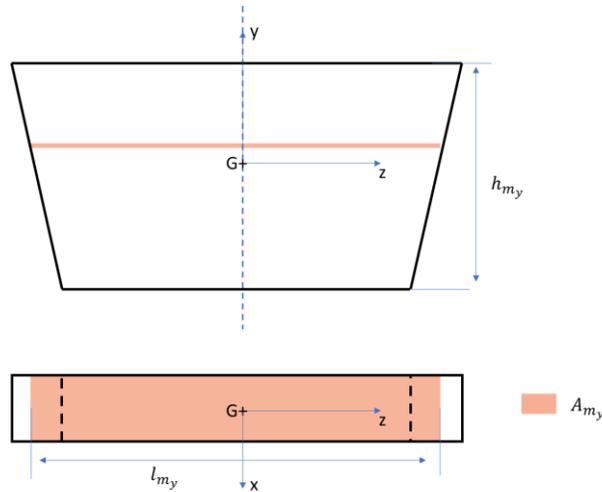


Figure 4. 9 : Recherche de la section moyenne selon  $y$

<p>Raideur longitudinale</p> $k_y = \frac{E_y * A_{m_y}}{h_{m_y}} \quad (4.13.1)$		<p>Raideur flexion</p> $k_{f_y} = \frac{E_y * I_y}{H_{PAD}} \quad (4.13.2)$
-----------------------------------------------------------------------------------	--	-----------------------------------------------------------------------------

Concernant la raideur de traction-compression selon l'axe  $y$  ( $k_y$  –Éq. 4.13.1) sur la Figure 4. 9, la section moyenne du PAD est notée  $A_{m_y}$ . Cette section est définie par rapport à la section de la Figure 4. 5.b. La grandeur  $h_{m_y}$  correspond à la hauteur du PAD de la Figure 4. 5.b.

Concernant la raideur de flexion selon l'axe  $y$  ( $k_{fy}$  –Éq. 4.13.2), après manipulation d'un bout de courroie, nous remarquons que la raideur de flexion selon  $y$  est bien plus grande que celle selon  $z$ . Comme dans le cas d'une règle en plastique que l'on cherche à tordre, c'est le moment quadratique de la section qui détermine la raideur angulaire du système. En se fiant au rapport  $\frac{k_{fy}}{k_{fx}}$  donné par les valeurs numériques visibles à la Figure 4. 8, le moment quadratique selon  $y$  doit dominer celui selon  $z$ . Le moment quadratique  $I_y$  est donc calculé sur la base de la section la plus petite de la courroie réelle (son âme - Figure 4. 10). Cela donne un rapport  $\frac{k_{fy}}{k_{fx}}$  de 83, suffisant pour limiter les vibrations de flexion selon  $y$ .

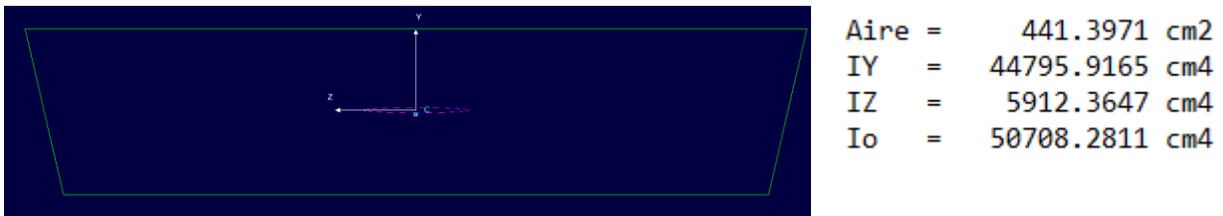


Figure 4. 10 : Section de la courroie limitée à l'âme

Raideur sur l'axe  $z$ :

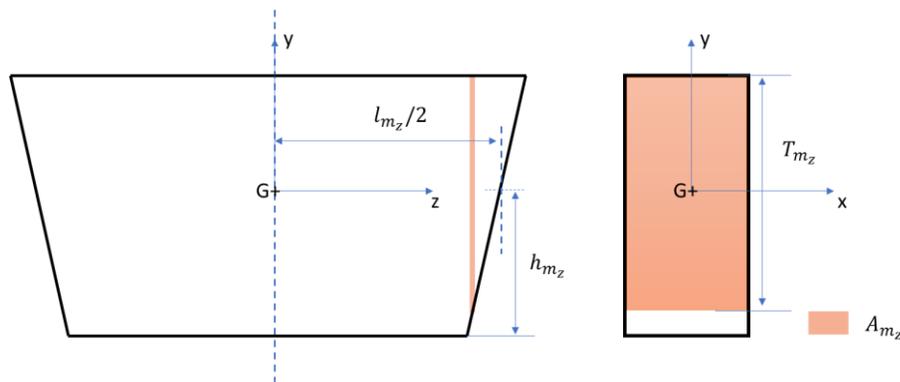


Figure 4. 11 : Recherche de la section moyenne selon  $z$

Comme le montre la Figure 4. 11, on cherche la section moyenne du PAD sur la direction  $z$  ( $A_{mz}$ ) ainsi que sa largeur ( $l_{mz}$ ).

Raideur longitudinale

$$k_z = \frac{E_z * A_{mz}}{l_{mz}} \quad (4.14.1)$$

Raideur flexion

$$k_{fz} = \frac{E_z * I_z}{H_{PAD}} \quad (4.14.2)$$

Concernant la raideur de traction-compression selon l'axe z ( $k_z$  –Éq. 4.14.1) sur la Figure 4. 11, la section moyenne du PAD est notée  $A_{m_x}$ . Cette section est définie par rapport à la section de la Figure 4. 5.b. La grandeur  $T_{m_x}$  correspond la hauteur moyenne du PAD.

Concernant la raideur de flexion selon l'axe z ( $k_{f_z}$  –Éq. 4.14.2), comme pour le moment quadratique  $I_y$ , le moment quadratique  $I_z$  est calculé sur la base de la section la plus petite de la courroie réelle (son âme - Figure 4. 10).

Valeurs numériques (Tableau 4. 3) :

$l_{m_z} = 36.111 \text{ mm}$	$T_{m_z} = 7.412 \text{ mm}$		$A_{m_z} = T_{m_x} * H_{PAD}$
$l_{m_y} = 34.145 \text{ mm}$	$h_{m_y} = 7.800 \text{ mm}$	$H_{PAD} = 7.799 \text{ mm}$	$A_{m_y} = l_{m_y} * H_{PAD}$
			$\nu = 0.5$
$E_z = 38 \text{ MPa}$	$E_y = 155 \text{ MPa}$	$E_x = 3.5 \text{ GPa}$	$G_z = \frac{E_z}{2(1 + \nu)}$
$I_z = 0.1389 \text{ cm}^4$	$I_y = 2.8290 \text{ cm}^4$	$I_x = 2.9678 \text{ cm}^4$	$A = 2.7413 \text{ cm}^2$
$k_z = 6.054e4 \text{ N/m}$	$k_y = 5.415e4 \text{ N/m}$	$k_x = 1.237e8 \text{ N/m}$	
$k_{f_z} = 6.807 \text{ N.m/rad}$	$k_{f_y} = 565.508 \text{ N.m/rad}$	$k_{\theta_x} = 4.465e3 \text{ N.m/rad}$	

Tableau 4. 3 : Valeurs numériques pour le calcul des raideurs de la courroie

## 4.3 - Validation du comportement vibratoire de la courroie et ajustement des paramètres physiques

### 4.3.1. Les deux méthodes d'excitation de la corde

Afin de valider le comportement vibratoire de la courroie, deux types de simulations sont possibles : l'utilisation d'une impulsion de Dirac ou une excitation continue par Sine Sweep.

La première méthode utilisant un Dirac cherche à représenter au mieux l'effet qu'aurait un impact de marteau. Dans la littérature, il est fait mention de plusieurs méthodes numériques pour reproduire ce test, les analyses modales se font majoritairement par des méthodes de test fréquences à fréquences (ici impossible à réaliser – trop chronophage) ou par excitation continue (Sine Sweep).

#### Impulsion de Dirac

Pour représenter au mieux le comportement d'une impulsion de Dirac et la physique d'un impact de marteau, des documents techniques de marteau d'impact sont utilisés comme référence [27]. Dans la théorie, l'impulsion de Dirac doit être infiniment courte dans le temps pour exciter toutes les fréquences. Comme indiqué dans le préambule du document *Mechanical shock design*

*and verification handbook* [28], un Dirac de 0.2 millisecondes permet d'exciter la structure correctement sur les mille premiers hertz. Le plus important est de définir un pas de temps  $\Delta t$  au moins cinq fois plus petit. Une autre contrainte provient du critère de Nyquist et Shannon, qui impose une fréquence d'échantillonnage deux fois supérieure à la fréquence maximale étudiée. Ici, la fréquence maximale étudiée est  $f_{max} = 500$  Hz, d'où une fréquence d'échantillonnage  $f_e$  supérieure à 1000 Hz. On prendra  $f_e = 25000$  Hz, d'où  $\Delta t = 0.00004$  s (cela respecte les critères du Dirac et de Nyquist).

### Sinus Sweep

La méthode du « Sine Sweep », utilisée dans plusieurs domaines (Acoustique, Bâtiment, Aéronautique) pour exciter des structures (corde, poutre, plaque), tant au niveau expérimental que numérique, peut être déclinée en deux fonctions selon la norme utilisée. Une fonction fait augmenter linéairement la fréquence d'excitation en fonction du temps et l'autre accroît la fréquence de manière logarithmique en fonction du temps [27].

$$Y(t) = \sin\left(\pi * \left((f_2 - f_1) * \left(\frac{t}{T}\right)\right) - f_1\right) \text{ (équation linéaire)}$$

$$Y(t) = \sin\left(2\pi * \left(\frac{((f_1) * (-1 + 2^{Rt}))}{R * \ln(2)}\right)\right) \text{ (équation logarithmique)}$$

$f_1$  et  $f_2$  : Bornes de fréquence  $f_1 < f_2$  [Hz] ;  $t$  : Variable temps [s] ;  $T$  : Durée du test [s] ;  $R$  : Ratio de changement de fréquence [octave/s]

### 4.3.2. Résultats et ajustement des paramètres physiques de la courroie simulée

Les premières analyses modales avec les deux méthodes d'excitation montrent qu'il est plus facile de récupérer des données exploitables en utilisant la méthode reproduisant le marteau d'impact (Figure 4. 12.a), que celle utilisant un SineSweep (Figure 4. 12.b).

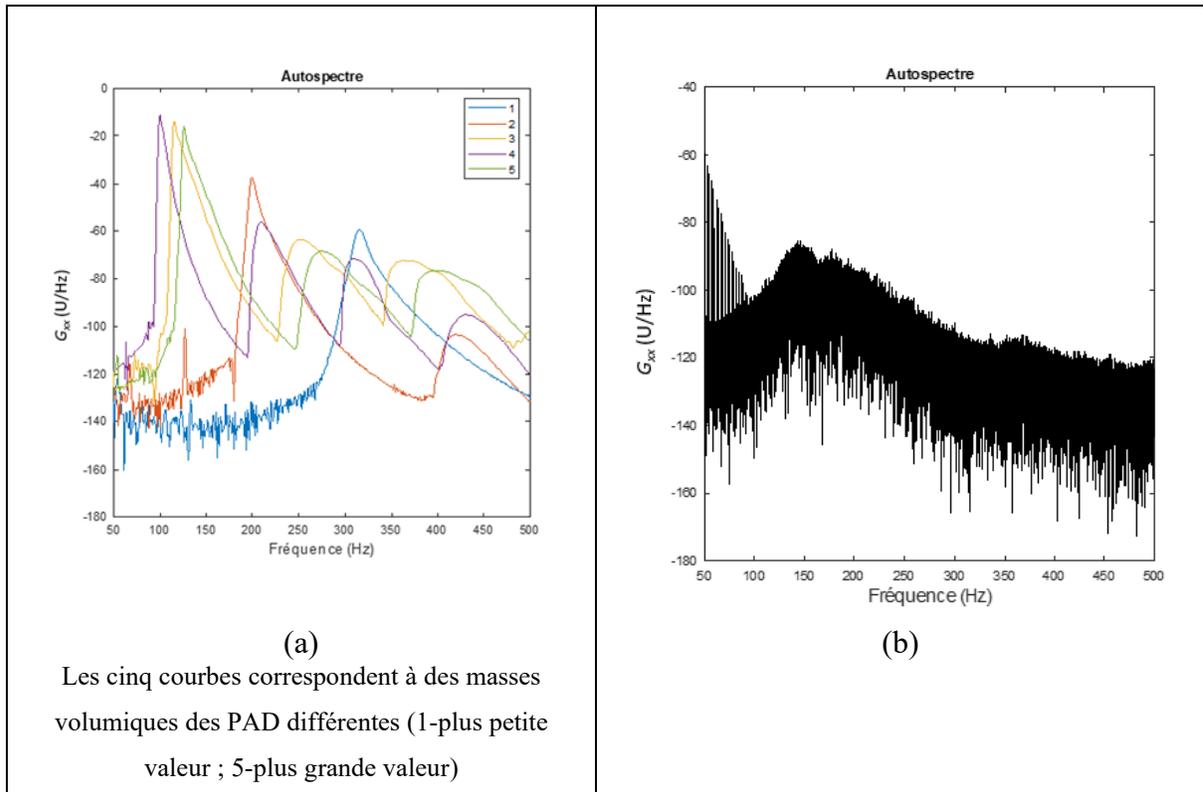


Figure 4. 12 : Méthode du Dirac (gauche) - SineSweep (droite)

La géométrie de la section de courroie étant approximée comme étant uniforme, il est nécessaire d'ajuster la masse linéique sur Simcenter. Ainsi, le paramètre de masse volumique du matériau utilisé est ajustable. Comme montré dans l'équation (Éq. 4.1), les fréquences propres du modèle corde dépendent de la masse linéique initiale de la corde.

Grâce aux données mesurées en laboratoire, il est possible de limiter l'espace de variation de la masse linéique  $\rho_V A$ . Ainsi  $\rho_V A \in [0.57 ; 0.68] \frac{\text{kg}}{\text{m}}$  ce qui correspond à 25 % d'erreur sur la mesure.

## Résultats des tests d'ajustement de la masse linéique :

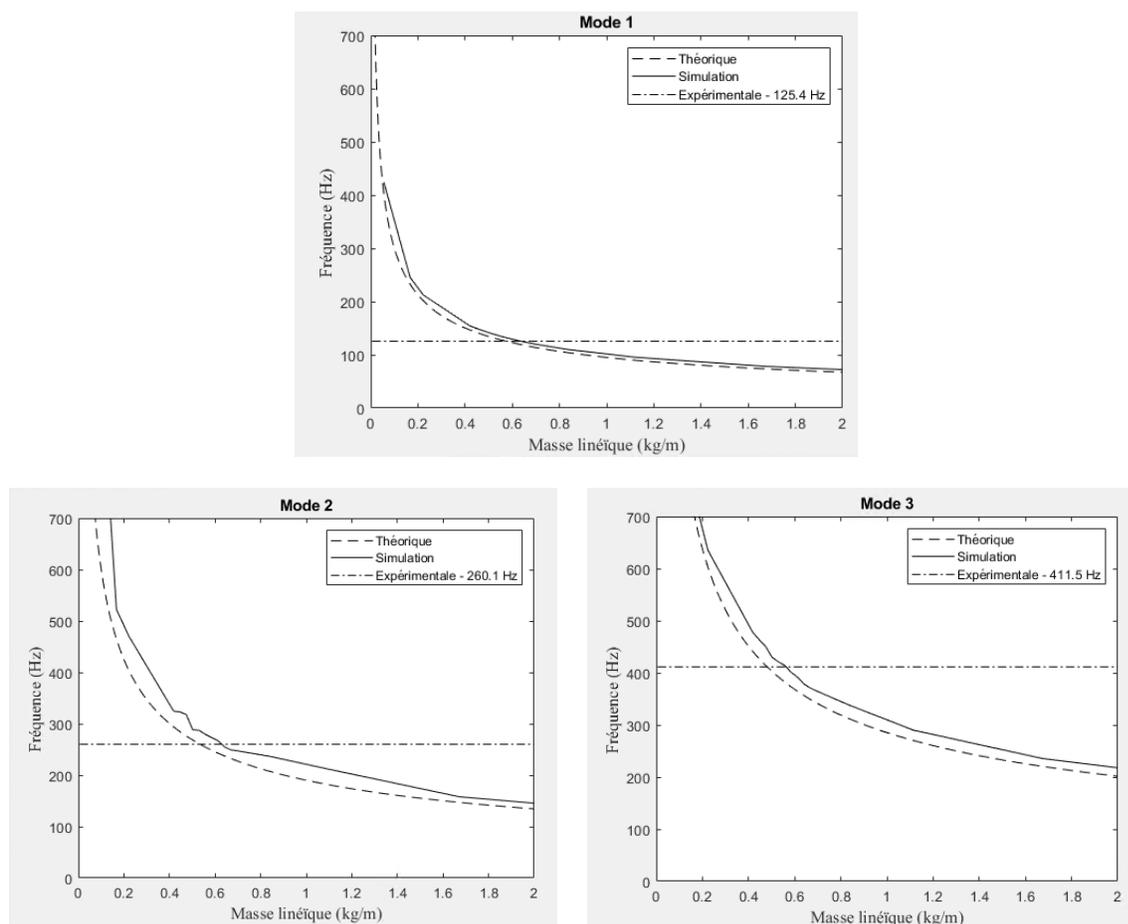


Figure 4. 13 : Validation du paramètre de masse linéique

La Figure 4. 13 permet d'illustrer le comportement dynamique de la courroie simulée, et d'ajuster sa masse volumique. Le Tableau 4. 4 regroupe les résultats des fréquences obtenues pour le modèle de courroie avec la 4<sup>ème</sup> architecture entre les PAD avant l'ajustement du paramètre de masse volumique et après l'ajustement.

Mode de flexion	1	2	3
Fréquence avant ajustement [Hz]	128	275	431
Fréquence expérimentale [Hz]	125.4	260.1	411.5
Fréquence après ajustement [Hz]	125.4	260.2	383.4

Tableau 4. 4 : Modes propres de la courroie simulée avant ajustement

On impose donc au matériau de la courroie une masse volumique  $\rho = 1325.11 \text{ kg/m}^3$  .

#### 4.4 – Validation de la tension dans la courroie

Les hypothèses de modélisation de la courroie et des contacts ponctuels nécessitent de vérifier l'obtention d'une courbe ressemblant au modèle développé par G. Gerbert lorsque l'on se focalise sur la forme de la tension [29] (Figure 4. 14).

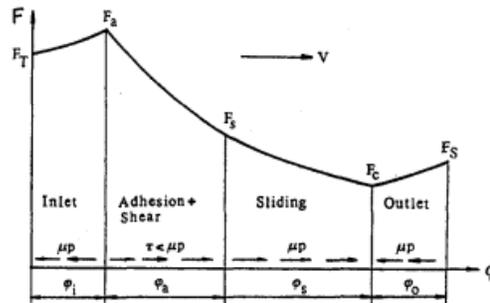


Fig. 3 Schematic tension variation at driver pulley

Figure 4. 14 : Belt Slip-A Unified Approach, G. Gerbert, 1996) [41]

La Figure 4. 15 montre les différentes étapes observées lors d'une simulation avec le modèle MBD de la CVT au complet.

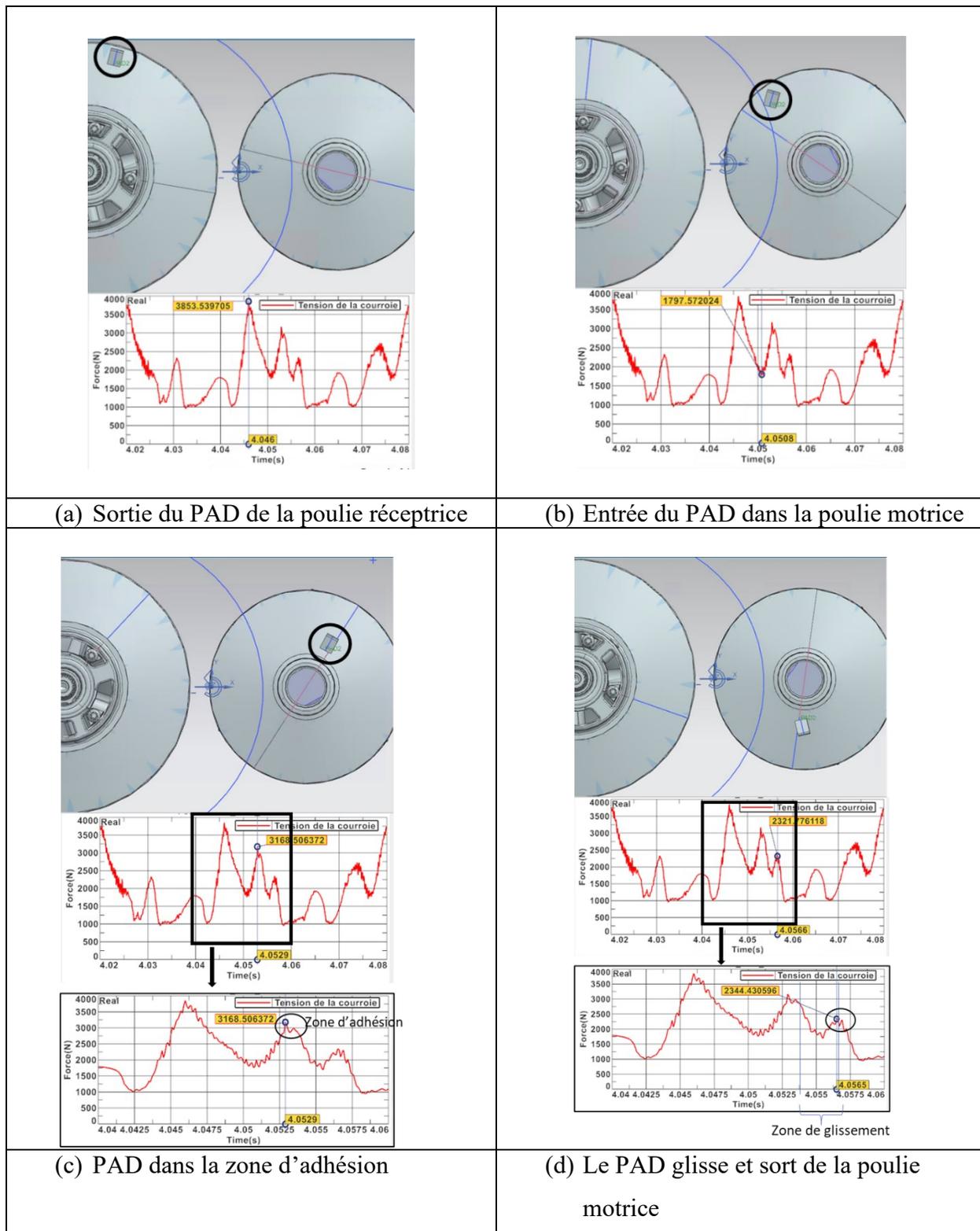


Figure 4. 15 : Vérification du comportement de la courroie en tension

Les Figure 4. 15 décrivent bien les quatre zones prédites par G. Gerbert. Cette observation qualitative nous conforte un peu plus dans le choix de la modélisation faite de la courroie.

# Chapitre 5 : Développement et validation du modèle complet de la CVT

Après avoir vérifié le comportement de chacune des trois parties du modèle MBD, il est temps d'assembler le modèle au complet. Lors de cette étape, une méthodologie de mise en place du modèle est réalisée, ainsi que la vérification de certains comportements concernant l'influence de la courroie sur le modèle.

## 5.1 - Les actionneurs du modèle MBD

Le document de T. Saito & K. Miyamoto [19] décrit une méthodologie pour étudier les systèmes de CVT à courroie métallique. En l'adaptant pour le modèle de CVT et à *Simcenter*, il est possible de mettre en mouvement le système avec plus ou moins de facilité.

Pour réaliser les différentes étapes de mise en place du modèle ou pour mettre en mouvement le système complet, Simcenter propose différents actionneurs.

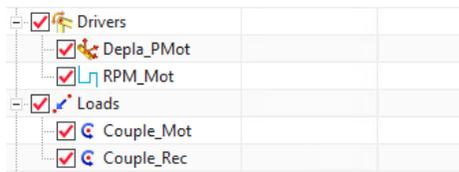


Figure 5. 1 : Les actionneurs

Ainsi, pour la mise en place de la CVT à son état de travail, un actionneur de déplacement latéral est utilisé sur la poulie motrice (Actionneur Depla\_PMot - Figure 5. 1).

Pour le contrôle de la vitesse de rotation de la poulie motrice, un actionneur en vitesse de rotation sur la liaison pivot entre le bâti et l'axe du flasque fixe moteur est employé (Actionneur RPM\_Mot - Figure 5. 1).

De même, pour intégrer les vibrations de torsion du couple moteur sur la poulie motrice ainsi que le couple résistant sur la poulie réceptrice, deux actionneurs en couple sont appliqués sur les axes du flasque fixe moteur et récepteur (Actionneurs Couple\_Mot et Couple\_Rec - Figure 5. 1).

Le modèle MBD est donc contraint (piloté) en vitesse de rotation et couple moteur sur la poulie motrice ainsi qu'en couple résistif sur la poulie réceptrice. La vitesse de rotation de la poulie réceptrice est donc la seule variable libre du modèle.

## 5.2 - Mise en place en 3 étapes

La méthode de T. Saito (Figure 2. 8) s'effectue en 6 étapes. Dans le cas de la CVT, les étapes (b) et (c) n'existent pas puisqu'il s'agit de conséquences de la mise en rotation de la poulie motrice. Quant aux étapes (d) et (e), en les regroupant ensemble, on obtient l'esquisse d'une méthode en trois étapes.

### 5.2.1. Les trois étapes de mise en place

#### 1<sup>ère</sup> Étape :

Dans un premier temps, il est nécessaire de libérer l'énergie que la courroie contient dans son état initial du fait de la discrétisation (il y a un léger espace entre chaque PAD lors de la génération de la courroie). Les deux poulies sont alors rapprochées pour que leur axe se trouve à l'intérieur du cercle formé par la courroie stable. (Figure 5. 2)

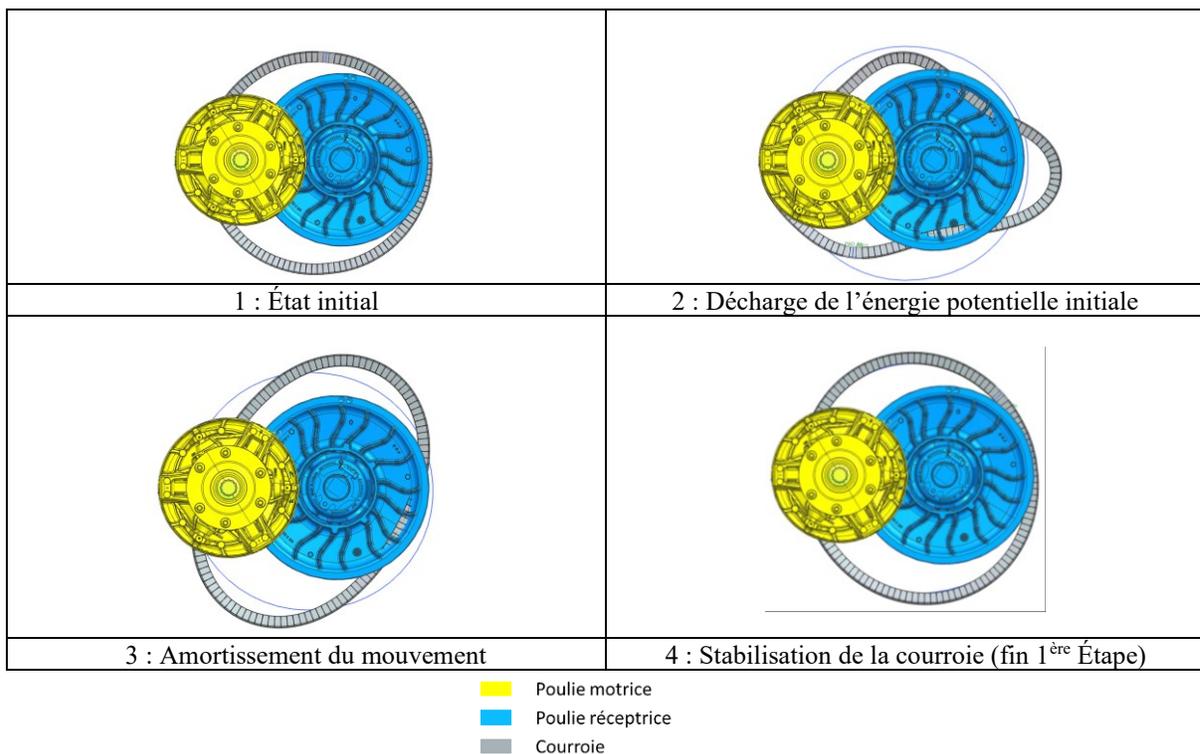


Figure 5. 2 : État de la courroie lors de la 1<sup>ère</sup> étape

Pour cela, une première simulation est effectuée en générant un fichier « Restart ». Dans cette simulation, l'effet de la gravité et tous les contacts entre la courroie et les flasques sont

désactivés. De même, tous les actionneurs (driver et effort/couple) sont paramétrés avec des profils d'initialisation (toutes les valeurs sont nulles).

### 2ème Étape :

À cette étape, la courroie est placée sur les flasques et les deux poulies sont amenées à leur position réelle. La position respecte l'entre axe mesuré sur le banc de test (entre axe de 257.5 mm).

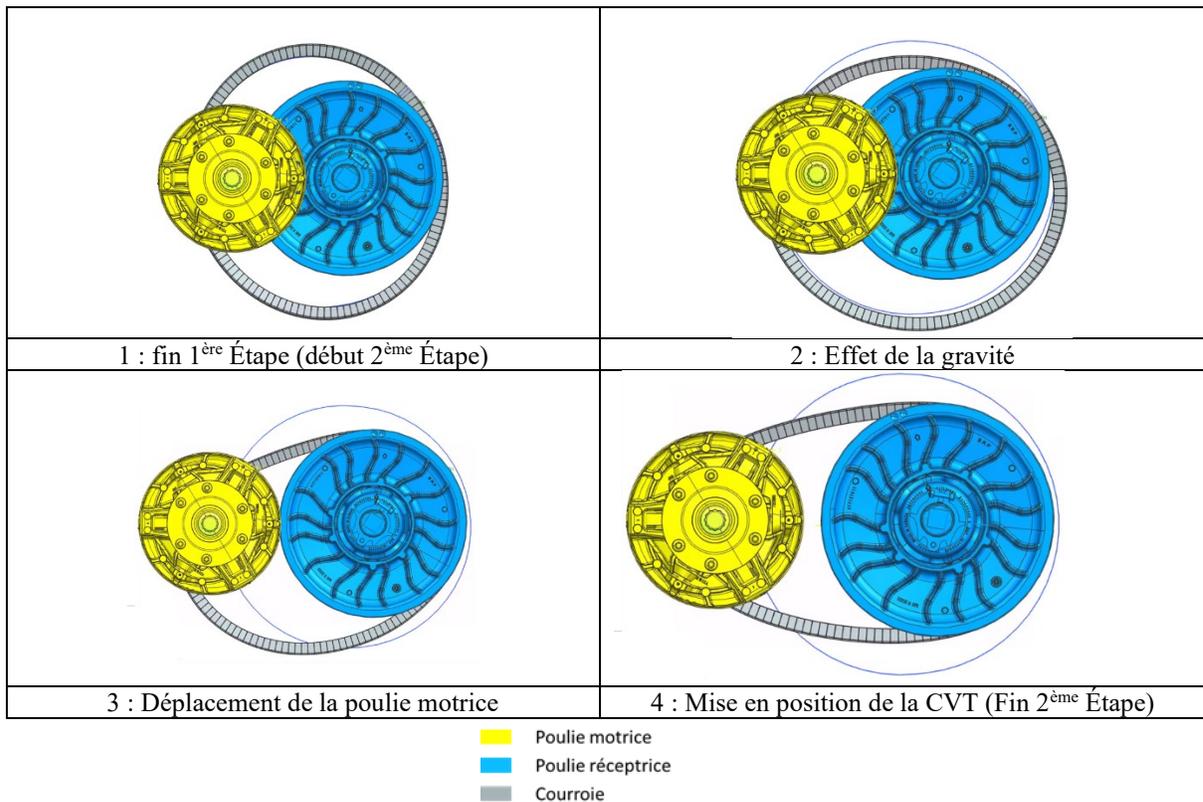


Figure 5. 3 : État de la CVT lors de la 2ème étape

Une deuxième simulation est alors générée (Figure 5. 3). Celle-ci réutilise les informations de fin de simulation de l'étape 1 et génère un fichier « Restart ». Dans cette simulation, les contacts entre la courroie et les flasques, ainsi que la gravité sont réactivés. Tous les actionneurs sont maintenus en état d'initialisation sauf ceux du déplacement des poulies (Actionneur Depla\_PMot - Figure 5. 1).

### 3ème Étape :

Le système CVT est en place, une troisième simulation est réalisée, sans générer de fichier « Restart ». À cette étape, l'actionneur de déplacement de la poulie motrice est bloqué à la valeur de l'entre axe. Les actionneurs de vitesse de rotation, couple moteur et couple résistant sont eux

paramétrés sur leur profil de travail. Il est important de laisser un petit temps entre le début de la simulation et l'action des actionneurs pour laisser à la courroie le temps de se stabiliser sur les flasques après un « Restart ».

Cette étape permet de modifier les paramètres de simulation (Coefficient de friction, Raideur de contact, ...) sans avoir besoin de recommencer la mise en place de la courroie. En commençant directement de l'étape 3, on gagne le temps de calculs de cette mise en place.

### 5.2.2. Les limites de la méthode en trois étapes

Lors de la réalisation de la méthodologie en trois étapes, plusieurs déconvenues au niveau des contacts des pièces mobiles ont été rencontrées. Il s'agit généralement de la divergence de certains éléments mobiles comme les cônes de guidage du flasque mobile moteur (Figure 5. 4.a) ou les galets de la came de la poulie réceptrice (Figure 5. 4.b) lors de l'utilisation des fichiers « Restart ».

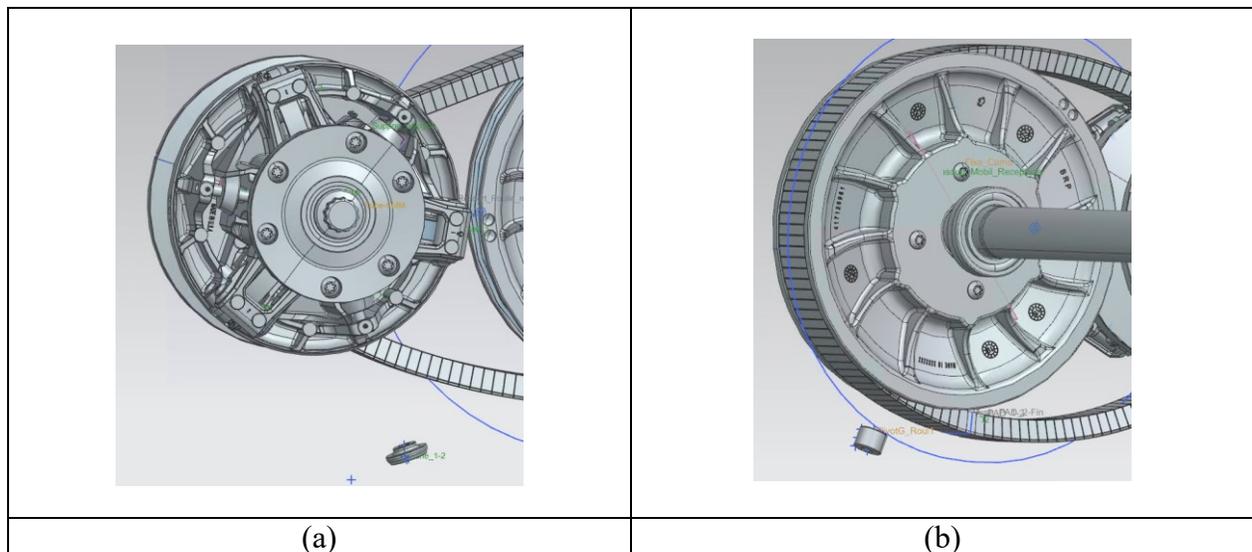


Figure 5. 4 : Exemples de divergences du modèle MBD

En examinant les contacts problématiques, il est possible de se rendre compte que lorsqu'il n'y a pas de frottements, un effort de contact très important (-60000 N - Figure 5. 5) est généré lors de la mise en mouvement des poulies. Avec cet effort, le galet est expulsé lors du rebond malgré le coefficient de restitution et l'amortissement. Une solution envisagée est d'intégrer du frottement dans les liaisons.

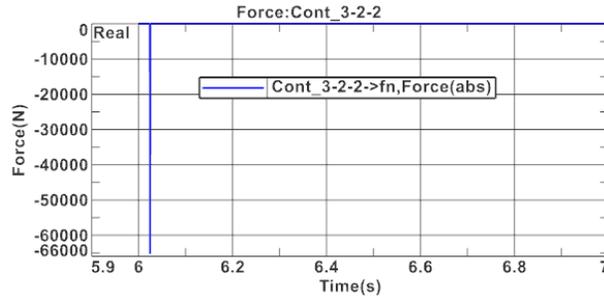


Figure 5. 5 : Effort au niveau d'un contact divergeant

L'utilisation du fichier « Restart » fait que la simulation ne commence pas à 0 seconde mais à 6 secondes

### 5.2.3. Le modèle avec jeux et liaisons non idéales

Après avoir constaté à de multiples reprises ces mêmes problèmes de divergence des petites pièces mobiles de la CVT, il est primordial de trouver une solution pour les éliminer. L'objectif du projet étant triple (robustesse, précision et rapidité), il est nécessaire d'évincer ces sources d'erreurs pour la robustesse du modèle. De plus, cette robustesse est essentielle pour appliquer les algorithmes d'optimisation (pour l'objectif de précision). Il faut donc que le modèle converge à chaque simulation sans problème.

#### Ajout de frottements dans les liaisons

Même s'il n'est pas conseillé d'ajouter les frottements dans les liaisons (cela augmente considérablement le temps de calculs) dans un modèle MBD, cela peut stabiliser la liaison. La théorie utilisée par Simcenter pour générer les efforts de frottements dans les liaisons est le principe des frottements de Coulomb. Le modèle de frottements de Simcenter est exposé dans l'Annexe C - Les contacts analytiques dans SimCenter 3D.

#### Ajout d'éléments élastiques aux interfaces des contacts

Une autre solution testée est de rajouter au niveau des contacts problématiques des éléments ressort-amortisseurs. Ce nouvel élément est dimensionné de telle sorte qu'il ne dérange pas la translation des pièces mobiles, mais leur impose une résistance au début de la mise en rotation des poulies pour éviter leur divergence.

Les deux premières solutions ne sont pas retenues à cause du temps de calculs : en moyenne soixante-douze heures pour le modèle contenant les éléments élastiques et une semaine pour la solution avec frottements, contre vingt-huit heures (en moyenne) pour la solution initiale.

### 5.3 - Mise en position en quatre étapes.

Une autre solution trouvée est de rajouter une étape intermédiaire entre la 2<sup>ème</sup> Étape (mise en position du système CVT) et la 3<sup>ème</sup> Étape (mise en fonctionnement). Cette étape est basée sur le comportement du moteur en régime ralenti. Au démarrage d'une motoneige, le moteur se met à tourner à un régime faible : le régime « ralenti ». C'est un régime assez faible pour consommer peu de carburant, maintenir le moteur en mouvement et ne pas engager la rotation de la poulie réceptrice.

#### 5.3.1. Les 3<sup>ème</sup> et 4<sup>ème</sup> étape

Ainsi, la méthodologie se fait en quatre étapes. La 3<sup>ème</sup> étape devient :

##### 3<sup>ème</sup> étape :

Le système CVT est en place (fin de la 2<sup>ème</sup> étape), une troisième simulation est réalisée, en générant un fichier « Restart ». À cette étape, l'actionneur de déplacement de la poulie motrice est bloqué à la valeur de l'entre axe. Les actionneurs de vitesse de rotation, couple moteur et couple résistant sont eux paramétrés sur un profil amenant lentement le système à s'animer (2000 RPM moteur, 5 N.m de couples moteur et résistant). La simulation s'arrête lorsque le système entre en régime stationnaire. Il est important de laisser un petit temps entre le début de la simulation et l'action des actionneurs pour laisser à la courroie le temps de se stabiliser sur les flasques après un « Restart ».

##### 4<sup>ème</sup> étape :

Le système CVT est en mouvement (fin de la 3<sup>ème</sup> étape), une quatrième simulation est réalisée, en générant un fichier « Restart ». Les actionneurs de vitesse de rotation, couple moteur et couple résistant sont paramétrés sur leur profil de travail en respectant comme valeurs initiales les valeurs finales de la 3<sup>ème</sup> étape (2000 RPM moteur, 5 N.m de couples moteur et résistant).

Cette étape permet de modifier les paramètres de simulation (Coefficient de friction, Raideur de contact, ...) sans avoir besoin de recommencer la mise en place. En reprenant directement à l'étape 4, on gagne le temps de calculs de la mise en place de la courroie, de la première mise en mouvement du système CVT et, en réalisant correctement la 3<sup>ème</sup> étape, on empêche la divergence des éléments mobiles de la CVT.

### 5.3.2. Avantages / Inconvénients

Par rapport à une méthode qui réalise toutes les étapes en une seule simulation, cette méthode en quatre étapes permet de repartir d'une simulation déjà existante. Cela permet un gain considérable en temps de calculs, mais aussi de vérifier que le système n'a pas divergé d'une étape à une autre, rendant le système plus robuste et facilitant la correction d'erreurs.

Les principaux inconvénients proviennent de la génération des fichiers « Restart » ainsi que la nécessité de devoir changer les profils de simulation pour les différents actionneurs. Ce changement de profils entre chaque étape peut entraîner des erreurs de paramétrage.

## 5.4 - Validation du modèle

Une fois la méthodologie trouvée pour mettre en place le système au complet et les simulations réalisées, il a été possible d'enclencher le processus de validation du modèle par rapport aux tests expérimentaux réalisés sur un banc de tests de motoneige. Pour cela, six tests ont été sélectionnés. Ce groupe de tests permet d'étudier une large gamme d'utilisation de la CVT. Les tests 1 et 2 correspondent à de faibles vitesses moteur et faibles charges. Les tests 3 et 4 correspondent à des hauts régimes moteur et faibles charges résistives. Tandis que les tests 5 et 6 sont eux des tests aux limites d'utilisation du moteur, forts régimes moteur et fortes charges résistives. Comme A. Forester et J. Weisman [30][31] l'écrivent dans leur ouvrage respectif, tout travail de recherche d'un jeu de paramètres pour minimiser la réponse d'un système commence par l'étude de l'influence de ces paramètres sur le système. Cela explique l'étude paramétrique du modèle MBD de la CVT.

Face au temps de calcul important pour réaliser une simulation avec le modèle final au complet (modèle de courroie à 138 PAD et prise en compte des pièces mobiles), deux études paramétriques ont été réalisées. Cela permet de chercher une solution acceptable dans le but de réduire le temps de calcul et de valider le modèle.

Dans la suite, la sélection des différents paramètres à inclure pour ajuster le modèle et leur influence sur le modèle MBD est présentée.

### 5.4.1. La réduction du temps de calcul

Le nombre de contacts que le solveur doit prendre en compte influence le temps de calcul. La présence des contacts s'explique par deux raisons : représenter les contacts des PAD sur les flasques et représenter les contacts induits par l'introduction des petites pièces mobiles dans le modèle MBD de la CVT.

Ainsi, l'influence des contacts liés aux PAD et liés aux jeux a été investiguée.

#### Le nombre de PAD

Lors de la validation du modèle, la question sur la nécessité d'avoir un nombre de PAD élevé s'est posée. En effet, avec pas moins de quatre contacts par PAD (un contact par flasque), réduire le nombre de PAD permettrait de réduire le nombre de contacts et donc la taille du système que doit résoudre Simcenter à chaque itération.

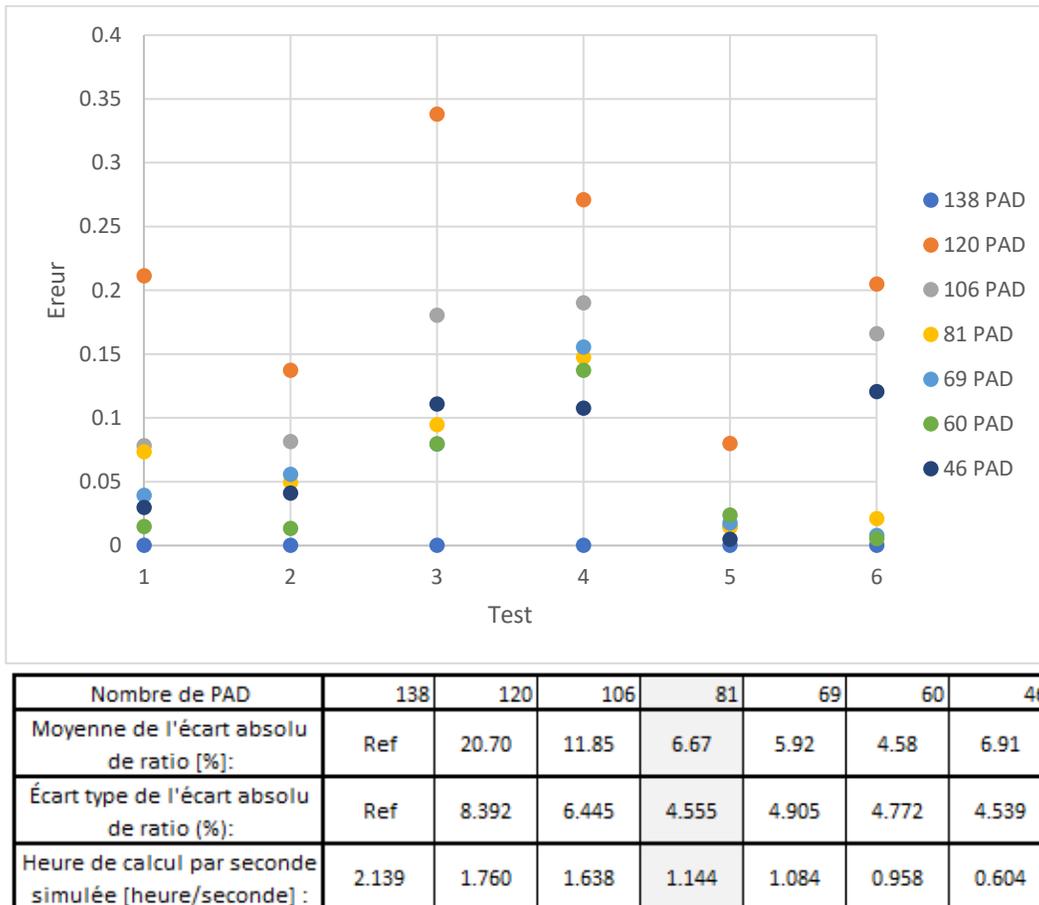
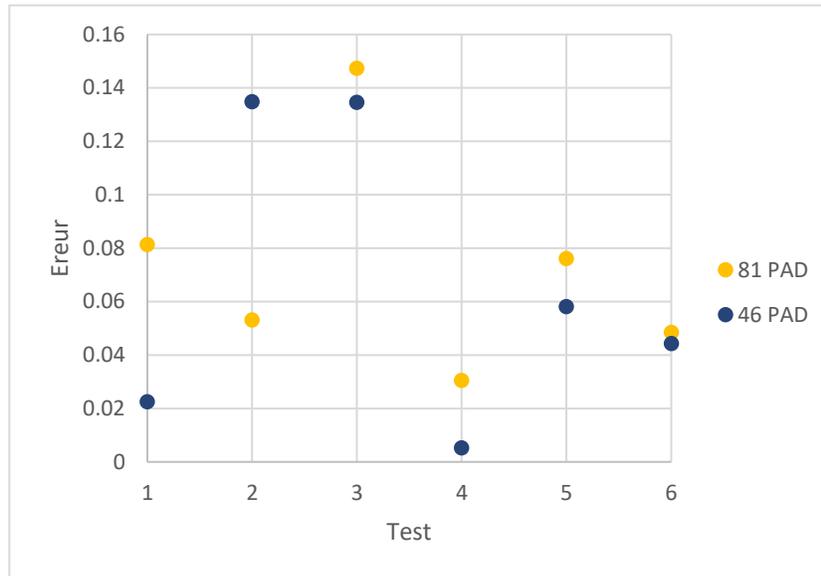


Figure 5. 6 : Erreur absolue entre les ratios par rapport au cas à 138 PAD (modèle complet) pour chacun des six tests effectués

Figure 5. 6, on peut constater que dans la configuration de simulation (les paramètres géométrique et mécanique identiques), les configurations avec 81 PAD et 46 PAD permettent d'avoir un bon compromis entre un comportement proche de celui du modèle complet sans les

pièces mobiles (respectivement 6.67 % et 7 % de différence en moyenne sur les 6 tests) avec un écart type relativement faible par rapport aux autres configurations. La plus importante différence se fait au niveau du temps de calcul : 0.6 heure de calcul par seconde simulée pour la configuration avec 46 PAD contre 1.1 heure par seconde simulée pour la configuration avec 81 PAD.



Nombre de PAD	81	46
Moyenne de l'écart absolu de ratio [%]:	7.28	6.66
Écart type de l'écart absolu de ratio :	3.745	5.092

Figure 5. 7 : Erreur absolue entre le ratio simulé et le ratio réel pour chacun des six tests effectués pour les configurations à 81 PAD et 46 PAD

Pour départager les deux configurations, le temps de calcul par seconde de simulation ne suffit pas. Pour ce faire, les deux configurations ont aussi été comparées aux valeurs expérimentales (Figure 5. 7). La configuration avec 81 PAD a donc été sélectionnée par rapport à son écart-type plus faible que la configuration à 46 PAD (respectivement 3.7 % et 5.1 %). La configuration à 81 PAD a un comportement se rapprochant le plus de la réalité.

### Influence des pièces mobiles sur la réponse du modèle

Sur la Figure 5. 8, il est impossible de distinguer clairement la différence entre les résultats du modèle Avec ou Sans jeux (petites pièces mobiles). Dans le tableau de la Figure 5. 8, on se rend compte du faible écart de résultat.

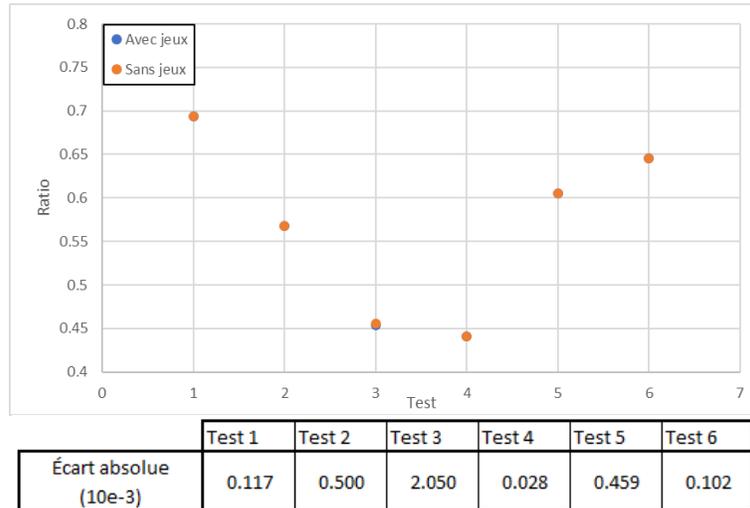


Figure 5. 8 : Influence des jeux fonctionnels sur le ratio

	Temps Simulé [s]	Temps de calcul [h]	Heure de calcul par seconde simulée [h/s]
Sans Jeux	67	71.7	1.07
Avec Jeux	96.1	118.8	1.24

Tableau 5. 1 : Tableau du temps total de simulation

On constate que les jeux dans les liaisons ont très peu d'influence sur le comportement général du modèle complet de la CVT (Figure 5. 8), si ce n'est l'ajout de contacts qui augmente le temps de calcul et les risques de divergence du modèle (voir Tableau 5. 1 et la section 5.2 -

Mise en place en 3 étapes). On peut donc simplifier le modèle pour l'étape de validation du comportement général.

En récapitulatif et pour la suite de l'étude paramétrique, le modèle de la CVT est considéré sans jeux (sans pièces mobiles) et la courroie est redimensionnée pour n'être segmentée qu'en 81 segments.

### 5.4.2. Amélioration de la justesse du modèle

A. Forester et J. Weisman [30][31] conseillent de bien définir l'ensemble des paramètres qui peuvent influencer le comportement du modèle étudié (Tableau 5. 2).

Paramètres	Unité
Entre axes	[mm]
Longueur de la courroie	[mm]
Raideur longitudinal de la courroie	[N/mm]
Coefficient de friction	N/A
Raideur du ressort de précontrainte poulie motrice	[N/mm]
Raideur du ressort de précontrainte poulie réceptrice	[N/mm]
Modèle des contacts	N/A
Formes des rampes et galets de la poulie motrice	N/A
Formes des flancs des flasques (partie en contact avec la courroie)	N/A
Formes et géométrie de la came de la poulie réceptrice	N/A

Tableau 5. 2 : Liste des paramètres pouvant influencer le système CVT

Dans le Tableau 5. 2, toutes les propriétés ont été investiguées sauf les influences de la forme des flasques, de la forme des rampes et des propriétés des contacts. La caractérisation et définition des modèles de contacts demanderaient à elles seules un travail considérable comme le montre l'Annexe C - Les contacts analytiques dans SimCenter 3D. Les géométries des éléments constituant la CVT ont été vérifiées sur le banc de tests.

On se retrouve donc avec six paramètres qu'il est possible de regrouper en trois catégories : les paramètres géométriques (Entre-axe, Longueur de courroie), les paramètres physiques (Raideur longitudinal de la courroie, Coefficient de friction) et les paramètres mécaniques (Raideurs des ressorts de précontrainte des poulies Motrice et Réceptrice).

Rappel :

$$i = \frac{N_{rec}}{N_{mot}} = \frac{R_{mot}}{R_{rec}} \quad (5.1)$$

$i$  : Ratio

$N_{mot}$ : Vitesse de rotation moteur [RPM];  $N_{rec}$ : Vitesse de rotation Réceptrice [RPM]

$R_{mot}$ : Rayon d'engagement moteur [mm];  $R_{rec}$ : Rayon d'engagement Réceptrice [mm]

## Les paramètres géométriques

### Influence de l'entre-axe sur le ratio

Sur les plans CAD du moteur de la motoneige monté sur le banc de tests, il y avait des tolérances concernant l'entre-axe. Il était donc intéressant de voir comment le modèle réagissait pour différents entre-axes. Sur la Figure 5. 9, on peut observer l'influence sur le ratio de la modification de l'entre-axe (par rapport à la valeur sur les plans).

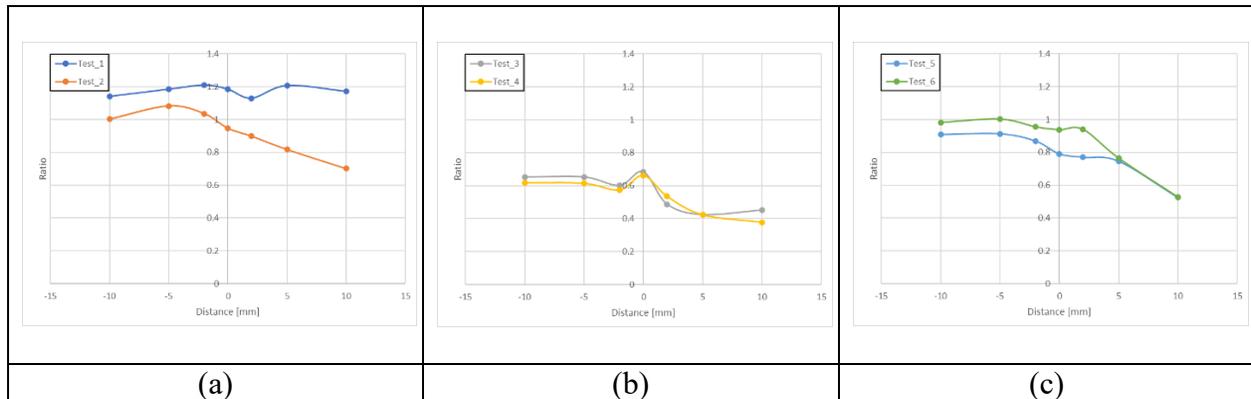


Figure 5. 9 : Influence de l'entre-axe sur le ratio pour chaque couple de tests

En modifiant de quelques millimètres l'entre-axe pour une même courroie, la valeur de ratio est grandement modifiée (sauf dans le cas du Test 1). Plus on écarte les poulies, plus le ratio diminue. Cela rejoint les observations faites sur les modèles analytiques existants, où la tension dans la courroie reflète les efforts de serrage (Clamping force). Ainsi, si la pré-tension dans la courroie (entre-axe) augmente, l'effort de la courroie sur les flasques sera plus grand (dans la direction de l'axe des flasques) et il faudra donc que la poulie motrice fournisse plus d'effort axial (augmente sa vitesse de rotation) pour contrer l'effort et augmenter le ratio (augmenter de rayon).

En étudiant l'entre axe, on s'aperçoit que s'il y a une différence de quelques millimètres par rapport au banc de tests, il pourrait y avoir une grande différence sur le ratio final obtenu (Figure 5. 9).

### Influence de la longueur de la courroie

Pour les mêmes raisons que l'entre-axe est étudié, l'influence de la longueur de la courroie est analysée. Lorsque l'on regarde dans les catalogues de courroies pour motoneige et leur spécifications géométriques on se rend compte que la longueur de la courroie peut varier de plusieurs dizaines de millimètres.

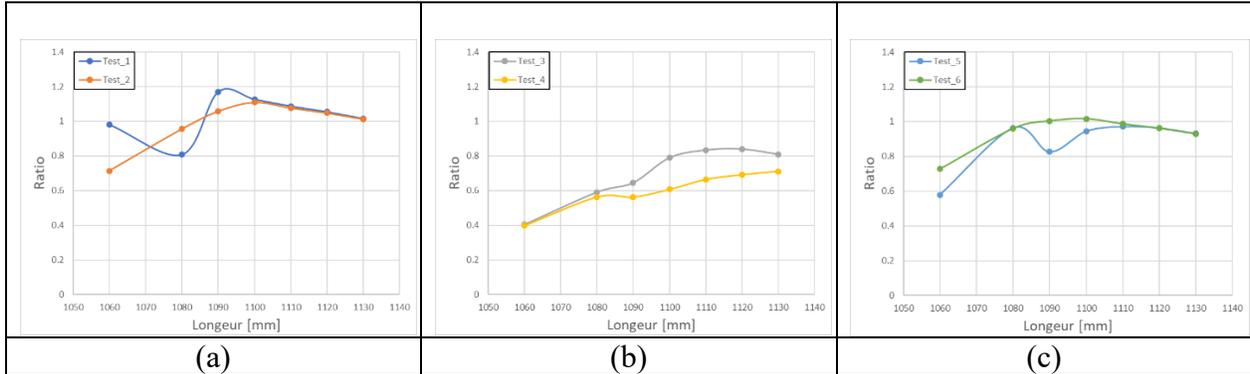


Figure 5. 10 : Influence de la longueur de la courroie sur le ratio

Dans le principe, on peut s'attendre à observer le miroir des tendances de l'entre-axe en faisant l'analogie suivante : si l'on augmente la longueur de la courroie, cela signifierait que l'on rapprocherait les deux poulies (diminution de l'entre-axe : diminution de la pré-tension dans la courroie). Inversement, si on réduit la longueur de la courroie, on rapprocherait les poulies (augmentation de l'entre-axe : augmentation de la pré-tension dans la courroie).

Le modèle MBD se comporte comme prévu (Figure 5. 10.b). Les tests 2 et 6 (Figure 5. 10.a et Figure 5. 10.c) montrent un comportement qui pourrait se produire si l'on diminuait trop l'entre-axe. Dans ce cas-ci, la pré-tension de la courroie diminuerait (la courroie serait trop lâche), la poulie motrice verrait ses deux flasques se rapprocher sans effort pour les contrer et la courroie ne jouerait plus son rôle de convertir cet effort de serrage en couple moteur d'où la diminution du ratio. On observe légèrement ce phénomène sur la Figure 5. 10.c.

### Les paramètres mécaniques

Avec les résultats des paramètres géométriques et l'aide des conseils en ajustement de CVT de motoneige de O. Aaen [3], on comprend l'importance de certains paramètres mécaniques comme : le choix des flasques, le choix des rampes ainsi que le choix des ressorts de précontrainte dans les poulies motrice et réceptrice.

### Influence du ressort de précontrainte de la poulie motrice

D'après O. Aaen [3], l'impact qu'aurait le ressort de précontrainte de la poulie motrice serait minime sur l'ensemble de l'utilisation de la motoneige. Son rôle serait essentiellement de gérer la vitesse de rotation à laquelle la poulie motrice commencerait à transmettre son couple à la poulie réceptrice (en jouant sur la charge de précontrainte du ressort). Cette fonction est en réalité ajustable en partie grâce à la géométrie du type de rampes utilisé (dans ce travail, les géométries des rampes ne sont pas modifiables).

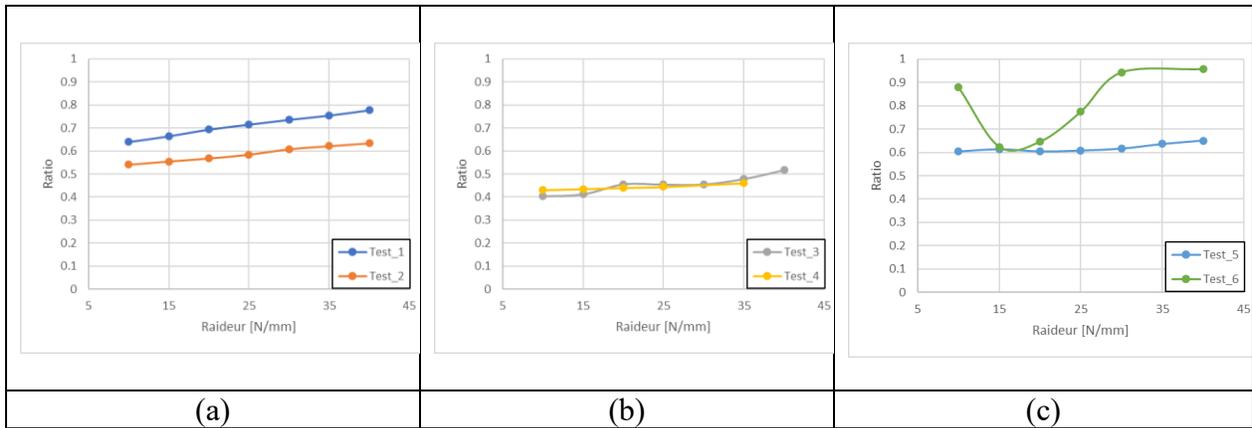


Figure 5. 11 : Influence du ressort de précontrainte de la poulie motrice sur le ratio

Comme on peut le voir sur la Figure 5. 11, à part le test 6, la modification seulement de la raideur du ressort de précontrainte de la poulie motrice modifie peu le comportement dynamique du modèle MBD. On observe une légère augmentation du ratio en fonction de l'augmentation de la raideur. Cette observation est aussi d'écrite par O. Aaen [3] dans le chapitre 3 traitant de la poulie motrice.

La relation entre la Force de précontrainte  $F_{précontrainte}$  et la raideur du ressort  $k_{ressort}$  est présenté à l'équation 5.2

$$F_{précontrainte} = k_{ressort} * (l_0 - l_{compartiment}) \quad (5.2)$$

$F_{précontrainte}$  : Effort de précontrainte [N]

$k_{ressort}$  : Raideur du ressort  $\left[ \frac{N}{mm} \right]$

$l_{compartiment}$  : Longueur du ressort comprimé [mm];  $l_0$  : Longueur du ressort à vide [mm]

### Influence du ressort de précontrainte de la poulie réceptrice

O. Aaen [3] explique que l'objectif du ressort de précontrainte de la poulie réceptrice est de permettre la régression du ratio en fonctionnement et de transmettre suffisamment de force de serrage de la courroie pour transmettre le couple moteur aux chenilles de la motoneige. Ces rôles sont assurés grâce à la combinaison du ressort avec l'effet de la géométrie de la came.

D'après ce qu'explique O. Aaen[3], augmenter la raideur du ressort de précontrainte de la poulie réceptrice devrait diminuer le ratio de chacun des tests effectués. En effet, en augmentant cette raideur, l'effort nécessaire pour écarter les flasques de la poulie réceptrice augmente, ce qui entraîne pour une même vitesse de poulie motrice (même effort de serrage au niveau de la poulie motrice) une diminution du ratio.

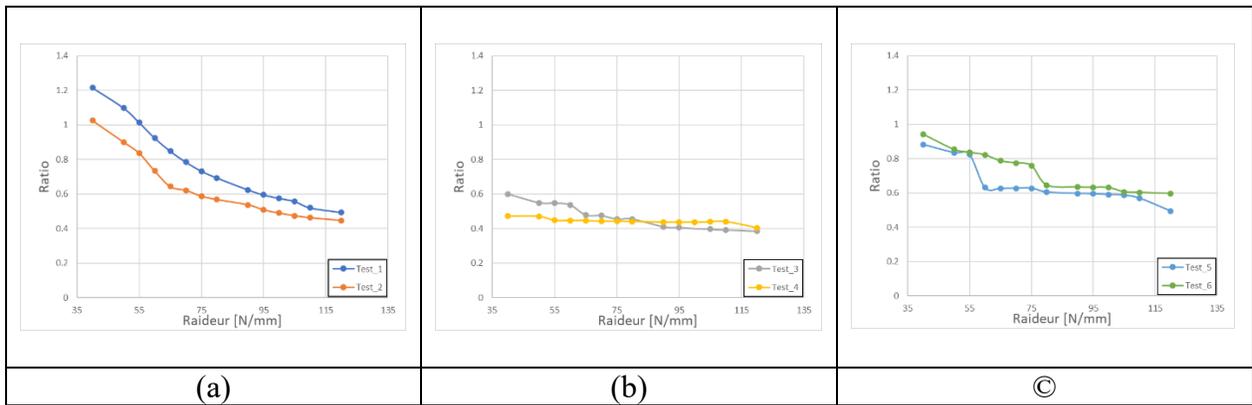


Figure 5.12 : Influence de la raideur du ressort de précontrainte de la poulie réceptrice sur le ratio

Comme prévu, on constate que plus la raideur du ressort de précontrainte de la poulie réceptrice augmente, plus le ratio diminue pour chacun des tests (Figure 5.12). Si l'on se focalise sur les tests 1 et 2 (Figure 5.12.a), on constate une forte diminution du ratio par rapport aux quatre autres tests (Figure 5.12.b et Figure 5.12.c). Cette différence est en partie due aux tests en eux-mêmes. Rappelons que les tests 1 et 2 sont effectués pour de faibles vitesses de rotation moteur, ce qui signifie un plus faible effort de serrage. Ainsi, en augmentant la raideur du ressort de précontrainte de la poulie réceptrice, on a aussi augmenté la quantité d'effort qu'il est nécessaire à la poulie motrice de fournir pour initialiser un changement de ratio.

### Les paramètres physiques

Une fois les paramètres mécaniques étudiés, il reste à étudier l'influence des paramètres physiques de la CVT, comme les propriétés des contacts (non étudiés ici), le coefficient de frottement ou la rigidité longitudinale de la courroie.

### Influence de la raideur longitudinale de la courroie

L'intérêt de regarder ce paramètre provient de l'histoire des CVT. A leur début, les CVT ne pouvaient pas transmettre plus de 50 CV avec leur courroie renforcée en fibres de verre. Cependant, avec l'apparition de la fibre de Kevlar, les courroies ont pu transmettre plus de puissance, jusqu'à atteindre les 250 CV pour les motoneiges. Ainsi, en variant la rigidité de la courroie, on peut observer l'influence des paramètres physiques des matériaux sur la CVT.

En augmentant la raideur de la courroie, on pourrait s'attendre à observer un comportement des cordes proche de celui de l'augmentation de l'entre-axe (Figure 5. 9). En effet, en augmentant la raideur de la courroie pour un même entre-axe, on augmente la pré-tension de la courroie, ce qui est similaire à augmenter l'entre-axe (la même analogie est possible pour une diminution de la raideur longitudinale).

Rappelons que la courroie a été dimensionnée par rapport à son comportement vibratoire et que ce comportement correspond au modèle de corde tendue (Eq. 4.1). Il est donc important de vérifier si la modification de cette raideur va influencer le comportement vibratoire de la courroie simulée.

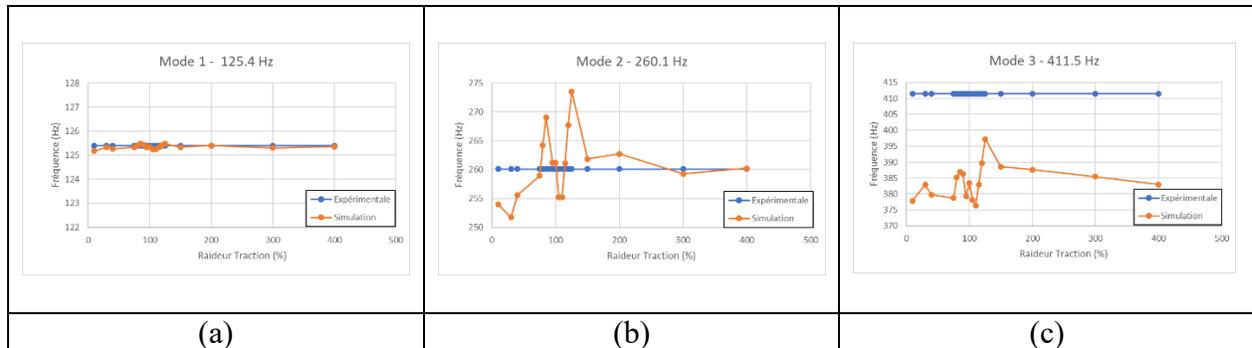


Figure 5. 13 : Influence du module d'Young longitudinal de la courroie sur les modes de vibration de la courroie

La Figure 5. 13 montre qu'une modification des propriétés matériaux sur l'axe longitudinal de la courroie n'affecterait que très peu le mode 1 de la courroie, mais qu'une trop grande variation de cette raideur pourrait avoir des conséquences sur les 2<sup>ème</sup> et 3<sup>ème</sup> modes de la courroie. L'étude de l'influence de la raideur longitudinale de la courroie sur le ratio a été donc considéré cela.

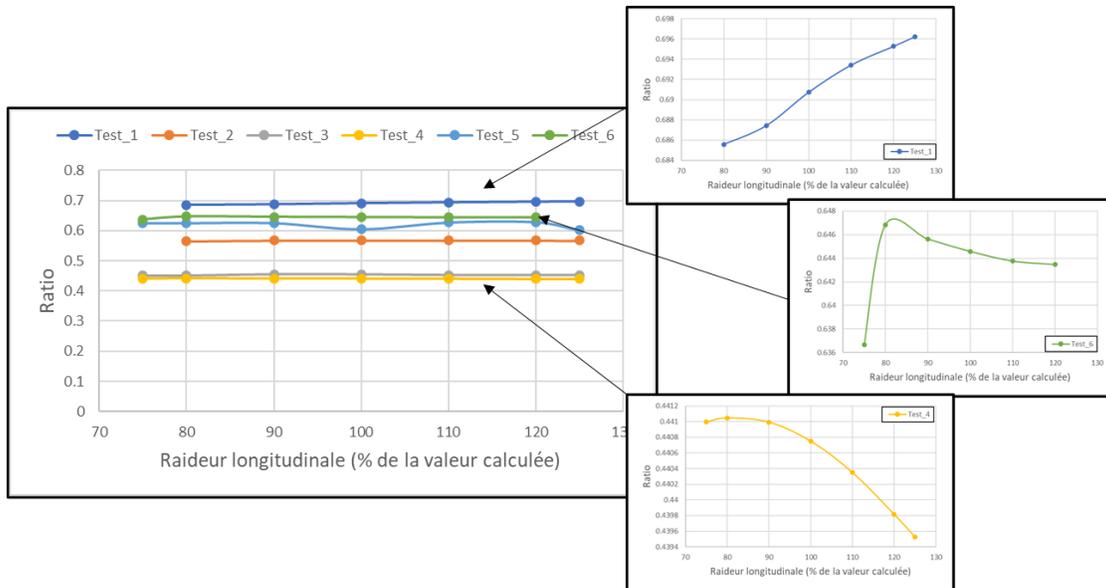
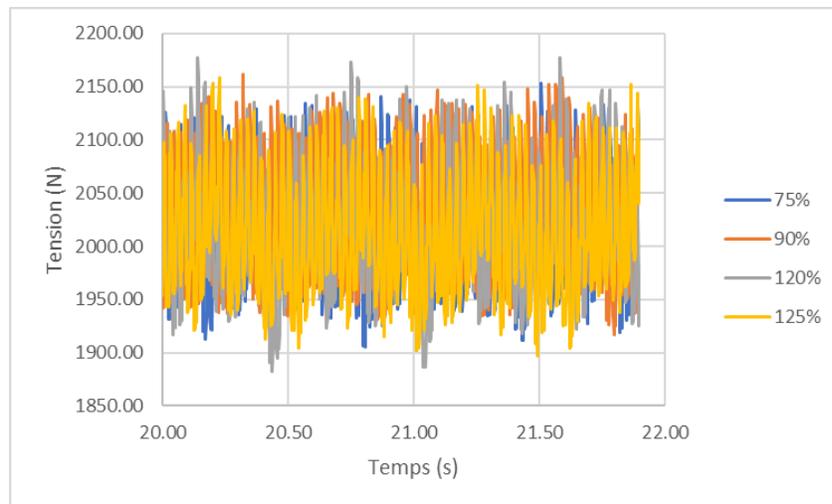


Figure 5. 14 : Influence de la raideur longitudinale de la courroie sur le ratio

En modifiant la raideur longitudinale, on aurait pu s'attendre à voir le même comportement que l'augmentation de la longueur de la courroie ou de l'entre-axe. Cependant, la Figure 5. 14 montre qu'une modification de la raideur longitudinale de la courroie n'a pas, ou très peu d'influence sur le ratio final des différents tests.



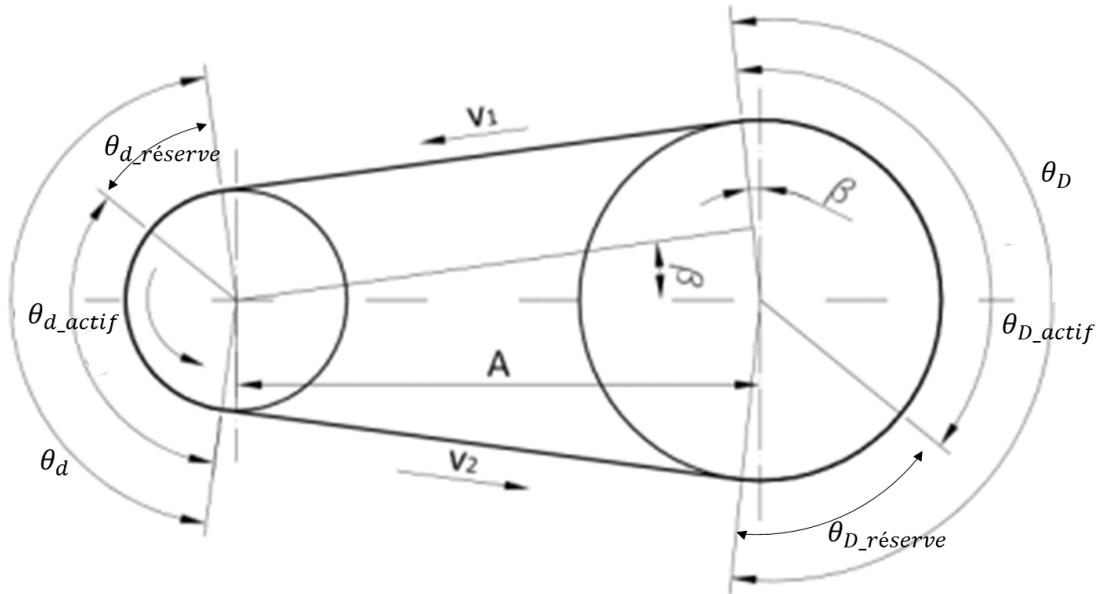
Forme de la tension pour un ensemble de 30 PAD (équivalent à la longueur du brin tendu)

Figure 5. 15 : Tension dans le brin tendu de la courroie pour le Test 4 pour différente valeur de raideur longitudinale de la courroie

En effet, en modifiant la raideur longitudinale de la courroie, on ne modifie que très peu la tension qui est générée par l'ensemble des deux poulies en mouvement dans le brin tendu, d'où la faible différence de ratio (Figure 5. 15).

### Influence du coefficient de frottement

Les différents modèles analytiques cités au chapitre 2.2.2. Modélisation d'une CVT à courroie en caoutchouc se différencient en partie dans la manière dont ils abordent le problème des frottements et du glissement. Dittrich [32] définit deux zones distinctes dans la zone d'enroulement de la courroie. Il s'agit des zones de réserve (à l'entrée de la courroie) et actives (le reste de l'enroulement de la courroie) (Figure 5. 16).



(d) : Poulie motrice ; (D) : Poulie réceptrice ;  $\theta_d$  et  $\theta_D$  sont les angles d'enroulement [rad]  
A : entre-axe [m] ;  $v_1$  et  $v_2$  : vitesse linéaire de la courroie du brin tendu et mou [m/s]

Figure 5. 16 : Schéma des angles d'enroulement

L'ensemble des études effectuées cherche à quantifier la perte d'énergie due au glissement dans les zones actives des angles d'enroulement, et d'en comprendre le mécanisme. Le coefficient de friction est rarement le seul responsable d'un changement de ratio, mais son influence est notable puisqu'il est l'une des raisons des différences entre les modélisations de Dittrich [36], Camarelli [8] et Kim [5].

Malgré la documentation, les travaux de Cammalleri pour améliorer son modèle [33] et les travaux de Kong pour mieux connaître le mécanisme du glissement [34], il est très difficile de prévoir le comportement du système CVT en faisant varier le coefficient de frottement seulement, notamment à cause de la non linéarité des modèles analytiques actuels.

Cependant, qualifier l'effet du coefficient de frottement est intéressant pour connaître son influence sur la réponse du modèle MBD de la CVT.

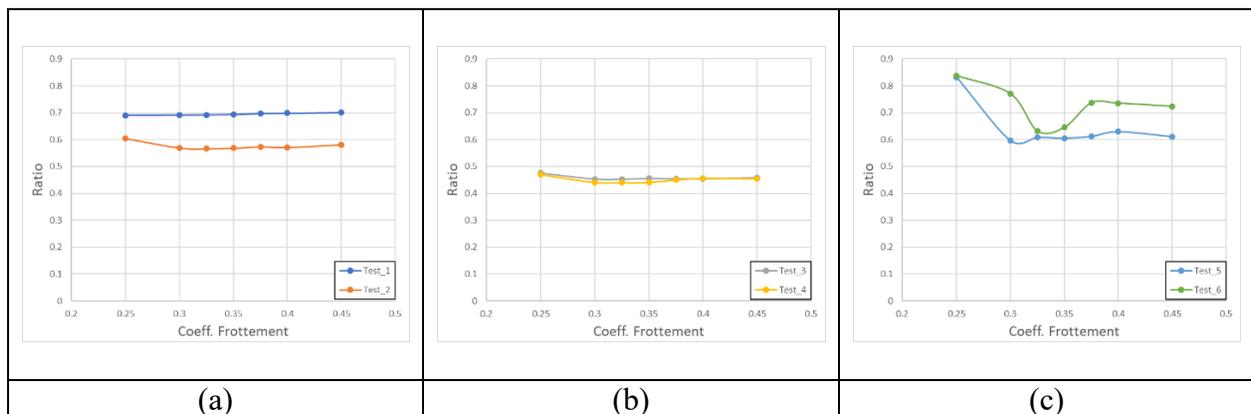


Figure 5. 17 : Influence du coefficient de friction sur le ratio

Sur les Figure 5. 17.a et Figure 5. 17.b, il est possible de constater que le coefficient de friction n'a pas beaucoup d'impact sur le comportement de la CVT. Dans le cas des tests 5 et 6 (Figure 5. 17.c), l'augmentation du coefficient de frottement diminue le ratio.

### Résultat final

Il n'a pas été possible, pour des raisons de temps, de réaliser toutes les étapes d'ajustement du modèle MBD de la CVT à 81 PAD en suivant la méthodologie définie à l'Annexe E – Calibration/Optimisation – LHS et Cartographie Vs GOA\_Ben. Cependant, durant l'étude paramétrique du modèle à 81 PAD, il a été découvert un jeu de valeurs de paramètres permettant d'atteindre le 7% d'écart avec les valeurs réelles. Ce set de paramètres s'est avéré être bon pour le modèle complet à 138 PAD, on obtient alors un écart moyen de ratio de 9.31 % par rapport aux valeurs réelles avec un écart-type de 5.2 %, qui nous permet de rester en dessous des 15 % d'erreur fixé pour cette étude.

# Chapitre 6 : Mise au point d'une méthodologie de cosimulation

Le logiciel *Simcenter* propose une multitude de fonctionnalités, mais dans certains cas, les outils proposés ne sont pas suffisants pour générer les fichiers d'entrée du modèle MBD. L'exemple type est la prise en compte des vibrations de torsion du moteur sur l'axe de la poulie motrice. Cependant, le logiciel *Simcenter* permet la cosimulation avec d'autres logiciels pour pallier certaines lacunes.

Ainsi, pour permettre au modèle MBD de pouvoir prendre en compte les excitations vibratoires extérieures provenant du moteur, la cosimulation entre le modèle MBD sur *Simcenter* et la partie commande sur *Simulink (Matlab)* est explorée.

## 6.1 - L'outil de Cosimulation - L'outil « Mechatronics »

*Simcenter* met à disposition un outil pour faciliter la création de cosimulation : l'outil « Mechatronics » (interface de contrôle - Figure 6. 1). Cependant, il est possible de concevoir des systèmes de contrôle (basic) directement dans *Simcenter*.

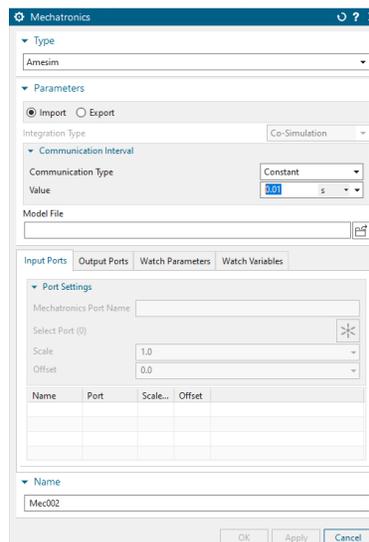


Figure 6. 1 : Interface "Mechatronics"

Simcenter propose deux façons de gérer la cosimulation, en plus de proposer plusieurs logiciels de développement de contrôleur (Amesim, Simulink, FMI...) :

- En important le système de contrôle d'un autre logiciel [Import]
- En exportant le modèle MBD sous la forme d'un bloc vers le logiciel de contrôle [Export]

L'outil permet aussi de gérer les différents ports du contrôleur (voir la documentation de Simcenter [35]). Cependant, il existe une subtilité importante : les « Input ports » sont les signaux d'entrées du contrôleur (les signaux souhaités à récupérer du modèle MBD) et les « Output ports » sont les signaux de sorties du contrôleur (les signaux de commandes du contrôleur).

Pour le projet, la cosimulation s'est effectuée en exportant le modèle MBD vers Simulink (Type : Simulink ; Parameters : Export). L'ensemble de la démarche d'initialisation et de mise en place de la cosimulation se trouve dans l'Annexe F - Cosimulation : Mise en place des outils de cosimulation Simcenter-Simulink.

## 6.2 - La mise en place du modèle MBD cosimulé

Une fois que l'outil de cosimulation et la compatibilité avec Simulink ont été inspectés et leurs subtilités apprivoisées, il est possible de construire la cosimulation avec le modèle MBD de la CVT et de réaliser les différentes étapes de mise en place du modèle (voir Annexe F - Cosimulation : Mise en place des outils de cosimulation Simcenter-Simulink).

Pour vérifier le fonctionnement de l'ensemble de la cosimulation, plusieurs comparaisons ont été réalisées.

La première étape est de comparer les résultats obtenus pour la modélisation de la CVT sans jeux, avec et sans cosimulation, lorsqu'elles sont contrôlées avec les mêmes entrées. Un exemple de cette vérification se trouve à la Figure 6. 2.a.

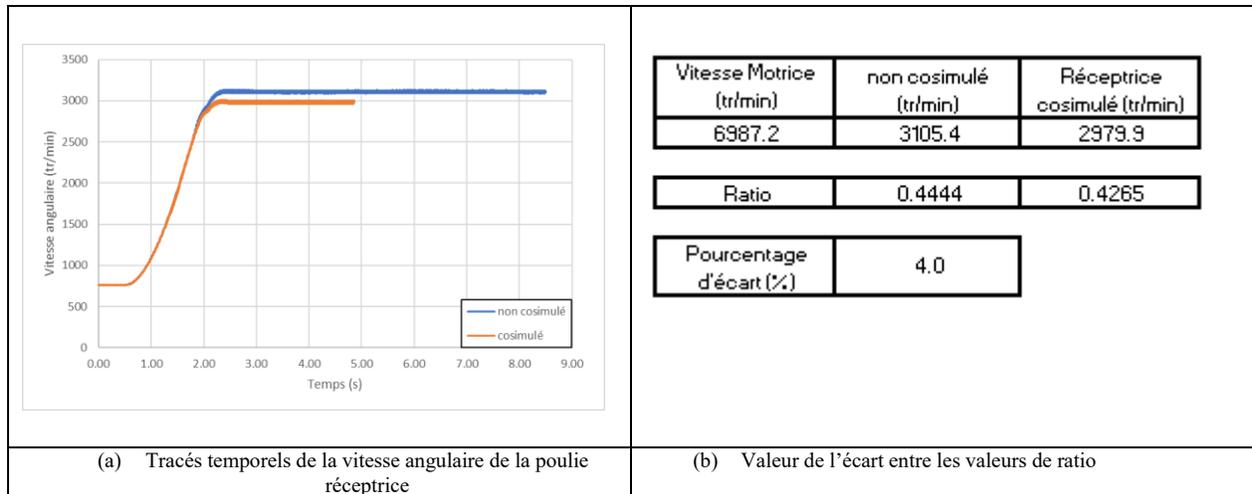


Figure 6. 2 : Comparaison des résultats de simulation pour le test 4 cosimulé et non cosimulé

On constate sur la Figure 6. 2 que les valeurs finales entre la simulation cosimulée et non cosimulée sont légèrement différentes (4 % de différence).

La deuxième étape est l'étude de l'ajout des contacts au modèle. Modifient-ils le comportement du modèle une fois cosimulé ? Un exemple de cette vérification se trouve à la Figure 6. 3.

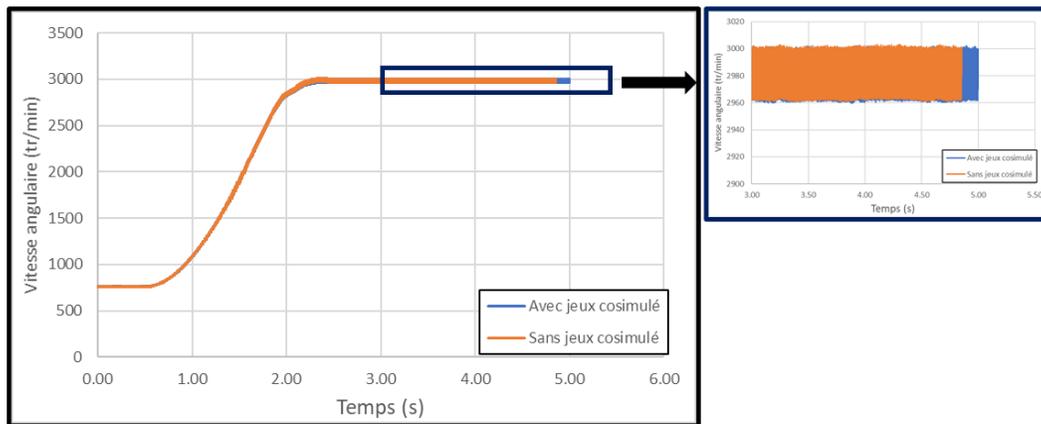


Figure 6. 3 : Comparaison du test 4 cosimulée avec et sans jeux

On constate qu'il n'y a pas de grande différence entre les modèles MBD sans jeux et avec jeux de la CVT. Ce que l'on remarque globalement est que la cosimulation vient légèrement modifier les résultats de simulation par rapport aux simulations non cosimulées. L'hypothèse de l'existence d'un temps d'échange entre le module de Simulink et Simcenter ('Mechatronics' – Communication interval : Intervalle d'échange) est avancée. Ce temps d'échange modifierait les entrées entre la version directement dans Simcenter et celle provenant de Simulink.

### 6.3 – Reproduction du comportement moteur

Une fois les vérifications de l'utilisation de la cosimulation sur les résultats du modèle effectuées, il est intéressant de complexifier le type d'entrées du modèle MBD.

#### 6.3.1 – La carte moteur

La première étape a été de vérifier s'il était possible d'intégrer certains composants de la motorisation de la motoneige, comme la carte moteur du moteur monté sur le banc de test (Figure 6. 4).

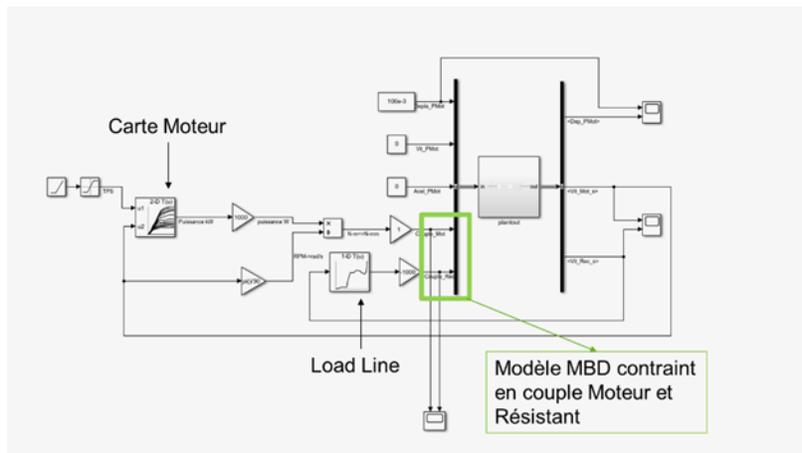


Figure 6. 4 : Intégration de la carte moteur

À la différence des autres modèles, la carte moteur prend en entrée la vitesse du moteur et la commande de gaz (en % d'ouverture) et renvoie une valeur de couple fournie par le moteur. Il était donc nécessaire de changer les entrées des modèles MBD en pilotant en couple moteur.

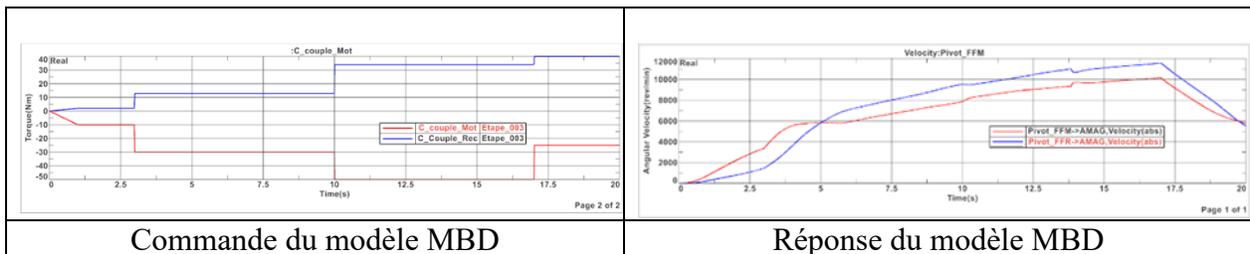


Figure 6. 5 : Test de contrôle en couple moteur du modèle MBD - Réponse à une suite d'échelons

La Figure 6. 5 montre un test de contrôle du modèle MBD en couple moteur. On constate que le modèle MBD n'est pas capable de suivre les commandes et surtout qu'il prend beaucoup plus de temps à arriver en régime stationnaire.

Pour pallier ce problème et pouvoir utiliser la carte moteur, il serait intéressant de convertir les entrées de la carte moteur en % d'ouverture des gaz et couple moteur. Cela permettrait, pour une puissance moteur fournie, de remonter à la vitesse motrice associée en utilisant la conservation de la puissance mécanique (Eq 6.1)

$$P_{mot} = C_{mot} * \Omega_{mot} \Leftrightarrow \Omega_{mot} = \frac{P_{mot}}{C_{mot}} \text{ pour } C_{mot} \neq 0 \text{ N.m} \quad (6.1)$$

$P_{mot}$ : Puissance moteur [W] ;  $C_{mot}$ : Couple moteur [N.m] ;  $\Omega_{mot}$ : Vitesse moteur [rad/s]

### 6.3.2 - Les vibrations de torsion du moteur

En contrôlant la cosimulation du modèle en vitesse de rotation motrice, il a été possible avec l'aide des travaux de Mojad [36] de reproduire le premier mode de vibration en torsion du moteur (Figure 2. 11) introduit par Valembois [22] pour les six tests utilisés dans cette étude. Un exemple des résultats est visible à la Figure 6. 6.

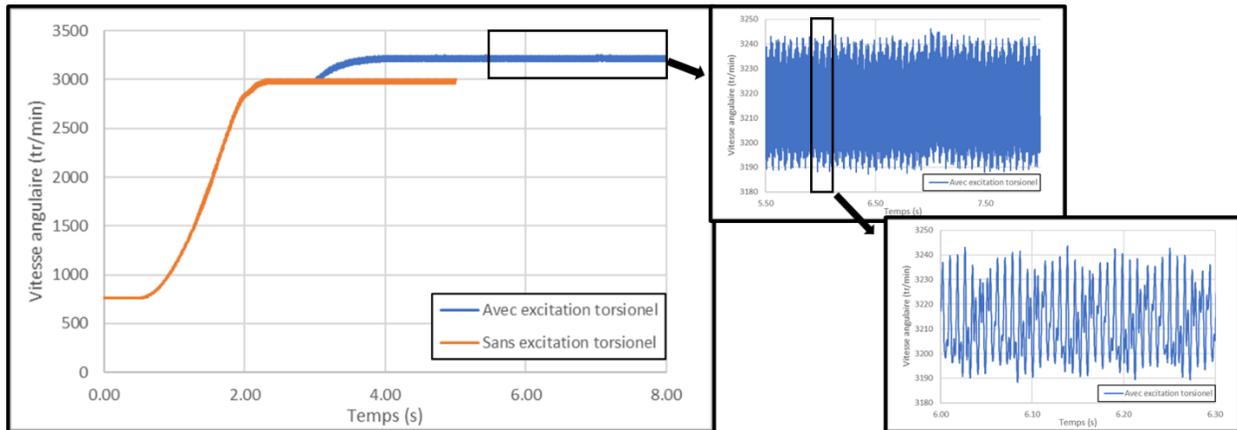


Figure 6. 6 : Effet de la vibration de torsion sur le comportement de la poulie réceptrice du modèle MBD de la CVT - Test 4

On considère l'état stationnaire des différents tests (utilisation des fichiers « restart » - Figure 6. 6 : courbe orange). Puis on y ajoute la composante vibratoire de la vitesse de rotation (Figure 6. 8) obtenue par le modèle vibratoire du moteur du banc de tests développé par Mojad [37] (Figure 6. 7).

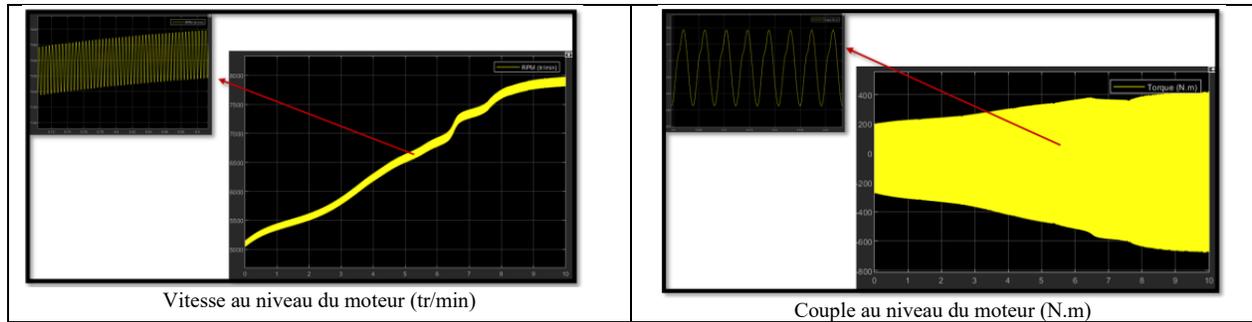


Figure 6. 7 : Résultats du modèle vibratoire du moteur développé par Mojab [37]

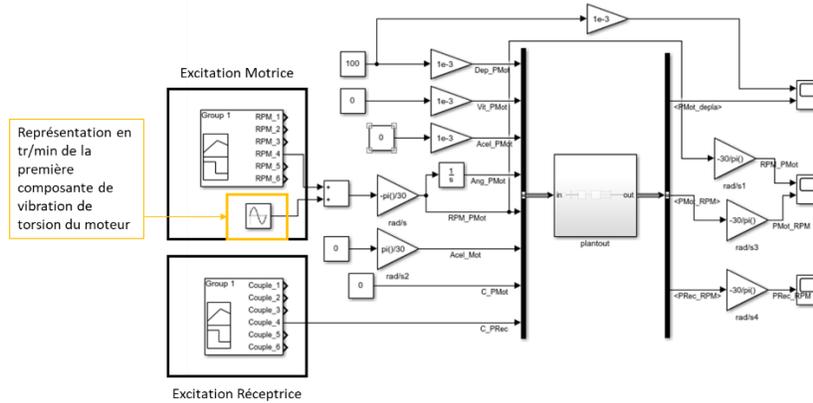


Figure 6. 8 : Générateur d'entrées du modèle MBD de la CVT

Il est important de remarquer que l'ajout de la composante vibratoire (d'amplitude : 75 tr/min et de fréquence : 250 Hz) a un effet considérable sur la réponse du modèle MBD de la CVT.

Vitesse Motrice (tr/min)	Vitesse Réceptrice sans sinus (tr/min)	Vitesse Réceptrice avec sinus (tr/min)
6987.2	2978.7	3212.2
Ratio	0.4263	0.4597
Pourcentage d'écart (%)	7.8	

Tableau 6. 1 : Calcul de l'écart de ratio pour le test 4 entre la simulation avec et sans vibrations du moteur

Par exemple pour le Test 4, l'ajout du premier mode de vibration du couple moteur modifie le ratio de 7.8% par rapport au ratio sans l'effet du couple vibratoire (Tableau 6. 1).

Cette partie valide que la mise en place de la cosimulation permet bien de piloter en vitesse de rotation moteur le modèle MBD de la CVT. Il est donc possible maintenant d'envisager son utilisation avec le modèle complet et la possibilité d'intégrer le comportement du moteur. La cosimulation est utile pour pouvoir simuler différents scénarios que sont les six tests de validations du modèle MBD

# Chapitre 7 : Limites et perspectives d'amélioration du modèle développé

Une fois la méthodologie de mise en place du modèle MBD réalisée, ainsi que l'ajustement de son comportement dynamique effectué avec les résultats du banc de tests, il a été possible de constater les limites d'une telle modélisation. En les prenant en compte, il est possible d'envisager des solutions pour réduire leurs influences.

## 7.1 - Limites

Il ne faut pas perdre de vue que certaines de nos hypothèses simplifient grandement le comportement de quelques éléments. Il faut donc comprendre les limites du modèle MBD actuel.

### 7.1.1 Les contacts

Le premier point nécessitant d'être amélioré est la caractérisation des propriétés mécaniques des contacts. Comme mentionné dans la partie validation du modèle MBD, les propriétés mécaniques des contacts ont été trouvées dans une documentation générique de *Simcenter*.

Si le modèle MBD est correctement utilisé pour l'étude vibro-acoustique de la CVT, il est important que les efforts au niveau des contacts correspondent à la réalité, ou s'en approchent le plus possible. Sans cela, l'utilisation des efforts ne donnera qu'un aperçu de l'impact des différents contacts sur les comportements vibratoire et acoustique de la CVT.

Pour cela, des bibliothèques/bases de données de tests d'impact pour caractériser les matériaux existent. Il est aussi possible de réaliser, dans un cadre contrôlé, des tests d'impact avec un banc de test. Plusieurs méthodes existent : utiliser une variante du mouton de Charpy ; la méthode des multiples rebonds, ou encore un tour de chute.

Un autre point concerne la physique des contacts. *Simcenter* utilise une version complexifiée du modèle de Hertz (Annexe D - Ajustement du comportement du modèle MBD de la CVT), mais le logiciel permet aussi à l'utilisateur de définir son propre modèle de contact. Comme l'écrit Luka Skrinjar dans son article *A review of continuous contact-force models in multibody dynamics* [38], il existe une vingtaine de façons de simuler la physique des contacts (Figure 7. 1), avec autant de paramètres à caractériser. Mais il s'accorde à dire que la meilleure

manière de vérifier si le modèle sélectionné est le bon est de le comparer à des tests sur les matériaux réels.

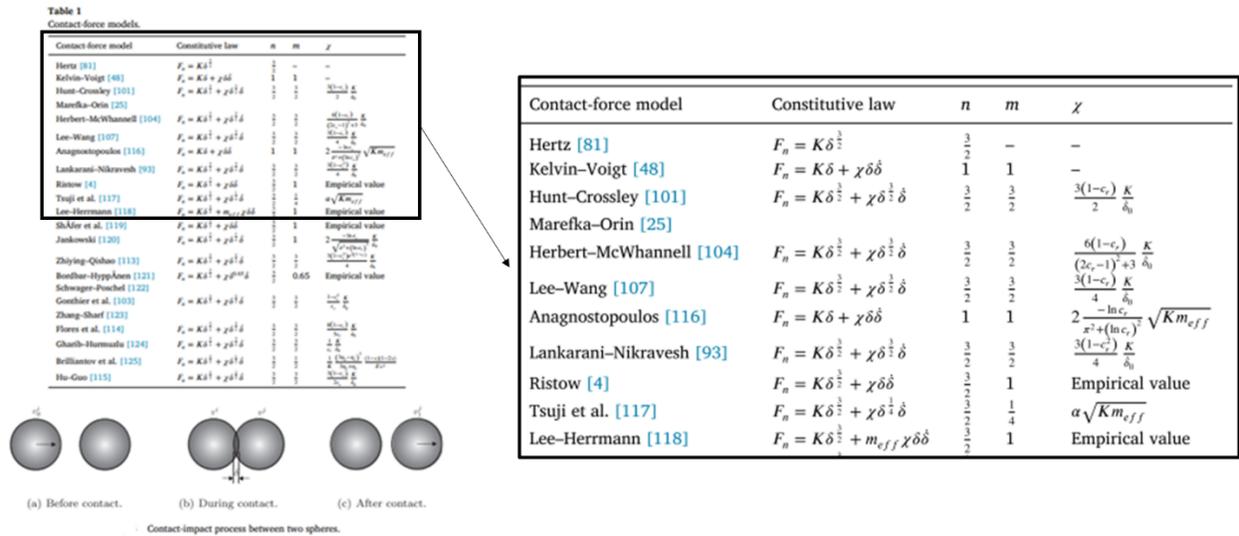


Figure 7.1 : Répertoire des modèles de contacts [33]

### 7.1.2. Le modèle de courroie

La construction du sous-système de courroie est l'un des éléments originaux de cette maîtrise. Elle possède cependant ses limites. Comme énoncé dans la partie concernant sa création, la courroie réalisée dans ce projet est considérée comme un corps rigide discrétisé en petites instances notées PAD.

L'originalité vient de son architecture qui permet de prendre en compte ses deux comportements : les flexions et la torsion. Cela autorise l'apparition de vibrations, mais aussi la considération du désalignement des deux poulies lors du changement de ratio (torsion de la courroie et flexion latérale). Et comme la majorité des modèles analytiques utilisés comme exemple dans ce travail, l'architecture de la courroie permet un allongement de celle-ci en traction-compression et limite le cisaillement des sections.

Le premier point limitant est qu'il ne faut pas oublier qu'une courroie est un système composé de différents matériaux sur différentes couches. Elle devrait être considérée comme un matériau composite (Figure 7. 2). Elle est constituée d'une âme possédant des cordes de renfort, un corps fait de caoutchouc et une peau renforcée par un tissu maillé. L'ensemble est collé par une résine.

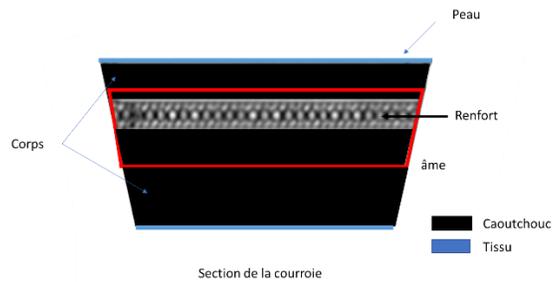


Figure 7.2 : Schéma de la composition d'une courroie

Cependant, dans le travail de G. Julio et J.-S Plante [4], un élément important est inclus. Il s'agit de la compression de la courroie entre les flasques. L'ajout de cette rigidité de compression latérale ajoute une complexité à la modélisation de la courroie qui influence l'ouverture ou la fermeture des poulies. Des tentatives d'intégration de cette rigidité latérale de compression sont représentées sur la Figure 7.3.

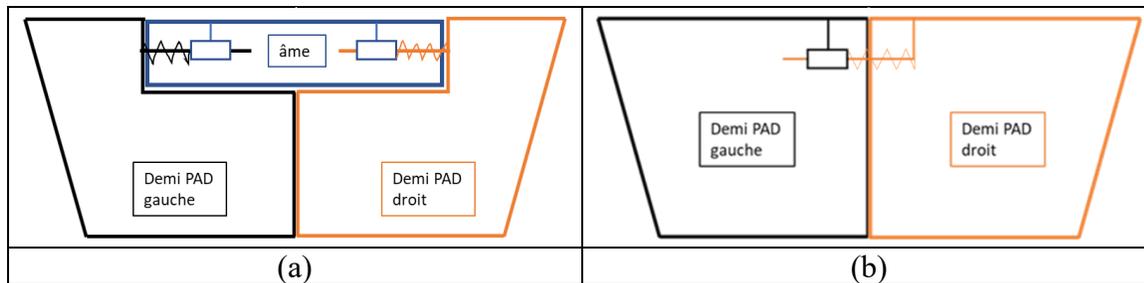


Figure 7.3 : Schéma d'un PAD prenant en compte la compressibilité latérale

Le principe illustré par Figure 7.3.b est de séparer le PAD en deux moitiés et de les relier par une liaison glissière parfaite. Cette liaison est contrainte par un ressort dont la valeur de raideur est celle de la raideur en compression latérale de la courroie réelle pour la longueur du PAD. Il est plus simple de construire une courroie à partir de la Figure 7.3.a qu'à partir de la Figure 7.3.b. En effet, la modélisation de l'âme permet d'avoir un élément géométrique simple pour attacher les ressorts à six degrés de liberté.

Néanmoins, l'abandon de cette modélisation est dû au coût temporel du calcul. Ajouter la raideur latérale de la Figure 7.3.a à la 4<sup>ème</sup> architecture a pour conséquence d'augmenter le temps de calcul du déchargement de la courroie (Étape 1) de 7 heures.

### 7.1.3. Le temps de calcul

Nos simplifications sont faites pour diminuer un facteur important dans le développement du modèle MBD : le temps de calcul. Ces simplifications apparaissent au niveau du nombre de contacts intégrés dans le modèle, comme au niveau de l'architecture de la courroie.

Le temps de calcul est devenu un critère essentiel durant cette maîtrise, puisque plus la compréhension du sujet grandissait, plus le modèle MBD se complexifiait. Les premiers modèles simples prenaient 45 minutes à être résolus. Le modèle final, toutes étapes comprises, peut prendre plus de 72 heures. Le coût temporel d'une simulation augmente de façon drastique. Si la cosimulation est utilisée, une semaine peut être nécessaire pour obtenir la solution.

L'utilisation de fichiers « Restart » et la méthodologie en quatre étapes permet de réduire ce temps, puisqu'une simulation peut repartir de la 3<sup>ème</sup> étape et/ou de la 2<sup>ème</sup> étape en cas de problème. Toutefois, le coût temporel de calcul sur une machine conventionnelle (Desktop, Intel(R) Core(TM) i7-6700 CPU 3.40GHz, 8.00 Go de mémoire vive) reste de 40 heures. Durant cette maîtrise, plusieurs ordinateurs ont été utilisés. La différence en temps de calcul est peu visible entre un ordinateur conventionnel et un ordinateur 24 cœurs. Cependant, un ordinateur plus puissant permettra de lancer plusieurs simulations en simultanée ce qui réduit le coût temporel d'une série de simulations.

Notons que *Simcenter* dispose d'un outil d'exploration d'espace de design DSE (*Design Space Explorer*). Il permet de réaliser en continue une série de simulations en faisant varier un jeu de paramètres pour maximiser ou minimiser un objectif. Pour utiliser cet outil, il faut que la simulation converge vers une valeur fixe qui définit l'objectif. Le DSE peut donc être utilisé pour réaliser la validation du modèle MBD. Cela permet de gagner le temps de changement des paramètres et de post-traitement. Dans le cas de simulations cosimulées, le logiciel HEEDS est l'alternative au DSE, permettant de supporter différents programmes de fournisseurs différents en même temps [39].

## 7.2 - Perspectives

Malgré des limitations technologiques (temps de calcul) qui limitent la complexité de la modélisation de la CVT par la méthode MBD, il est possible d'apercevoir une réelle plus-value à en créer une.

### 7.2.1. Utilisation de la cosimulation

Un des plus grands problèmes rencontrés avec Simcenter est qu'il n'est pas possible d'afficher en temps réel l'évolution de la simulation sans passer par un logiciel annexe d'affichage. Il est donc difficile de savoir quand le système simulé diverge, ou encore lorsqu'il arrive en régime stationnaire (Figure 7. 4).

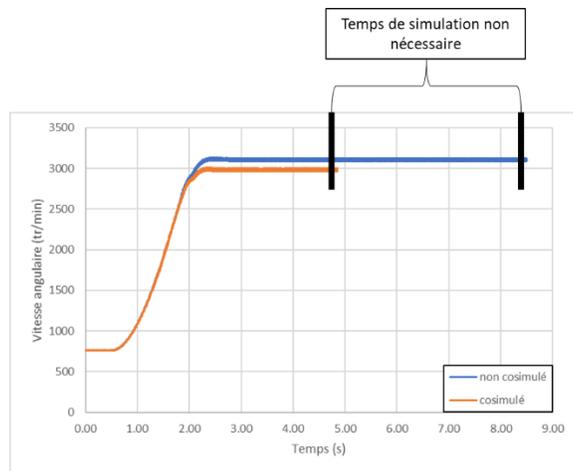


Figure 7. 4 : Exemple de surplus de temps de simulation

L'avantage de la cosimulation serait l'ajout d'un module qui vérifierait en continu si la simulation n'a pas divergé et, selon le type de test, quand le système est arrivé en régime stationnaire. Ainsi, ce module pourrait stopper la simulation et gagner du temps.

La cosimulation permettrait de réutiliser en partie la méthode de contrôle du banc de tests développé par Mojab [36] en intégrant le comportement moteur (carte moteur, carte du chargement) mais aussi un modèle complet des vibrations de torsion du moteur et des perturbations vibratoires tridimensionnelles mesurées sur la motoneige en fonctionnement.

La cosimulation deviendrait alors un outil indispensable pour réaliser efficacement des simulations afin de tester différents scénarios d'utilisation de la CVT (ex : rampe d'accélération, changement de plateau de vitesse, perturbation de la poulie réceptrice).

### 7.2.2. Reproduction des bruits acoustiques

L'un des enjeux de cette maîtrise est de développer un modèle MBD qui permettra, une fois couplé à un modèle vibroacoustique, de reproduire certains bruits entendus lors de l'utilisation conventionnelle d'une CVT. Pour cela, le modèle MBD doit pouvoir fournir des informations sur les signatures temporelles des différents impacts qui se produisent durant son fonctionnement. La cosimulation permet de complexifier les données d'excitations du modèle (vibrations de torsion de l'arbre moteur, vibrations transmises par le châssis au système CVT). Cet outil devient alors un atout pour la démarche de réduction du bruit de la CVT.

#### Les contacts PAD-Poulies

Si l'on examine un contact réalisé entre un PAD et un des flasques de la poulie motrice, on peut observer le comportement de la Figure 7. 5.

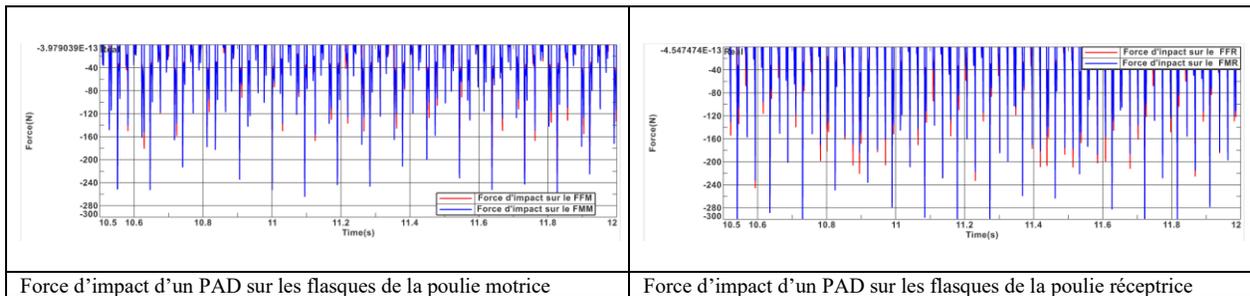


Figure 7. 5 : Motifs d'impacts sur les flasques des poulies motrice et réceptrice

En régime stationnaire, les figures de la Figure 7. 5 montrent les motifs de contacts entre les PAD (courroie) et les différents flasques.

En validant la rigueur de ces efforts il serait possible au modèle MBD de fournir les données d'excitation des flasques par la courroie à un modèle vibro-acoustique de la CVT.

#### La modélisation des pièces mobiles

Une autre des préoccupations de cette maîtrise a été de prendre en compte les différentes pièces mobiles.

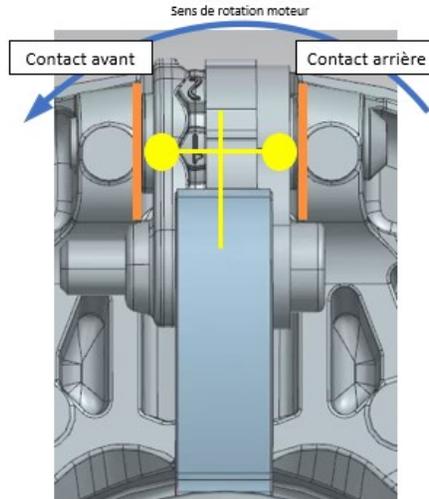


Figure 7. 6 : Schéma simplifier des contacts pour une rampe de la poulie motrice

On se focalise sur les contacts ajoutés aux rampes de la poulie motrice pour prendre en compte leur mouvement de translation latérale (Figure 7. 6). On constate que durant une cosimulation, avec les effets du premier mode de torsion moteur, le contact avant est fortement sollicité tandis que le contact arrière ne l'est pas (Figure 7. 7).

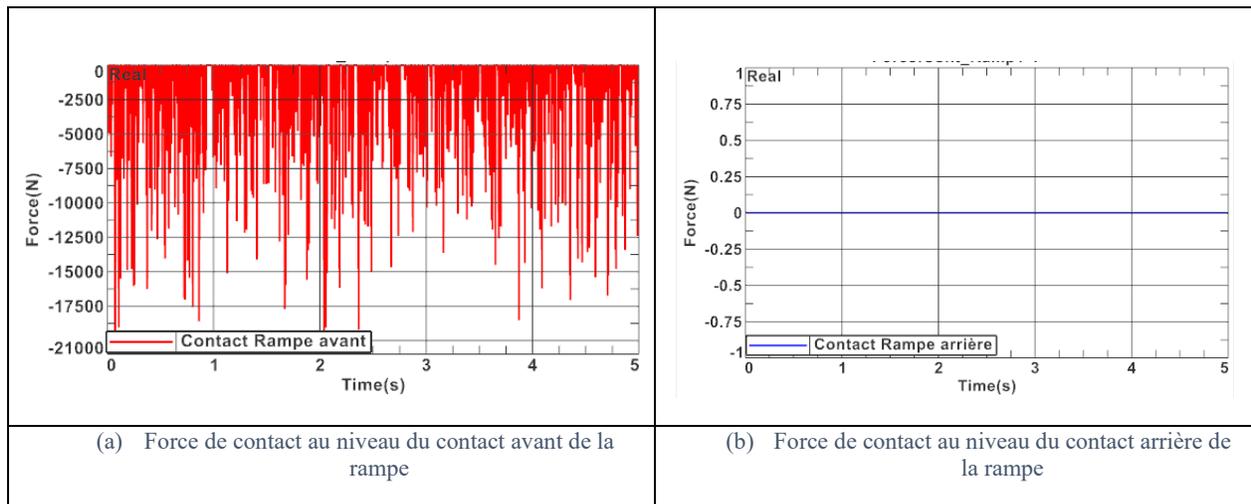


Figure 7. 7 : Force de contact au niveau des butées latérales d'une rampe

Lorsque l'on fait l'analyse de Fourier des efforts on obtient la figure suivante (Figure 7. 8) :

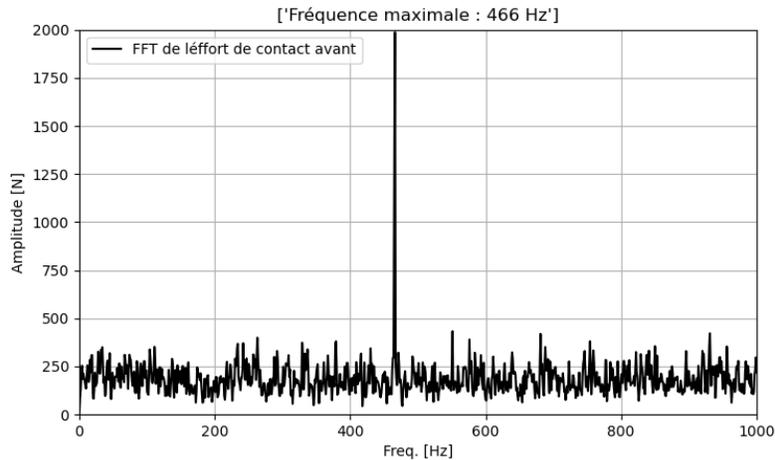


Figure 7. 8 : Analyse de fourrier des efforts de contacts de la rampe

On remarque que la fréquence dominante se situe à 466 Hz. Or, l'excitation sinusoïdale ajoutée à l'excitation de rotation du moteur est de 250 Hz. On comprend que la fréquence observée est quasiment le double de la fréquence d'excitation et qu'il y aurait donc deux impacts par variation de la vitesse.

Avec trois rampes dont les comportements sont similaires, l'introduction de ces efforts dans un modèle vibro-acoustique de la CVT pourrait révéler des effets acoustiques utiles quant à la provenance des bruits. Il serait cependant nécessaire de revoir le modèle des contacts utilisé pour pouvoir exploiter les amplitudes des efforts.

De plus, en possédant l'historique et l'amplitude des impacts de la courroie sur les flasques, il serait aussi possible de continuer l'étude effectuée par J. Méjane en 2015 [23] sur le rayonnement des flasques des poulies de la CVT.

### 7.2.3. Effet vibratoire de la courroie

Lors des nombreux tests effectués pour caractériser le modèle MBD, un problème d'oscillations du brin tendu de la courroie est apparu. Ce phénomène ressemble à celui présenté dans l'étude de R. Temporelli et P. Micheau, [40], où la courroie entre en résonance sous l'effet de la variation de la tension due à une variation du couple moteur (Figure 7. 9).

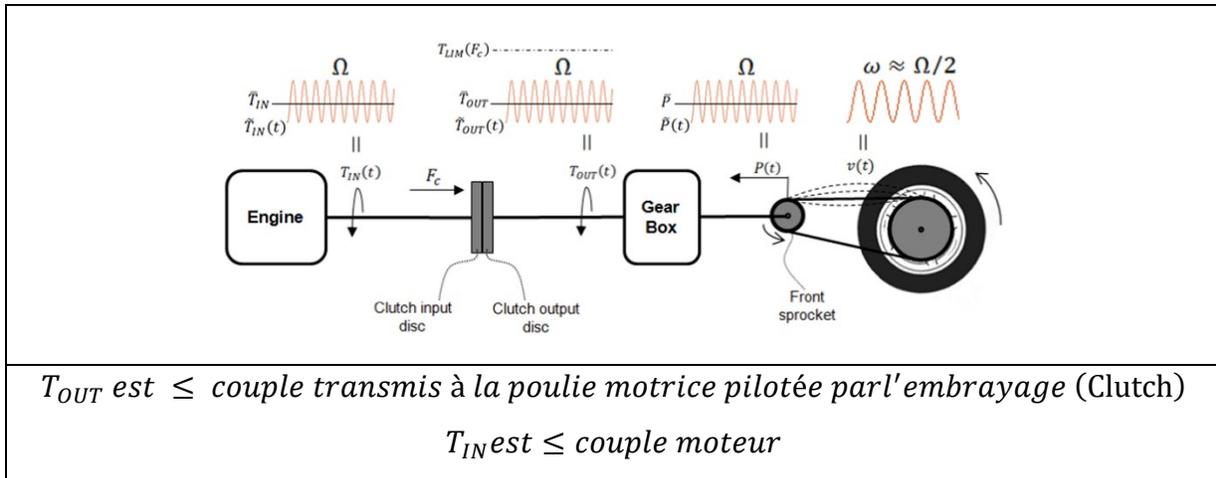


Figure 7. 9 : Courroie de transmission sujette à une fluctuation périodique de sa tension. (R. Temporelli et P. Micheau , Oscillations control of a transmission belt by Excitation Clipping using Clutch Clamping Control (E4C)) [40]

Ce phénomène est décrit comme étant une source de bruits des systèmes poulie-courroie par R. Temporelli et P. Micheau. Dans le cas du modèle MBD, cela peut entraîner des conséquences sur la valeur du ratio obtenue en régime stationnaire.

Ce phénomène de vibrations est à l'origine des points incohérents sur les graphiques de la partie 5.2 :

- Figure 5. 9.a Test 1 pour entre-axe modifié de 5 mm
- Figure 5. 9.b Tests 3 et 4 pour un entre-axe modifié de 0 mm
- Figure 5. 10.a Test 1 pour les longueurs de courroie de 1080 mm et 1090 mm
- Figure 5. 11.c Test 5 pour les raideurs du ressort de précontrainte moteur entre 22.5 N/mm et 35 N/mm
- Figure 5. 14.b Test 3 et 4 pour une raideur longitudinale de la courroie prise entre 100 et 105 de la valeur calculée.

Le phénomène de vibrations de la courroie est présenté à la Figure 7. 10.

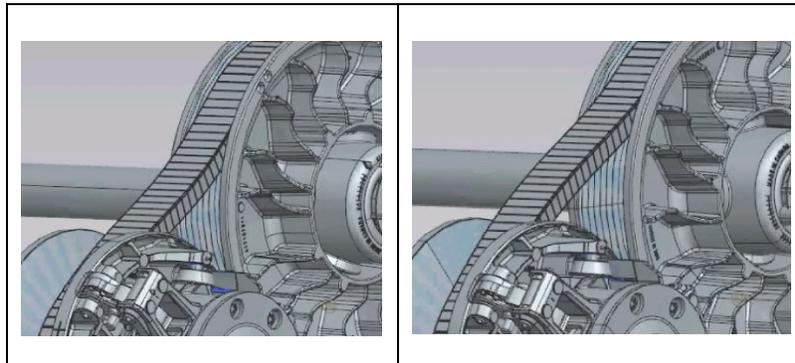
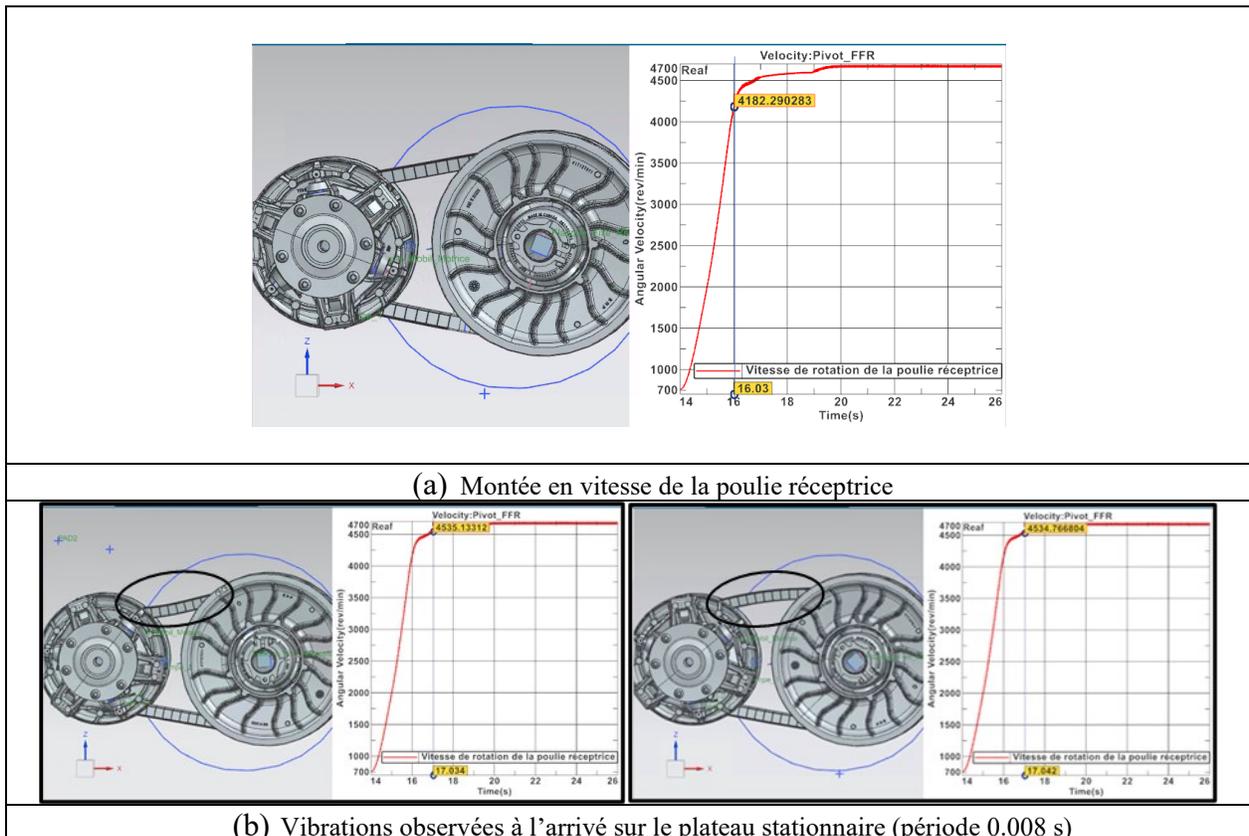


Figure 7. 10 : Phénomène vibratoire de la courroie en rotation

Les observations de ce phénomène ont montré qu'il est plus présent en régime transitoire mais n'a pas de grandes conséquences sur le régime stationnaire. Il devient plus dérangentant lorsqu'il apparaît à la suite d'un plateau stationnaire lors des simulations. La Figure 7. 11 montre plus en détails ses conséquences en régime stationnaire.



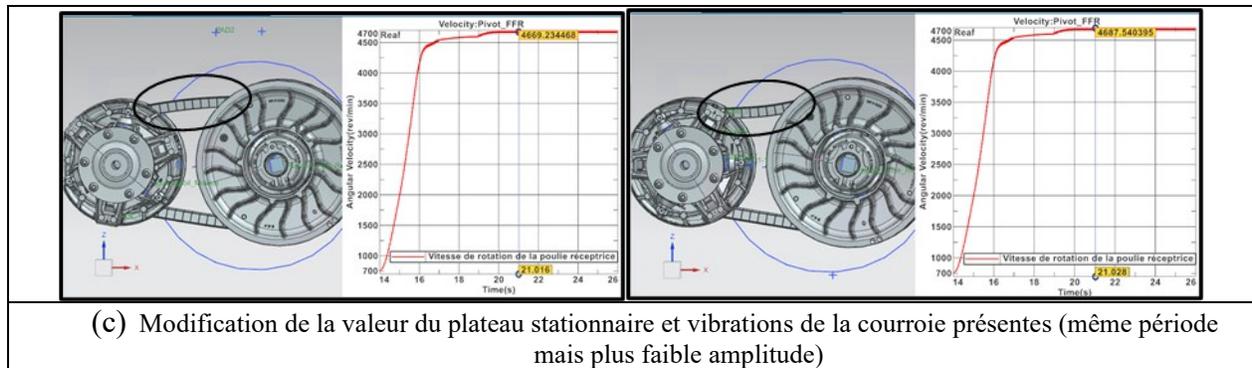


Figure 7. 11 : Observation de l'effet vibratoire sur le comportement de la CVT

Il serait sans doute possible d'étudier ce phénomène grâce au modèle MBD en fixant le ratio de la CVT et en faisant varier les couples moteur et récepteur jusqu'à observation de la vibration (utilisation de la cosimulation). En fixant le ratio de la CVT par le biais d'un contact, limitant l'ouverture ou la fermeture des flasques, le comportement de la CVT reviendrait à celui d'un système poulie-courroie utilisé dans l'article de R. Temporelli et P. Micheau [40].

Mettre en place ce système permettrait d'étudier l'impact des vibrations de la courroie sur l'ensemble des pièces mobiles de la CVT, et peut-être ainsi mieux comprendre les origines de la génération de bruits de la CVT.

#### 7.2.4. L'influence de la température

La courroie s'est révélée être l'élément central de cette étude. L'ajustement des raideurs liant chaque instance de courroie est important. Leurs propriétés mécaniques sont alors déduites par essais-erreurs. Dans son article *Advanced heat transfer analysis of continuously variable transmission (CVT)*, Johannes WURM réalise l'étude de dissipation de la température des CVT [41]. Il pointe alors des températures importantes : la courroie en fonctionnement atteint 130 °C par moment (Figure 7. 12).

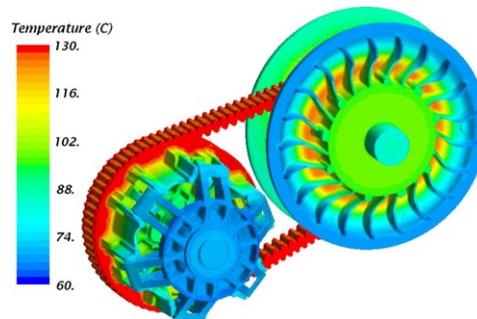


Figure 7. 12 : Température des surfaces des poulies et de la courroie [41]

Avec cette considération, il serait intéressant de refaire les études en se basant sur des valeurs de tests effectués à des températures réelles d'utilisation de la CVT. Car par exemple les tests vibratoires pour calibrer la réponse vibratoire de la courroie ont été effectués à une température de 25 °C, loin de la température d'utilisation de la CVT. Cela justifie en partie l'ajustement des paramètres de la courroie par essais-erreurs. Or la température a un fort effet sur la modification des paramètres mécaniques des matériaux.

# CONCLUSION

Ce projet de maîtrise a pour but de modéliser un système CVT via la MBD pour fournir un outil supplémentaire à la recherche de solutions de réduction de son bruit.

L'étude s'est focalisée sur la modélisation MBD de la mécanique des différents systèmes composant la CVT d'une motoneige (la poulie motrice, la poulie réceptrice et la courroie). Une attention particulière a été portée sur la prise en compte des éléments mobiles constituant les deux poulies. L'objectif était de faire ressortir les impacts de ces pièces mobiles sur la génération des bruits de cliquetis afin d'obtenir le modèle le plus réaliste et ainsi permettre à l'équipe du projet d'étudier leur impact sur la génération de ces bruits.

Une des originalités de ce travail se trouve au niveau de la modélisation de la courroie. Cette dernière est considérée comme un corps rigide, mais l'architecture liant les différentes instances la discrétisant lui permet d'accepter le désaxage des poulies, lui offrant quatre degrés de libertés, ce qui n'est pas le cas de tous les modèles analytiques. Sa géométrie est simplifiée pour être ramenée à une section trapézoïdale centrée sur les cordes de renfort. Ses propriétés mécaniques sont quant à elles calibrées sur la réponse vibratoire de la courroie réelle, modélisée par le comportement d'une corde tendue entre deux encastresments.

Par la suite, nous avons mis en place le modèle MBD du système complet de la CVT et sa simulation. Pour cela, une méthodologie en quatre étapes a été conçue pour fonctionner avec le logiciel *Simcenter 3D* de *Siemens*. Les deux premières étapes permettent de mettre en place le système au complet, tandis que la troisième étape réalise la première mise en mouvement du système. Quant à la quatrième, elle permet de réaliser les différents scénarios de simulations souhaités.

S'en est suivie l'étape de calibration et de validation du modèle en ayant fait au préalable une recherche des paramètres influençant le plus le comportement dynamique du système :

- La rigidité de traction-compression de la courroie,
- Les raideurs des ressorts de précontrainte des deux poulies,
- Le coefficient de frottements.

La variation de ces différents paramètres a permis le calibrage du modèle MBD sur le comportement dynamique d'une CVT réelle. Les données expérimentales concernant le

comportement de la CVT réelle ont été obtenues grâce à un banc de tests CVT. Finalement, nous validons le modèle final de la CVT dont les comportements aux différentes variations sont conformes à la littérature et dont le niveau d'erreur est inférieur à 15% par rapport aux tests réalisés sur le banc de tests.

Finalement, dans le but d'apporter plus de complexité aux excitations du modèle MBD de la CVT, la cosimulation entre les logiciels *Simulink (Matlab)* et *Simcenter 3D (Siemens)* a été réalisée. Cela a permis d'apporter au modèle plus de réalisme quant aux données d'entrées, en intégrant le comportement vibratoire du moteur (le premier mode de torsion du couple moteur).

### Perspectives

Le coût considérable en temps de calcul explique le peu d'utilisation de la MBD pour réaliser des modèles de CVT et donc le manque de documentation sur le sujet. Ce problème a été remarqué dans cette maîtrise. Le temps de calcul limite le nombre d'éléments discrets de la courroie ainsi que la prise en compte de certains comportements mécaniques (écrasement latéral de la courroie entre les flasques d'une poulie).

D'autres points d'amélioration concernant le modèle MBD de la CVT sont à mettre en avant. Il serait possible d'améliorer la justesse du comportement des contacts entre les poulies et la courroie. De cette façon, on pourrait prédire avec plus de rigueur les efforts de contacts générés lors d'une simulation. Ces prédictions pourraient être ensuite utilisées dans un modèle Vibroacoustique (FEM/BEM) de la CVT pour en vérifier l'impact sur le comportement acoustique. En parallèle, il serait intéressant d'améliorer les propriétés mécaniques de la courroie simulée, en considérant la température de la CVT durant son fonctionnement. Il serait aussi intéressant de mieux intégrer le comportement du moteur à l'excitation du modèle MBD via la cosimulation pour améliorer la compréhension de l'effet des pièces mobiles dans la génération de bruits des CVT.

# Annexe A – Comparaison modèle corde tendue Vs modèle poutre mince

Dans ce travail, je vais chercher à expliquer la démarche d'ajustement de la raideur et la masse volumique de la courroie. Il s'agit d'une démarche préliminaire.

## Étude modale de la courroie

On compare alors deux modélisations possibles du comportement vibratoire de la courroie :

- Poutre mince [42]
- Corde [43]

Remarque : L'étude des deux modélisations permettra de mieux comprendre les hypothèses que cela implique pour le modèle MBD complet.

## Longueur de la corde/poutre

Pour définir la longueur de la poutre et de la corde, on se base sur les équations géométriques des systèmes poulies-courroies en régime stationnaire.

Ainsi, si l'on connaît la longueur de la courroie à vide, le ratio engagé et l'entre-axe, on peut remonter à la longueur de chacun des brins de la courroie en trouvant le diamètre d'une des poulies (Figure A - 1).

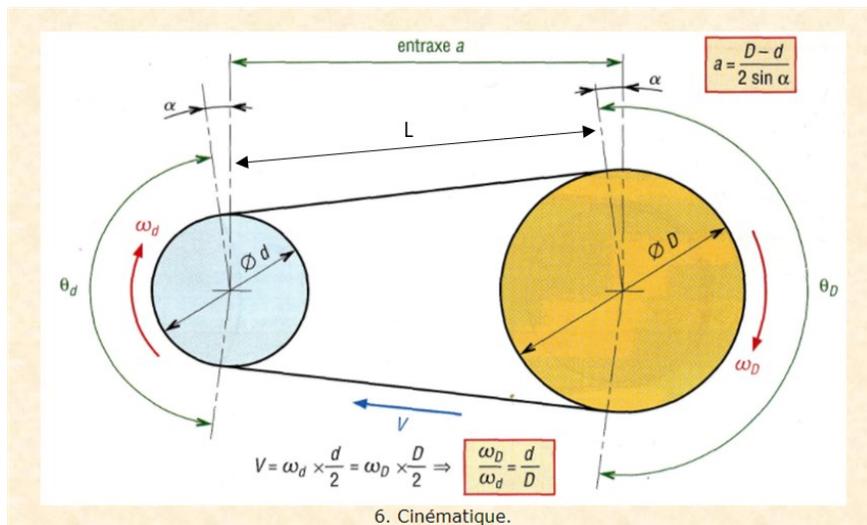


Figure A - 1: ([http://www.zpag.net/Tecnologies\\_Industrielles/transmission\\_courroies.htm](http://www.zpag.net/Tecnologies_Industrielles/transmission_courroies.htm))

Avec les valeurs de la longueur de courroie et du ratio, on pose :

$$i = \frac{D}{d} \quad (A - 1)$$

$$L_{courroie} = [4 \cdot a^2 - d^2(i - 1)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2}d \left( i \left( 180^\circ + 2 \cdot \sin^{-1} \left( \frac{(i - 1)d}{2a} \right) \right) + \left( 180^\circ - 2 \cdot \sin^{-1} \left( \frac{(i - 1)d}{2a} \right) \right) \right) \quad (A - 2)$$

$i$  est le ratio ;  $d$  le diamètre de la première poulie (m);  $D$  le diamètre de la deuxième poulie (m)

Les angles dans les  $\sin^{-1}$  sont exprimé en degrés

$$a = 0.285 \text{ m}$$

On cherche une solution numérique pour trouver  $d$  tel que  $i = 1.61$  (ratio engagé lors de l'étude vibratoire) à  $10^{-6}$  m près :

Avec  $L_{courroie} = 1.084$  m, la résolution numérique de l'équation non linéaire (A - 2) donne :

$$d = 0.137 \text{ m}$$

On peut donc en déduire la longueur du brin L :

$$L = \frac{\left( [4 \cdot a^2 - d^2(i - 1)^2]^{\frac{1}{2}} \right)}{2} = 0.2544 \text{ m}$$

### Cas de la Poutre mince :

On se limite aux sollicitations en flexion pure (autour de l'axe x) d'une poutre mince encastree-encastree supposée homogène autour de la zone fibreuse (Figure A - 2).

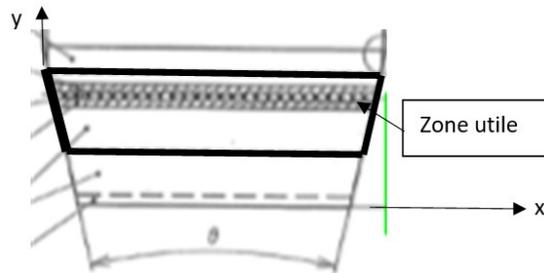


Figure A - 2: Zone fibreuse

On a les équations vibratoires suivantes [42]:

$$\text{fréquence des modes pour } i > 5, \quad f_i = \left( \frac{(2i + 1)\pi}{2} \right)^2 * \frac{1}{2\pi L^2} * \sqrt{\frac{EI}{m}} \quad (A - 3.1)$$

$$\text{pour } i \leq 5, \quad \frac{(2i + 1)\pi}{2} = [4.7300; 7.8532; 10.996; 14.137; 17.279]$$

$$\text{vitesse de phase de l'onde, } c_{bi} = \sqrt[4]{\frac{EI}{\rho A}} * \sqrt{\omega_i} \quad (A - 3.2)$$

$$\text{longueur d'onde du mode, } \lambda_i = \frac{c_{bi}}{f_i} \quad (A - 3.3)$$

$L = 0,2544$  m ; longueur de la poutre

$E = 38.106$  MPa; Module d'Young selon x

$I = 1.304 \cdot 10^{-8}$  m<sup>4</sup>; Moment quadratique selon x

$\rho A = m = 950 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 3.0711e^{-4}$  m<sup>2</sup> ; Masse linéaire [kg/m]

### Cas d'une corde :

On se limite aux sollicitations purement en tension d'une corde encastrée-encastrée supposée homogène autour de la zone fibreuse (mêmes conditions que précédemment). Les fréquences propres sont données par [43] :



$$\text{fréquence propre de la corde, } f_i = \frac{i}{2L} \sqrt{\left(\frac{T}{m}\right)} \quad (A - 4.1)$$

$$\text{vitesse de phase de l'onde, } c_c = \sqrt{\frac{T}{m}} \quad (A - 4.2)$$

$$\text{longueur d'onde, } \lambda_i = \frac{c_c}{f_i} \quad (A - 4.3)$$

$L = 0,2544$  m ; longueur de la corde

$T = 2340.1$  N ; Tension dans la corde

$\rho A = m = 950 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 3.0711e^{-4}$  m<sup>2</sup> ; Masse linéaire [kg/m]

Résultats :

Modèle Poutre-mince		
Paramètres		
L [m]	0.2544	
E [Pa]	3.80E+07	
I [USI]	1.30E-08	
m [kg/m]	0.310452125	
Fréquence propre i		
i	constante lamda_i	Fréquence [Hz]
1	4.73004074	6.95E+01
2	7.85320462	1.92E+02
3	10.9956079	3.76E+02
Vitesse de phase		
i	pulsation_i [rad/s]	c_bi [m/s]
1	4.37E+02	2.35E+01
2	1.20E+03	3.90E+01
3	2.36E+03	5.46E+01
Longueur d'onde i		
i	Lamda_i [m]	
1	3.38E-01	
2	2.04E-01	
3	1.45E-01	

(a)

Modèle corde	
Paramètres	
L [m]	0.2544
T [N]	2.35E+03
m [kg/m]	0.310452125
Fréquence propre i	
i	Fréquence [Hz]
1	1.71E+02
2	3.42E+02
3	5.13E+02
Vitesse de phase	
i	c_bi [m/s]
1	8.69E+01
2	8.69E+01
3	8.69E+01
Longueur d'onde i	
i	Lamda_i [m]
1	5.09E-01
2	2.54E-01
3	1.70E-01

(b)

Fréquence i [Hz]			
mode	Expérimentales	Modèle Poutre-mince	Modèle Corde
1	125	70	171
2	260	192	342
3	412	376	513

(c)

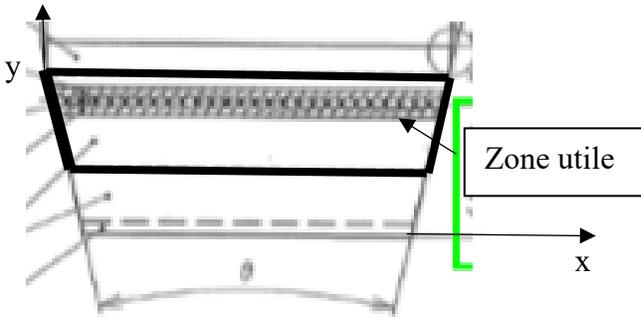
Tableau A - 1: Résultats des fréquences des modèles poutre et corde

Dans le tableau « Fréquence i » (Tableau A - 1.c), on constate que les deux modèles sont assez éloignés de la réalité (environ 50 Hz de différence pour le mode 1).

## Remarque sur l'impact de la masse linéique sur les résultats

Au début du problème, nous n'avons considéré que la masse pleine de la courroie (cas 1) sans prendre en compte la masse des « dents » en caoutchouc (cas 2).

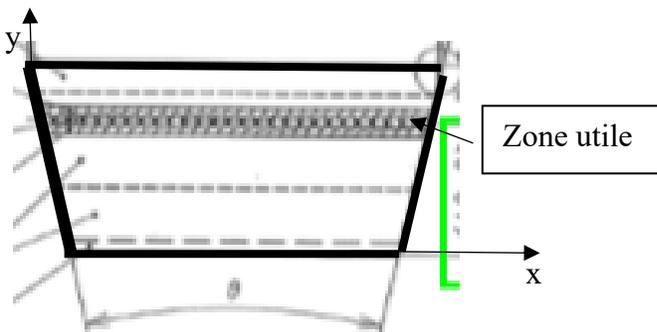
Cas 1 :



Fréquence [Hz]			
Mode	Expérimentales	Modèle Poutre-mince	Modèle Corde
1	125	81	187
2	260	222	374
3	412	435	560

Tableau A - 2: Fréquences pour la zone fibreuse (cas 1)

Cas 2 :



Fréquence [Hz]			
Mode	Expérimentales	Modèle Poutre-mince	Modèle Corde
1	125	56	130
2	260	155	260
3	412	304	391

Tableau A - 3: Fréquences pour la zone fibreuse (cas 2)

On constate qu'avec les hypothèses de la corde et la considération de l'ensemble de la section de la courroie (Tableau A - 3), on a une meilleure approximation des résultats expérimentaux.

## Modélisation sur SimCenter

Il est courant de dire qu'un modèle MDB avec un nombre de PAD élevé (6 PAD par longueur d'onde) peut correctement représenter la physique du problème vibratoire. La comparaison du modèle MBD de la courroie au modèle corde permet de calibrer ses propriétés mécaniques.

En prenant la valeur de la fréquence maximale (expérimentale), on en déduit la longueur d'onde associée dans le cas des modèles Poutre-mince et Corde.

## Dimensionnement des PAD

On obtient les résultats suivants pour 10 PAD par longueur d'onde :

nbr de PAD	10	Longueur d'onde [m]			
Fréquence i [Hz]		Modèle Poutre-mince (cas1)		Modèle Corde (cas2)	
mode	Expérimentales	longueur d'onde [m]	Dimension PAD [m]	longueur d'onde [m]	Dimension PAD [m]
1	125	0.252	2.52E-02	0.500	5.00E-02
2	260	0.175	1.75E-02	0.240	2.40E-02
3	412	0.139	1.39E-02	0.152	1.52E-02

Tableau A - 4: Longueur d'onde des différents modèles

Pour capturer la physique du problème, on doit donc prendre des PAD dont la longueur  $l$  est inférieure à 13.9 mm.

# Annexe B - Script 1 – Calcul de la section de courroie et des raideurs

```

clear all; close all; clc;
%% Input
l = 38.3e-3; % (m)
T = 16.7e-3; % (m)
P = 11.3e-3; % (m)
Theta = 26; % (deg)

L = 1.124; % (m)
Vs = 169829.2e-9; % (m^3)
Vi = 326297.9e-9; % (m^3)

%Pour définir H_PAD il faut utiliser une autre fonction
H_PAD = 7.799e-3; % (m)

%%Grandeurs pour les raideurs
%%Matériau
E_z = 3.5e9; % (Pa)
E_x = 38e6; % (Pa)
E_y = 155e6; % (Pa)
mu = 0.5; %module de Poisson du Caoutchouc

% Moment d'inertie récupéré numériquement
I_gz = 5.0708e-8; % (m^4)
I_x = 0.5912e-8; % (m^4)
I_y = 4.4796e-8; % (m^4)

%grandeur à mesurer par rapport au C-G
l_mx = 35.828e-3; % (m)
h_mx = 8.628e-3; % (m)

%% Valeurs Figure21.a
x1 = T*tand(Theta/2); % (m)
l1 = l - 2*x1; % (m)
x2 = (P/T)*x1; % (m)

lr = l1 + 2*x2; % (m)

%% Valeurs Figure21.b
Ts = (-L*lr + sqrt((L*lr)^2 + 4*L*Vs*tand(Theta/2)))/(2*L*tand(Theta/2)); % (m)
Ti = (L*lr - sqrt((L*lr)^2 - 4*L*Vi*tand(Theta/2)))/(2*L*tand(Theta/2)); % (m)

ls = lr + 2*Ts*tand(Theta/2); % (m)
li = lr - 2*Ti*tand(Theta/2); % (m)

%%%%%% CALCUL DES RAIDEURS %%%%%%%%%
%% Raideur Traction z
A = (li+ls)*(Ti+Ts)/2;
k_z = A*E_z/H_PAD;

%% Raideur Traction x
T_mx = (ls+li)*(Ti+Ts)/(2*ls); % (m)
A_mx = T_mx*H_PAD; % (m^2)
k_x = A_mx*E_x/l_mx;

%% Raideur Traction y
l_my = (ls+li)/2; % (m)
h_my = Ti+Ts; % (m)
A_my = l_my*H_PAD; % (m^2)
k_y = A_my*E_y/h_my;

%% Raideur torsion z
G_z = E_z/(2*(1+mu));
k_tz = G_z*I_gz/H_PAD;

%% Raideur flexion x
k_fx = E_x*I_x/H_PAD;

%% Raideur flexion y
k_fy = E_y*I_y/H_PAD;

%On affiche les résultats
K = [{'Raideur x [N/m]'}, {'Raideur y [N/m]'}, {'Raideur z [N/m]'}; {k_x}, {k_y}, {k_z}; {'Raideur flexion x [N.m/rad]'}, {'Raideur flexion y [N.m/rad]'}, {'Raideur torsion z [N.m/rad]'}; {k_fx}, {k_fy}, {k_tz}]

```

## Annexe C - Les contacts analytiques dans SimCenter 3D

Cet exercice a été réalisé dans l'idée de mieux comprendre comment étaient gérés les contacts analytiques dans Simcenter afin de mieux paramétrer les différents contacts et jeux pris en compte dans le modèle MBD de la CVT.

### La théorie derrière les contacts analytique dans SimCenter

Dans Simcenter, les contacts analytiques sont un modèle de contact entre couple d'objets dont la géométrie des contacts peut être approximée soit par une sphère, un plan ou une surface de révolution [44]. Pour cela, Simcenter utilise la Théorie de Hertz et la complexifie en y ajoutant deux autres comportements : un viscoélastique et un autre pouvant être complètement défini par l'utilisateur. Les trois modèles théoriques peuvent être utilisés ensemble ou individuellement.

La force normale de contact est calculée comme suit :

$$F_{normale}(\delta, v_{pen}) = F_{Hertzian}(\delta, v_{pen}) + F_{linear}(\delta, v_{pen}) + F_{variable}(\delta, v_{pen}) \quad (C - 1)$$

Où :

-  $\delta$  : Profondeur de pénétration [mm]

-  $v_{pen}$  : Vitesse de pénétration [mm/s]

1. La théorie de Hertz,  $F_{Hertzian}$  est définie par rapport aux matériaux des solides et la géométrie du contact spécifié :

$$F_{Hertzian}(\delta, v_{pen}) = |\delta|^{1.5} K_{st} sgn(\delta) \quad (C - 2)$$

Où :

$$K_{st} = K \left( 1 - \frac{1 - e^2}{1 + e^2} \tanh\left(\frac{2.5v_{pen}}{v_e}\right) \right) \quad (C - 2.1)$$

$$K = \left( \frac{\sqrt{|K_D|}}{\lambda^{1.5} C_E} \right) \quad (C - 2.1.1)$$

$$K_D = 1.5 \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R'_2} \right) \quad (C - 2.1.1.1)$$

$$C_E = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (C - 2.1.1.2)$$

$$\lambda = 0.75(1 - |\cos\theta|^{2.17657})^{0.24586} \quad (C - 2.1.1.3)$$

$$\cos\theta = \frac{K_D}{1.5} \sqrt{\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2}\right)^2 + 2\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1}\right)\left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2}\right)\cos\phi} \quad (C - 2.1.1.3.1)$$

-  $e$  : Amortissement [N. s/mm]

-  $v_e$  : Vitesse de transition [mm/s]

-  $E_1, E_2$  : Module d'Young [MPa] ; -  $\nu_1, \nu_2$  : Coef. de Poisson

-  $R_1, R'_1, R_2, R'_2$  : Rayon de courbure des contacts selon la théorie de Hertz [mm]

2. La force de contact linéaire,  $F_{linear}$  peut être définie comme un système masse-ressort-amortisseur :

$$F_{linear}(\delta, v_{pen}) = k\delta + cv_{pen} \quad (C - 3)$$

Où :

-  $k$  : Rigidité spécifiée [N/mm]

-  $c$  : Coef. d'amortissement spécifié [N. s/mm]

3. La force variable,  $F_{variable}$ , dont tous les paramètres sont des fonctions/courbes définies par l'utilisateur :

$$F_{variable}(\delta, v_{pen}) = k(\delta) + c(v_{pen}) \quad (C - 4)$$

## Les recommandations de SimCenter

La documentation de Simcenter ne donne pas énormément d'informations sur l'impact des différents paramètres sur le comportement des contacts. Cependant, elle donne des tableaux de valeurs de base pour les différents paramètres pour différents couples de matériaux. De plus, l'utilisateur est convié à faire des tests d'impact dans son laboratoire pour affiner la modélisation.

Ils conseillent essentiellement de chercher à valider deux aspects qui peuvent venir changer toute la simulation :

La vitesse de transition : Il est conseillé de viser à ressembler le plus à la courbe bleue lors d'un impact (Figure C - 1)

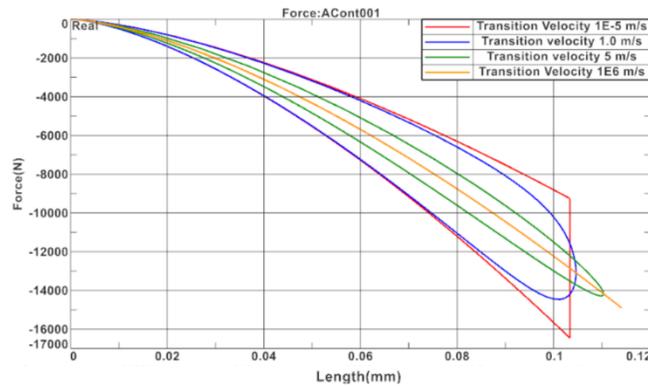


Figure C - 1: Effet de la vitesse de transition (Documentation Simcenter)

Le coefficient de restitution : Ici, il s'agit plus d'un paramètre nécessitant des essais en laboratoire ou un œil expert pour le caractériser (Figure C - 2)

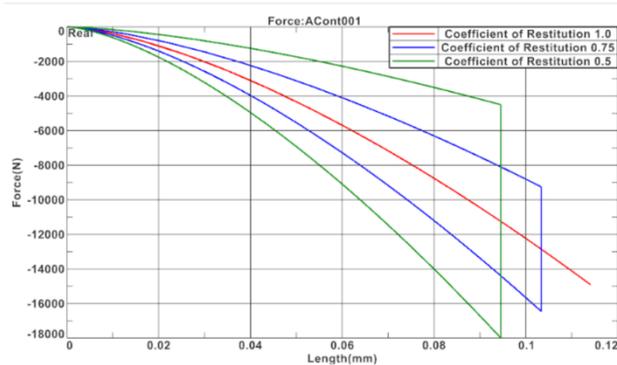


Figure C - 2: Effet du coefficient de restitution (Documentation Simcenter)

$Length = \delta$ : pénétration

## Méthode de validation des contacts :

Comme proposé par le support de Simcenter, les contacts seront étudiés de la façon suivante :

- On effectuera le test de rebond d'une sphère lâchée sur un plan (sphère-extrusion)
- Les matériaux appliqués aux deux éléments seront les mêmes que sur le modèle final (aluminium, acier, PVC, caoutchouc)
- La dimension de la sphère sera la même que pour le contact entre la courroie et les flasques
- L'essai réalisé sera un impact (chute libre du plus petit élément sur le plus grand)

Un tableau des paramètres testés et leurs valeurs est fourni à la fin de cette annexe.

## Résultats

On observera l'effort en fonction de la pénétration pour différents paramètres (vitesse de transition, coefficient de restitution)

### 1. Influence du coefficient de restitution :

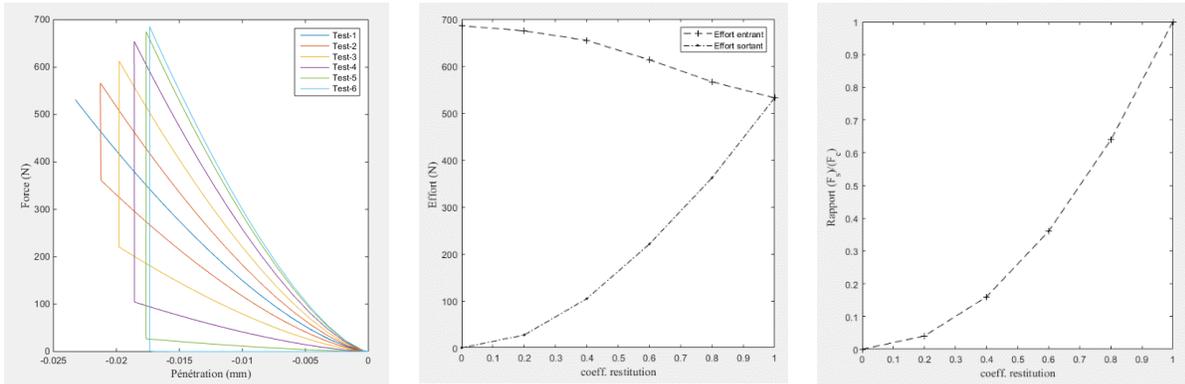


Figure C - 3: Effort de contact en fonction de la pénétration du contact

On constate l'impact du coefficient de restitution sur la valeur des efforts entrants et sortants pour un même impact (Figure C - 3). Si pour un coefficient unitaire, la restitution est totale (Test1), pour des valeurs inférieures, nous remarquons que les efforts entrants sont plus grands et les efforts sortants plus petits mais pas selon la relation linéaire  $F_s = \text{coeff. restitution} * F_e$ .

(Influence l'énergie ou la puissance restituée, mais ce n'est pas mentionné dans la documentation de Simcenter)

### 2. Influence du coefficient d'amortissement

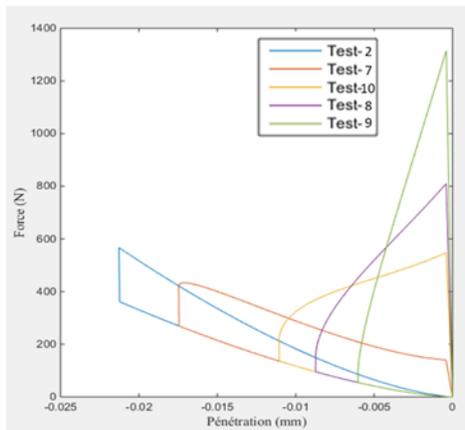


Figure C - 4: Effort de contact en fonction de la pénétration du contact

Sur la Figure C - 4, nous pouvons voir l'influence de l'amortissement de contact sur les efforts et pénétration de contact. Ainsi, nous constatons que l'amortissement de contact influence le comportement de l'entrée du contact. Plus le paramètre est grand (ici courbe verte, damping = 1 N.s/mm), plus la transition entre l'état d'entrée et l'état de sortie s'effectuera de manière continue et la pénétration maximale diminuera.

### 3. Influence du coefficient de raideur

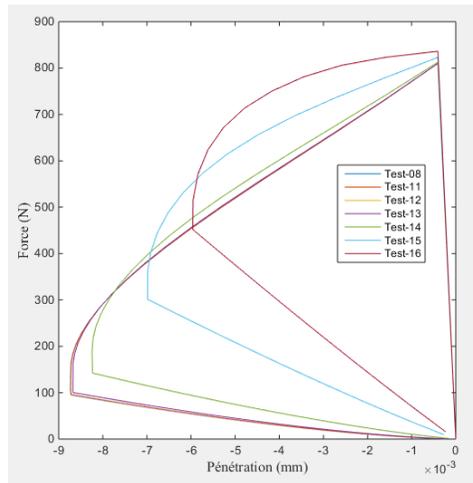


Figure C - 5: Effort de contact en fonction de la pénétration de contact

Ici, on constate que la raideur (Test08  $\rightarrow$  0 N/mm à Test16  $\rightarrow$  66808 N/mm) modifie la profondeur de pénétration maximale de la sphère dans la plaque et le maximum d'effort transmis.

### 4. Influence de la vitesse de transition

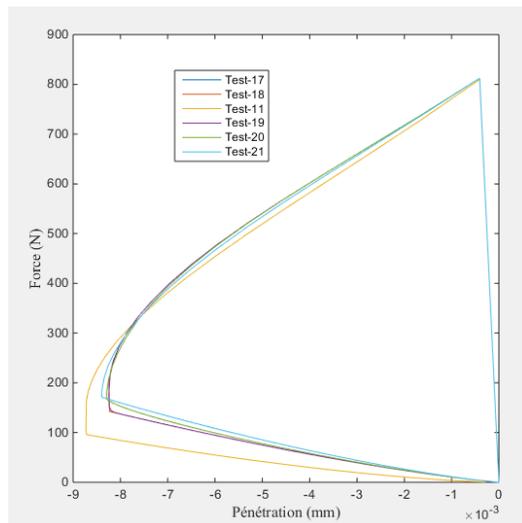


Figure C - 6: Effort de contact en fonction de la pénétration de contact

On note ici (Figure C - 6) que la vitesse de transition va arrondir la transition entre l'arrivée en fin de pénétration et la sortie. On constate que le paramètre le plus approprié est celui du test 20 (vitesse de transition de 1000 mm/s). En dessous, l'arrondi est moins prononcé (test19  $\rightarrow$  100 mm/s) et au-dessus il disparaît (test 21  $\rightarrow$  10000 mm/s).

Le paramètre sera à ajuster une fois les matériaux choisis.

## 5. Influence du paramètre d'interpénétration des deux solides.

Dans la pratique, plus ce paramètre est petit, plus les vitesses relatives entre les deux solides ne doivent pas dépasser cette distance entre deux pas de calculs.

## 6. Influence du matériau

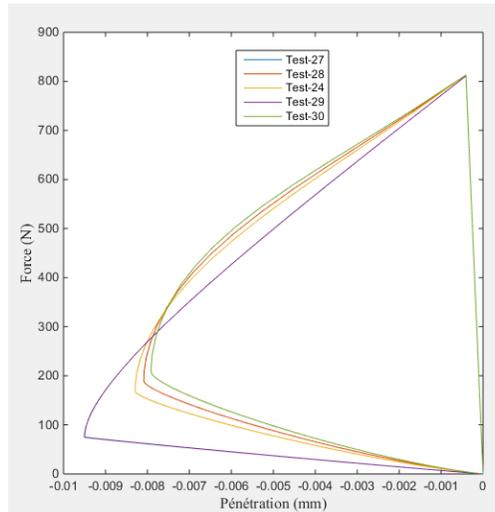


Figure C - 7: Effort de contact en fonction de la pénétration de contact

Sur cet exemple (Figure C - 7), on relève un phénomène important : plus la dureté de la sphère est grande ( $E_{\text{test27}} < \dots < E_{\text{test24}} < \dots < E_{\text{test30}}$ ), plus l'effet de la vitesse de transition se fait ressentir. Inversement, plus le Module d'Young ( $E_{\text{test}}$ ) est petit, moins l'effet de la vitesse de transition est conséquent.

**Remarque :** Non exposé ici, mais il est possible d'utiliser la théorie de Hertz simplifiée si seulement un des matériaux est spécifié. La conséquence n'est visible que sur les matériaux rigides, mais la différence reste négligeable sur ces exemples.

## Conclusion

Pour vérifier le comportement de chaque paramètre proposé par Simcenter pour un contact, j'ai commencé par étudier le comportement du contact en ne spécifiant que le matériau (utilisation seulement la théorie de Hertz).

En ajoutant par la suite le coefficient de restitution, il est possible de modifier les efforts transmis durant l'impact suivant une loi parabolique. L'ajout de l'amortissement permet de modifier l'allure de la pénétration entre les deux éléments. Le paramètre de raideur additionnel permet d'ajuster la profondeur maximale atteinte par le contact.

Le paramètre de profondeur d'interpénétration n'a ici pas d'influence. C'est en revanche une bonne gestion du paramètre de vitesse de transition qui va permettre d'améliorer la sortie du contact (rebond). Celui-ci doit être choisi intelligemment avec le paramètre d'amortissement pour obtenir un aspect de graphique Force (Pénétration) proche de la courbe bleue fournie par Simcenter (Figure C - 1). Cependant, la vitesse de transition dépend des deux matériaux choisis pour les deux

systèmes. En effet, il semble que plus le contact est rigide, plus la vitesse de transition nécessite d'être grande et inversement si le contact est plus souple.

## Validation des contacts réels.

Dans cette partie, je vais essayer de trouver par essais-erreurs les paramètres adéquats pour chaque couple de matériaux des contacts du système CVT.

J'ai néanmoins réalisé que l'impact de la vitesse de transition n'affectait pas beaucoup le comportement des contacts et que  $v_e=100$  mm/s serait une bonne valeur pour tous les contacts.

D'autres articles ont aidé à mieux comprendre l'importance du paramétrage des contacts : [38][45][46]

Plan des tests effectués :

Test contact flasque-PAD							
Tests	Matériau PAD	Matériau flasque	Coefficient de Restitution	Coefficient de Raideur (N/mm)	Coefficient d'Amortissement (N.s/mm)	Vitesse de Transition (mm/s)	Pénétration matériaux (mm)
1	Aluminium 2014	Aluminium 2014	1	0	0	10	1
2	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0.8	0	0	10	1
3	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0.6	0	0	10	1
4	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0.4	0	0	10	1
5	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0.2	0	0	10	1
6	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0	0	0	10	1
7	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0.8	0	0.1	10	1
7(10)	Aluminium 2014	Aluminium 2015	0.8	0	0.4	10	1
8	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0.8	0	0.6	10	1
9	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0.8	0	1	10	1
10	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0.8	0	10	10	1
11	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0.8	66.80875524	0.8	10	1
12	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0.8	668.0875524	0.6	10	1
13	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0.8	33404.37762	0.6	10	1
14	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0.8	6680.875524	0.6	10	1
15	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0.8	33404.37762	0.6	10	1
16	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0.8	66808.75524	0.6	10	1
17	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0.8	6680.875524	0.6	0.1	1
18	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0.8	6680.875524	0.6	1	1
19	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0.8	6680.875524	0.6	100	1
20	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0.8	6680.875524	0.6	1000	1
21	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0.8	6680.875524	0.6	10000	1
22	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0.8	6680.875524	0.6	1000	0.1
23	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0.8	6680.875524	0.6	1000	0.25
24	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0.8	6680.875524	0.6	1000	0.5
25	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0.8	6680.875524	0.6	1000	0.75
26	Aluminium 2014	Aluminium 2014	0.8	6680.875524	0.6	1000	2.5
27	Epoxy	Aluminium 2014	0.8	6680.875524	0.6	1000	0.5
28	Iron_40	Aluminium 2014	0.8	6680.875524	0.6	1000	0.5
29	PVC	Aluminium 2014	0.8	6680.875524	0.6	1000	0.5
30	Stell	Aluminium 2014	0.8	6680.875524	0.6	1000	0.5
31	Aluminium 2014	Rien	0.8	6680.875524	0.6	1000	0.5
32	Epoxy	Rien	0.8	6680.875524	0.6	1000	0.5
33	Iron_40	Rien	0.8	6680.875524	0.6	1000	0.5
34	PVC	Rien	0.8	6680.875524	0.6	1000	0.5
35	Stell	Rien	0.8	6680.875524	0.6	1000	0.5
Pour le contact de PAD-Flasque							
36	Matériau PAD	Aluminium 2014	0.8	6680.875524	0.6	1000	0.5
37	Matériau PAD	Aluminium 2015	0.8	16702.18881	0.6	1000	0.5
38	Matériau PAD	Aluminium 2016		33404.37762	0.6	1000	0.5
39	Matériau PAD	Aluminium 2017		50106.56643	0.6	1000	0.5
40	Matériau PAD	Aluminium 2018	0.8	125266.4161	0.6	10	0.5
41	Matériau PAD	Aluminium 2019	1.8	313166.0402	1.6	100	0.5
42	Matériau PAD	Aluminium 2020	2.8	782915.1005	2.6	10000	0.5

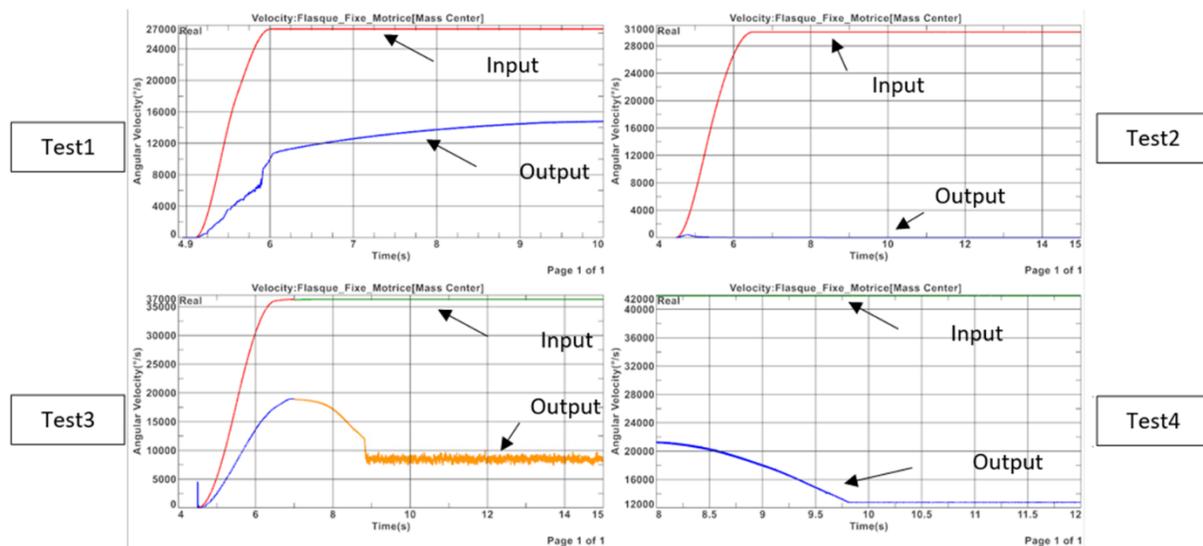
Tableau C-1 : Plan de tests des contacts dans Simcenter

# Annexe D - Ajustement du comportement du modèle MBD de la CVT

Comme El Medhi l'avait stipulé dans l'une de ses présentations, son banc de test doit faire face à quelques complications. Par exemple, lorsqu'il tente d'imposer une vitesse motrice supérieure à 6000 RPM, les « Rave Valves » se déclenchent. Il rencontre aussi des problèmes quand il étudie le comportement de la CVT pour des vitesses de sortie de la poulie réceptrice faibles pour des hauts RPM moteur (exemple de couple vitesse moteur et récepteur : (6000 RPM/3000 RPM), (7000 RPM/3000 RPM)).

Ces mêmes problèmes apparaissent pour le modèle simulé de la CVT. Ainsi, une fois que la méthodologie et la robustesse du modèle MBD ont été établies, il a été nécessaire de travailler sur la justesse des résultats et surtout de remédier aux problèmes des hauts RPM moteurs ainsi qu'aux essais de fortes vitesses motrices et faibles vitesses réceptrices.

## Observations sur le comportement de la CVT.



Test	Valeur test expérimental			
	RPM_Mot (deg/s)	RPM_Mot (rev/min)	RPM_Out (deg/s)	RPM_Out (rev/min)
1	26525,4	4420,9	17007	2834,5
2	30026,4	5004,4	18010,2	3001,7
3	36271,2	6045,2	17977,2	2996,2
4	41513,4	6918,9	17929,8	2988,3

Figure D - 1: Comportement du modèle MBD de la CVT pour 4 Tests

### Remarque Test1 :

C'est le test témoin pour évaluer l'impact des différents paramètres sur l'amélioration du modèle et sa convergence.

De plus, il va permettre de commencer à ajuster certains paramètres pour améliorer la justesse qui, à cette étape, est de l'ordre de 18 % d'erreur.

Remarque Test2 :

Dans ce test, on peut constater que la courroie entraîne la poulie réceptrice pendant un moment, puis plus, comme s'il y avait du glissement. Ce glissement qui est d'autant plus visible dans les tests 3 et 4.

Remarque Test3-4 :

Comme pour le test 2, la poulie motrice entraîne la poulie réceptrice par le biais de la courroie, mais à un certain point, la courroie décroche (glisse, résonance - Figure D - 2).

Plusieurs paramètres sont suspectés, : le coefficient de frottements entre les flasques et la courroie, les efforts de pincement de la poulie motrice ou encore le comportement de la poulie réceptrice.

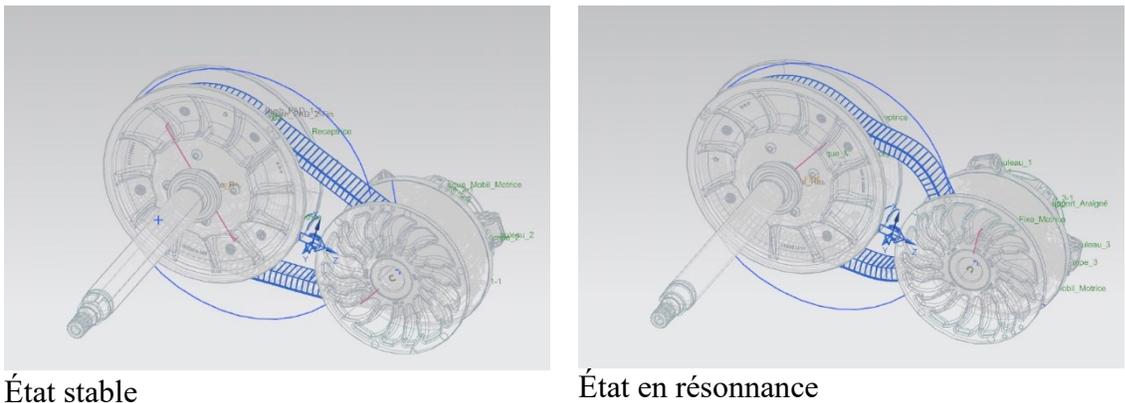


Figure D - 2: Vibration de la courroie

Le coefficient de frottements

Dans cette partie, nous allons voir l'influence du coefficient de friction sur le comportement dynamique de la CVT.

Dans la documentation de Simcenter [47], on peut trouver les informations suivantes concernant les efforts générés par le coeff. de friction (au niveau des contacts) et le calcul de ce coefficient.

De base, Simcenter calcule le coeff. de friction tel que :

$$\mu_{act} = \mu_{nom} \tanh\left(2.5 \frac{V_t}{V_e}\right) \tag{E - 1}$$

Où :

$\mu_{nom}$  : Coeff. de friction spécifié dans la commande de SimCenter

$V_t$  : Vitesse tangentielle entre les deux objets  $[\frac{m}{s}]$

$V_e$  : Vitesse de transition  $[\frac{m}{s}]$

Ainsi, les efforts de friction (tangentiels) sont calculés par la fonction :

$$F_f = \mu_{act} F_n \quad (E - 2)$$

$F_f$  : Effort de friction [N];  $F_n$  : Effort normal [N]

De même, Simcenter note que l'utilisation de cette fonction pour calculer le coeff. de friction peut entraîner du bruit/instabilités au niveau des contacts. Pour contrer cela, il préconise l'utilisation d'une fonction définie par l'utilisateur basée sur la courbe idéale (Figure D - 3.a). Cependant, cette courbe ne peut pas être interprétée par Simcenter. C'est pourquoi une approximation est aussi proposée (Figure D - 3.b).

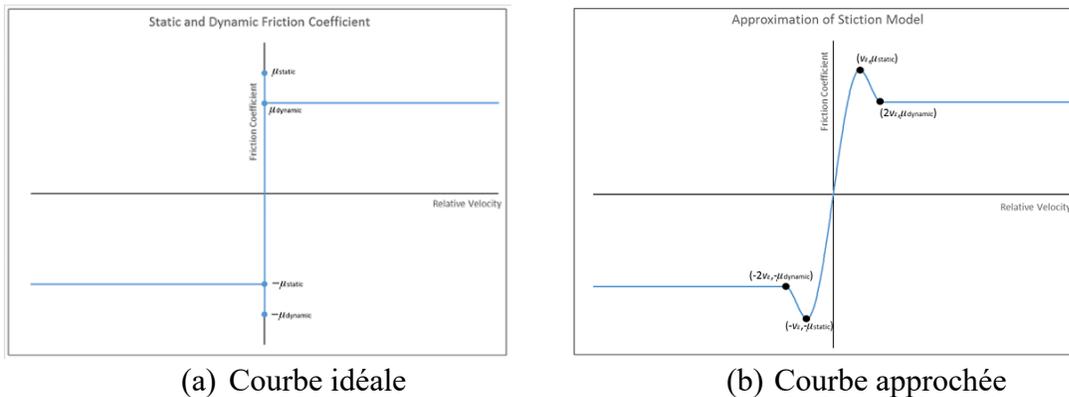


Figure D - 3: Modèle de friction

### Tests du modèle de friction de base de Simcenter

Dans ces premiers tests, le modèle par défaut du calcul du coeff. de friction fourni par Simcenter est utilisé. Si nécessaire, la mise en place d'un modèle plus complexe de friction sera réalisée. Ainsi, nous obtenons les résultats suivants.

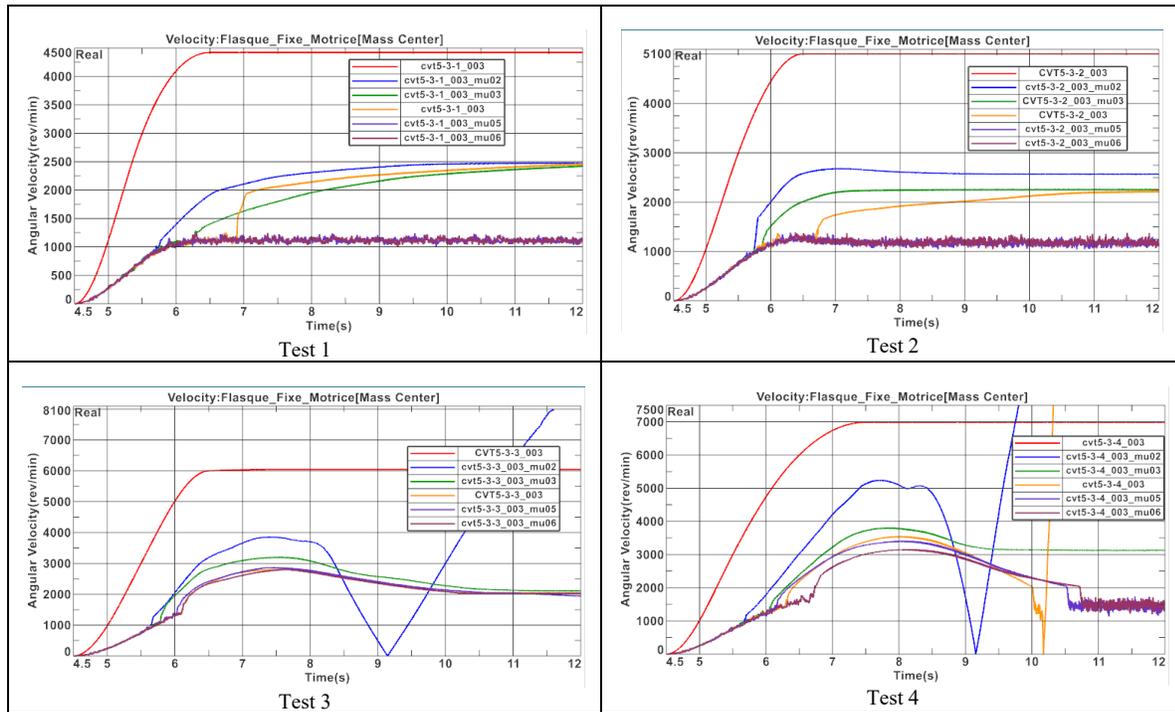


Figure D - 4: Influence du coefficient de friction sur le comportement dynamique du modèle MBD de la CVT

Comme le montrent les tests 1, 2 et 4 de la Figure D - 4, si le coeff. de friction est supérieur à 0.5, le comportement dynamique de la CVT entre dans un état instable.

De même, les tests 3 et 4 montrent que si le coeff. de friction est inférieur à 0.3, le comportement de la CVT diverge.

Ainsi, des quatre tests, on en conclut que plus le coeff. de friction diminue (de 0.4 à 0.3), plus la vitesse de la poulie réceptrice augmente.

Un autre élément à constater est que plus le coeff. de friction diminue, plus la vitesse augmente de manière continue. Lors de l'animation du système, on comprend que les brins de la courroie entrent en résonance et donc accélèrent le processus de passage de ratio (comportement proche de la Figure D - 2).

## Le comportement de la poulie motrice

L'ouverture entre les flasques de la poulie motrice étant le comportement que nous cherchons à modéliser, deux facteurs sont à prendre en compte. D'un côté, le comportement des différents contacts (ce comportement ayant déjà été investigué à l'annexe C) et d'un autre, les caractéristiques mécaniques du ressort de rappel (étudié ici).

En diminuant la raideur du ressort, on s'attend à ce que la poulie motrice se ferme plus. Pour un même effort axial, le ressort s'allonge plus permettant ainsi de rapprocher les

deux flasques (augmentation de la vitesse de la poulie réceptrice). L'inverse est attendu si l'on augmente la raideur de rappel.

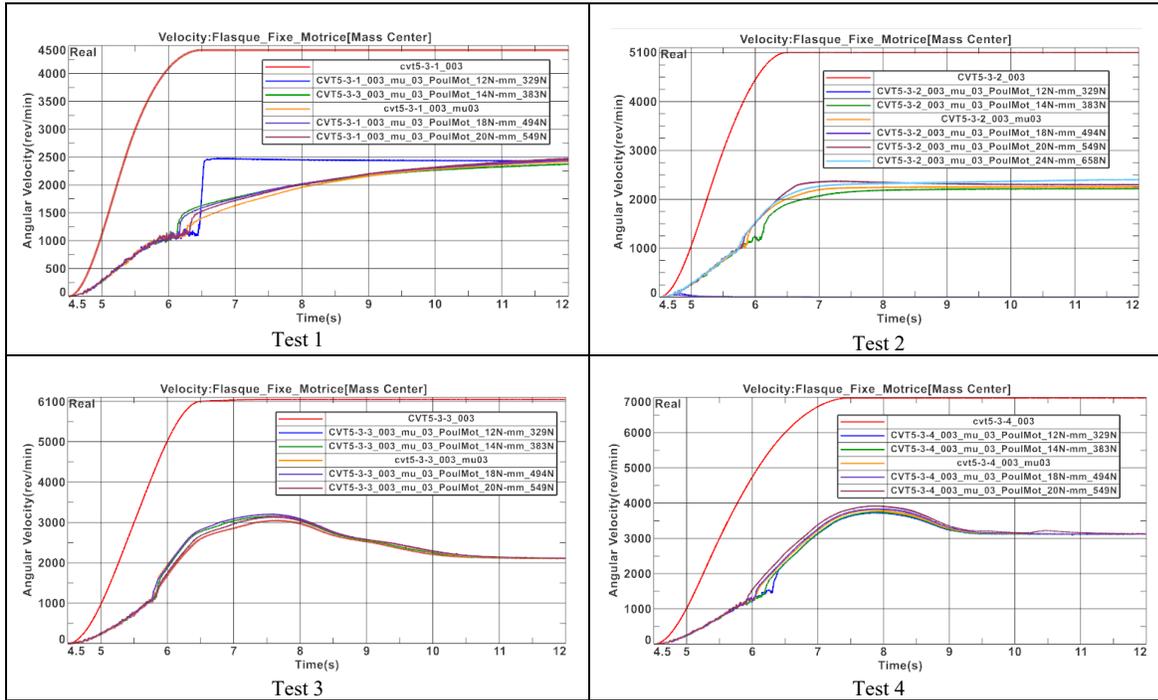


Figure D - 5: Influence de la raideur du ressort de rappel de la poulie motrice sur le comportement dynamique du modèle MBD de la CVT

D'après les résultats des quatre tests (Figure D - 5), le comportement réel de la CVT lorsque l'on diminue ou augmente la raideur du ressort de rappel est l'inverse de ce qui était attendu. Ainsi, si l'on augmente cette raideur, il est possible d'augmenter la vitesse de la poulie réceptrice.

### Le comportement de la poulie réceptrice

On reprend comme référence le comportement de la CVT pour un coeff. de friction de 0.3. On fixe la raideur du ressort de rappel de la poulie motrice.

Pour le comportement de la poulie réceptrice, en diminuant la raideur de son ressort de rappel, on pense que les flasques se refermeront plus pour un même effort résistant et donc que la vitesse de la poulie réceptrice diminuera (inversement si on augmente la raideur).

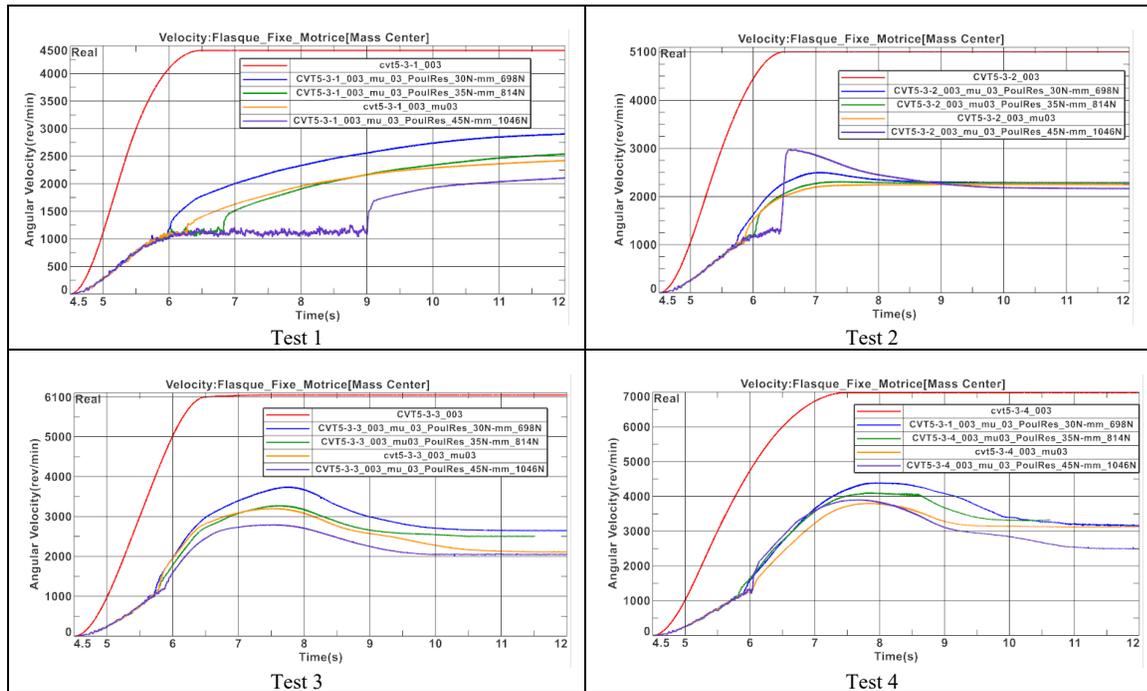


Figure D - 6: Influence de la raideur du ressort de rappel de la poulie réceptrice sur le comportement dynamique du modèle MBD de la CVT

On remarque un fois encore sur la Figure D - 6 que le comportement du modèle MBD est l'inverse de ce qui était attendu. En diminuant la raideur, la vitesse de la poulie motrice augmente.

On peut aussi remarquer sur les tests 1 et 2, et un peu aussi sur le test 4, que lorsque la raideur est augmentée, le début des simulations est erratique, mais finit par se stabiliser. Avec la visualisation, on réalise qu'il s'agit bien du comportement vibratoire de la courroie qui produit cette instabilité. Comme Simcenter le mentionne, cela peut aussi être dû à la définition du coeff. de frottements.

## Conclusion

Après ces différents tests, on peut prendre conscience de l'influence des différents paramètres mécaniques sur la simulation de la CVT.

Je reviens ici sur un point important. La diminution de la raideur des ressorts n'est, selon moi, pas le réel paramètre d'ajustement de la CVT, mais plutôt une conséquence du manque de données sur le montage du banc de test qui a maintenant 2 ans. En effet, je pense que les valeurs de précontrainte sont elles aussi des paramètres à effet. Ne connaissant que les valeurs géométriques concernant les ressorts de précontrainte (nombre de spires, nombre de spires actives, matériaux, dimensions précontraintes), il est nécessaire de garder une vraisemblance physique en faisant varier la précontrainte quand la raideur varie.

De plus, les tests 1 et 2 n'arrivent pas en régime stationnaire au bout de 12 secondes de simulation. Dans la suite du projet, les simulations seront allongées à plus de 15 secondes pour atteindre le régime stationnaire à la fin d'une simulation.

### Plan de tests

Tests différents paramètre						
Tests effectués	Coeff. Friction	Raideur Mot [N/mm]	Précontrainte Mot [N]	Raideur Res [N/mm]	Précontrainte Res [N]	Temps simulé (s)
CVT5-3-1	0,4	16,95	465	38,43	894	12
CVT5-3-2	0,4	16,95	465	38,43	894	12
CVT5-3-3	0,4	16,95	465	38,43	894	12
CVT5-3-4	0,4	16,95	465	38,43	894	12
CVT5-3-1	0,3	16,95	465	38,43	894	12
CVT5-3-2	0,3	16,95	465	38,43	894	12
CVT5-3-3	0,3	16,95	465	38,43	894	12
CVT5-3-4	0,3	16,95	465	38,43	894	12
CVT5-3-1	0,5	16,95	465	38,43	894	12
CVT5-3-2	0,5	16,95	465	38,43	894	12
CVT5-3-3	0,5	16,95	465	38,43	894	12
CVT5-3-4	0,5	16,95	465	38,43	894	12
CVT5-3-1	0,6	16,95	465	38,43	894	12
CVT5-3-2	0,6	16,95	465	38,43	894	12
CVT5-3-3	0,6	16,95	465	38,43	894	12
CVT5-3-4	0,6	16,95	465	38,43	894	12
CVT5-3-1	0,2	16,95	465	38,43	894	12
CVT5-3-2	0,2	16,95	465	38,43	894	12
CVT5-3-3	0,2	16,95	465	38,43	894	11,6
CVT5-3-4	0,2	16,95	465	38,43	894	12
CVT5-3-1	0,35	16,95	465	38,43	894	12
CVT5-3-2	0,35	16,95	465	38,43	894	12
CVT5-3-3	0,35	16,95	465	38,43	894	12
CVT5-3-4	0,35	16,95	465	38,43	894	12
CVT5-3-1	0,3	12	329	38,43	894	12
CVT5-3-2	0,3	12	329	38,43	894	12
CVT5-3-3	0,3	12	329	38,43	894	12
CVT5-3-4	0,3	12	329	38,43	894	12
CVT5-3-1	0,3	14	383	38,43	894	12
CVT5-3-2	0,3	14	383	38,43	894	12
CVT5-3-3	0,3	14	383	38,43	894	12
CVT5-3-4	0,3	14	383	38,43	894	12
CVT5-3-1	0,3	18	494	38,43	894	12
CVT5-3-2	0,3	18	494	38,43	894	12
CVT5-3-3	0,3	18	494	38,43	894	12
CVT5-3-4	0,3	18	494	38,43	894	12
CVT5-3-1	0,3	20	549	38,43	894	12
CVT5-3-2	0,3	20	549	38,43	894	12
CVT5-3-3	0,3	20	549	38,43	894	12
CVT5-3-4	0,3	20	549	38,43	894	12
CVT5-3-1	0,3	24		38,43	894	
CVT5-3-2	0,3	24		38,43	894	12
CVT5-3-3	0,3	24		38,43	894	
CVT5-3-4	0,3	24		38,43	894	
CVT5-3-1	0,3	16,95	465	30	698	12
CVT5-3-2	0,3	16,95	465	30	698	12
CVT5-3-3	0,3	16,95	465	30	698	12
CVT5-3-4	0,3	16,95	465	30	698	12
CVT5-3-1	0,3	16,95	465	35	814	12
CVT5-3-2	0,3	16,95	465	35	814	12
CVT5-3-3	0,3	16,95	465	35	814	11,51
CVT5-3-4	0,3	16,95	465	35	814	10,67
CVT5-3-1	0,3	16,95	465	45	1046	12
CVT5-3-2	0,3	16,95	465	45	1046	12
CVT5-3-3	0,3	16,95	465	45	1046	12
CVT5-3-4	0,3	16,95	465	45	1046	12

Tableau D - 1 : Plan de tests des paramètres physiques de la CVT

Le Tableau D – 1 correspond au plan de tests qui a été utilisé pour étudier l'influence des paramètres physiques de la CVT.

# Annexe E – Calibration/Optimisation – LHS et Cartographie Vs GOA\_Ben

Dans cette partie, je vais expliquer la démarche de calibration (optimisation des paramètres physiques) du modèle MBD de la CVT.

Tout d’abord, il faut définir le problème à optimiser et ensuite la méthode à suivre. Dans les différents documents étudiés, il est toujours mentionné qu’il existe un algorithme d’optimisation pour chaque problème. Il sera donc nécessaire de choisir un algorithme parmi la quantité non négligeable existante.

## Définition du problème

Il est très important de bien poser le problème pour choisir l’algorithme adéquatement, mais aussi pour comprendre les enjeux et correctement le paramétrer. [31][30]

En premier lieu, il est important de définir une fonction ou paramètre de coût que l’on va chercher à minimiser. La grande majorité des algorithmes d’optimisation cherche à minimiser cette fonction coût.

## Le problème

Regardons donc à quoi ressemble le problème. Je cherche à simuler le comportement dynamique d’une CVT de motoneige, et il y a beaucoup de paramètres pour simuler la dynamique de la CVT (Figure E - 1).

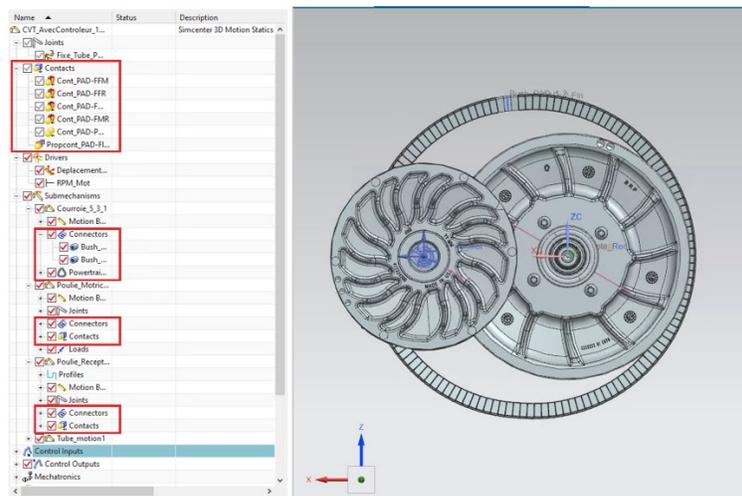


Figure E - 1: Paramètres de simulation

Pour mieux comprendre, chaque paire de couple moteur et récepteur fourni au modèle MBD génère une paire de vitesse de poulie motrice et réceptrice (Figure E - 2).

$$f_{MBD}(C_{mot}, C_{rec}) = (N_{mot}, N_{rec}) \quad (G - 1)$$

$C_{mot}$ : Couple moteur (N. m);  $C_{rec}$ : Couple récepteur (N. m)

$N_{mot}$ : Vitesse de rotation motrice (RPM);  $N_{rec}$ : Vitesse de rotation Réceptrice (RPM)

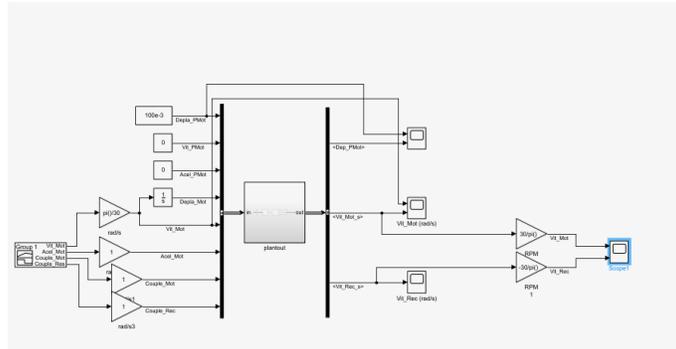


Figure E - 2: Contrôle de la simulation

Que l'on peut transformer en une valeur de ratio  $i$  :

$$f_{MBD}(C_{mot}, C_{rec}) = i \text{ où } i = \frac{N_{mot}}{N_{rec}} \quad (G - 2)$$

$C_{mot}$ : Couple moteur (N. m);  $C_{rec}$ : Couple récepteur (N. m)

$N_{mot}$ : Vitesse de rotation motrice (RPM);  $N_{rec}$ : Vitesse de rotation Réceptrice (RPM)

### Fonction Coût

L'objectif du travail est de faire en sorte que la valeur du ratio obtenue grâce au modèle MBD pour une paire de couple moteur et récepteur soit le plus proche de la valeur obtenue sur le banc de test.

Ainsi, il existe une surface  $i_{exp}(C_{mot}, C_{rec})$  expérimentale continue que je cherche à approcher avec le modèle MBD.

Dans mon cas, je ne possède qu'un nombre fini de valeurs expérimentales de ratio  $i_{exp}$ . On peut écrire la fonction de coût comme la minimisation de l'écart entre les ratios obtenus expérimentalement et par simulation pour une même paire de couple moteur et récepteur en fonction de certains paramètres physiques.

On cherche donc les paramètres  $(x_1, x_2, \dots, x_n)_j$  tels que pour  $k$  valeurs de ratios expérimentales, la moyenne des écarts de ratios pondérée d'un poids soit inférieure à un seuil :

$$\Delta(x_1, x_2, \dots, x_n)_j = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k \alpha^i (i_{exp}^i - i_{MBD,j}^i) = \varepsilon \quad (G - 3)$$

Où :

$j$  correspond aux valeurs du set de variables utilisées pour calculer  $i_{MBD}^i$

L'exposant  $i$  correspond à chaque paire de couple moteur et récepteur dont on possède une valeur de ratio expérimentale

$\alpha^i$  est le poids que l'on veut donner à chaque valeur d'écart de ratio (si l'on cherche à ce que le modèle soit plus précis à hauts RPM  $\alpha^i < 1$  pour les  $i$  correspondant à des bas RPM)

$\varepsilon$  est l'erreur moyenne acceptable (le set de valeur de  $(x_1, x_2, \dots, x_n)_j$  dont le  $\Delta(x_1, x_2, \dots, x_n)_j < \varepsilon$  est considéré comme bon)

**Remarque :** Le problème énoncé jusqu'ici pourrait être considéré comme un exemple typique de problème multi-objectifs : chaque  $\alpha^i(i_{exp}^i - i_{MBD,j}^i)$  pourrait être considéré comme une fonction coût individuelle. Cependant, même s'il existe des algorithmes d'optimisation multi-objectifs, leur application est fastidieuse et complexe, comme l'explique S.Shahzad dans son article Grasshopper optimization algorithm for multi-objective optimization problems [48]. Une solution proposée est de se ramener à une fonction coût comme définie plus haut.

### Choix des paramètres à optimiser

Le modèle MBD de la CVT possède de très nombreux paramètres physiques (coeff. De friction, raideur des contacts, profondeur des contacts, raideur des ressorts, amortissement, ...) qui peuvent influencer son comportement dynamique. Il s'agit donc de définir quels sont, parmi tous les paramètres, ceux que l'on souhaite ajuster.

Dans des précédents rapports, j'ai déjà ajusté et contrôlé le comportement mécanique de la courroie (Annexe A) et les paramètres des différents contacts (Annexe D). Il reste donc les paramètres physiques qui influencent plus largement le comportement simulé de la CVT. Je parle ici des ressorts de précontrainte/rappel des poulies motrice et réceptrice et du coefficient de friction entre les éléments de courroie (PAD) et les flasques des poulies.

J'ai donc choisi de prendre les trois paramètres suivants :

- Raideur du ressort de rappel de la poulie motrice :  $k_{mot} \left( \frac{N}{mm} \right)$
- Raideur du ressort de précontrainte de la poulie motrice :  $k_{rec} \left( \frac{N}{mm} \right)$
- Coefficient de friction :  $\mu$

**Remarque :** Je ne parle pas de l'amortissement des ressorts de précontrainte des poulies, car le personnel expérimenté de mon laboratoire et BE m'ont majoritairement dit : « il est nécessaire d'avoir des données expérimentales (du ressort seul) pour bien les paramétrer ». Ce qui n'est pas mon cas.

De même, d'après Forrester [30], pour vérifier si un paramètre a une réelle influence sur le comportement du modèle, il est important de faire une étude préliminaire paramètre par paramètre. Cependant, il souligne que pour des problèmes où le temps de calculs d'un point est long, cette étape est souvent laissée au jugement de l'ingénieur.

**En résumé**, je possède 6 valeurs de ratio pour 6 paires de couple moteur et récepteur. Ces 6 valeurs sont choisies pour représenter des cas d'utilisation de la motoneige (Tableau E - 1).

Paires de Couples de références				Ratio de références
Couple Mot [N.m]	Couple Rec [N.m]	Vitesse Mot [RPM]	Vitesse Rec [RPM]	Ratio
6.06	-10.84	4397.20	2459.33	1.79
19.78	-32.89	5058.41	3042.15	1.66
49.13	-84.36	6165.79	3591.21	1.72
70.88	-104.45	7243.88	4915.79	1.47
43.48	-74.98	5954.22	3452.48	1.72
67.11	-102.43	6960.22	4559.99	1.53
6.39	-12.93	4420.90	2834.50	1.56
21.72	-39.17	5004.40	3001.70	1.67
45.93	-95.63	6045.20	2996.20	2.02
68.75	-160.17	6987.20	2988.30	2.34

En jaune les valeurs qui représentent des cas d'utilisation courants et extrêmes d'une motoneige

Tableau E - 1: Valeurs des couples expérimentaux

Avec ces six valeurs, je possède les ratios  $i_{exp}^i$  expérimentaux pour les paires de couple  $(C_{mot}, C_{rec})^i$  (pour  $i \in \llbracket 1, 6 \rrbracket$ ). Je contrains alors mon modèle MBD en couple pour chaque paire  $(C_{mot}, C_{rec})^i$  pour un set de paramètres  $(k_{mot}, k_{rec}, \mu)_j$  et je récupère ensuite la réponse  $i_{MBD,j}^i$ . Je peux donc calculer la valeur de la fonction de coût  $\Delta(k_{mot}, k_{rec}, \mu)_j$  et j'obtiens ainsi un point de mon espace de recherche. Il ne reste plus qu'à itérer ces étapes pour tous les autres points.

## HLS et Méta-modèle ou GrassHopper Optimization Algorithm (GOA)

Pour calculer tous ces points, il est conseillé d'avoir une méthodologie pour limiter le temps total de l'étude. Dans cette partie, je vais définir les concepts des objets mathématiques utilisés et la méthodologie de résolution de l'optimisation. Deux schémas de résolution ont été envisagés.

Le premier cas consiste en trois étapes couramment utilisées ces dernières décennies pour résoudre des problèmes d'optimisation. La première étape consiste à bien définir son espace d'optimisation et à bien répartir les points des différentes valeurs de paramètres que l'on souhaite tester (« Mapping »). La deuxième étape consiste en la construction d'une surface ou hyperplan passant par tous les points calculés précédemment. On parle alors de méta-modèle (« Surrogate »). Et enfin, la troisième étape consiste à utiliser un algorithme de recherche de minimum sur le méta-modèle pour en extraire les paramètres optimums.

Le deuxième cas, pour les aventuriers, consiste à directement utiliser un algorithme d'optimisation utilisant plusieurs agents de recherche, pour réaliser la recherche et l'exploitation de solutions optimums simultanément. La catégorie d'algorithme la plus souvent utilisée est la catégorie biomimétique. L'avantage de cette méthode est qu'elle permet d'explorer au fur et à mesure l'espace d'optimisation tout en gardant comme objectif la recherche d'un minimum. Cela n'est pas le cas de la première méthode qui commence par l'acquisition de nombreux points répartis intelligemment avant d'en faire l'exploitation. L'inconvénient majeur de cette méthode est l'incertitude du nombre d'itérations nécessaire, c'est un pari, un risque à prendre.

**En résumé**, la première méthode demande d'abord d'explorer l'espace d'optimisation en réalisant un grand nombre de points selon la taille de l'espace d'optimisation, puis de générer un hyperplan avec les points obtenus. La recherche d'un minimum dans cet hyper plan est ensuite réalisée. La

deuxième méthode, quant à elle, propose de faire l'exploration et l'exploitation de l'espace d'optimisation en même temps. Il est cependant nécessaire de savoir combien d'agents de recherche on souhaite utiliser et si l'on est prêt à prendre un risque sur le nombre d'itérations avant de converger.

### L'espace d'optimisation = L'espace de travail

	Borne inf	Borne sup	Pas	Nombre de valeur
Coeff. Friction	0.3	0.4	0.01	10
Raideur ressort Mot [N/mm]	13	21	0.1	80
Raideur ressort Rec [N/mm]	34	42	0.1	80
Nombre de points				64000

Tableau E - 2: Espace d'optimisation

### SBO – Surrogate Based Optimization

Ici, je vais développer l'aspect plus concret des objets et fonctions mathématiques qui vont permettre de réaliser les trois étapes de l'optimisation.

#### LHS ou comment bien choisir ses points

La première étape est de choisir intelligemment l'ensemble de points que l'on est prêt à calculer. Dans mon cas, un point consomme 8h de calculs, et je suis prêt à mettre 1 mois de calculs (soit 2-3 points par jours 7j/7j), ce qui correspond entre 60 à 90 points. Ce nombre de points devra suffire pour accéder à la deuxième étape (en réalité il en faudrait bien plus).

Il existe plusieurs méthodes de sélections.

- Le « FullFactoriel » consiste à calculer tous les points de l'espace de travail, ou du moins d'en calculer à des intervalles réguliers sur chaque axe, ce qui peut demander beaucoup de points. Dans mon cas, un « FullFactoriel » consisterait à calculer les 64000 points, ou du moins la moitié si on en prend qu'un sur deux sur chaque axe. Mais cela consommerait trop de temps par rapport au 60-90 points. Une autre méthode serait de placer les 60-90 points aléatoirement dans l'espace. Mais comment être sûr que l'allure de l'hyperplan sera bien capturée ? Une solution est la méthode LHS.

Le Latin Hypercubes Sampling ou LHS est une méthode de répartition des points d'acquisition dans l'espace d'optimisation basée sur le Latin Squares (Grille Latine). Pour reprendre l'exemple de Forrester pour une grille de 4x4, le Latin Squares consiste à remplir la grille de 1 à 4 sans qu'une même valeur ne se retrouve deux fois sur une même ligne ou colonne. On le voit bien en regardant l'exemple du 1 en gras (Figure E - 3).

2	<b>1</b>	3	4
3	2	4	<b>1</b>
<b>1</b>	4	2	3
4	3	<b>1</b>	2

Figure E - 3: Exemple 4x4 LHS

Ainsi, en se basant sur ce principe, le Latin Hypercubes Sampling répartit des points dans l'espace de sorte qu'aucun point n'ait deux fois un même paramètre en commun. On peut le comprendre en prenant un espace 3D, comme sur l'exemple de Forrester (Figure E - 4).

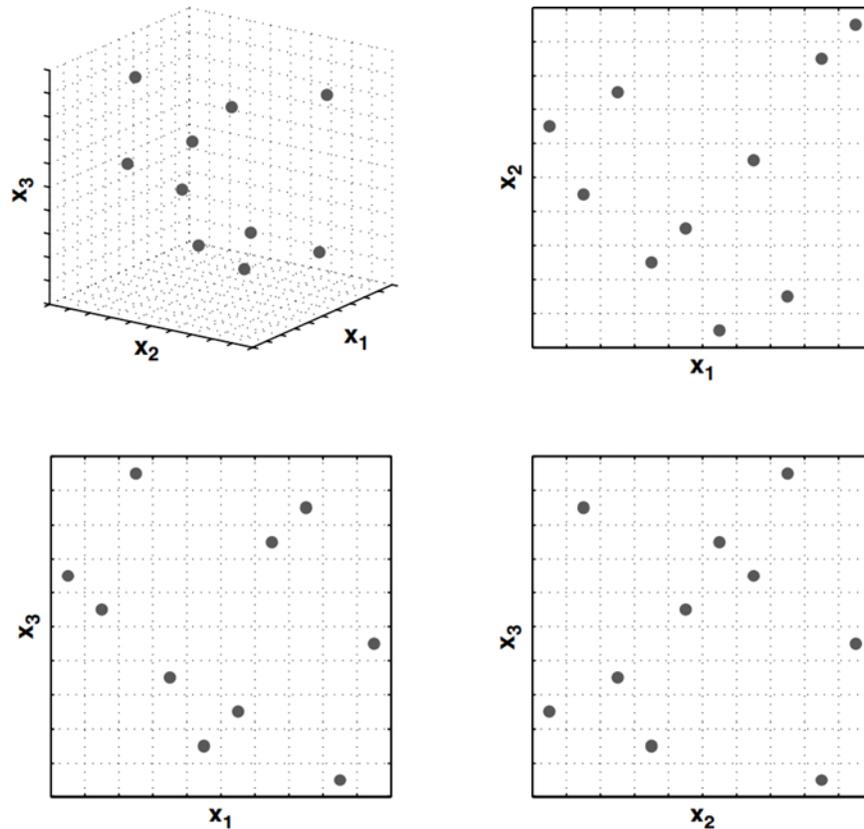


Figure E - 4: Exemple de l'utilisation du LHS sur la répartition des points (exemple de M. Forestier)

On constate sur la Figure E - 4 que les projections des points sur les trois plans de l'espace 3D n'ont jamais un point qui se retrouve sur une même ligne ou colonne. Cela suppose que notre système est discrétisable et que tous les axes sont de même dimension. Cependant, l'auteur de *Engineering Design via Surrogate Modelling* confie qu'il est possible de modifier l'étagage de certains paramètres pour pallier ce problème de dimension.

Il existe un nombre non négligeable d'« Hypercube Latin » pour un même espace, même si Forester et Martins [30][31] donnent des critères de sélection du meilleur basés sur la distance entre points ou entre groupes (Johnson et al. (1990) et Morris and Mitchell (1995)). C'est la « boîte noire » de la fonction Matlab **lhsdesign** qui est utilisée.

### Neural net ou comment générer un hyper plan

Une fois l'ensemble des points obtenu, la deuxième étape consiste à générer un hyper plan solution de tous ces points. Il existe plusieurs formes de solutions, dont la plus basique serait de réaliser une régression polynomiale, si l'impact des paramètres sur le modèle le permet (il faudrait donc réaliser une pré-étude d'optimisation, donc plus de points et plus de temps). Une méthode alternative est l'apprentissage par réseau de neurones (neural net). Elle permet de pallier le manque de temps et d'informations par une plus grande puissance de calculs.

Grâce à cette méthode, il est possible de construire un modèle numérique complet basé sur une quantité finie de points simulés. Cependant, Joaquim R.R.A. Martins met en garde les utilisateurs de ce genre de méthode contre les erreurs introduites par l'aspect numérique et le nombre réduit de points dans son livre Engineering Design Optimization[31]. Pour la suite, l'utilisation d'une suite de fonctions fournies par les toolbox de Matlab vont permettre de réduire certaines des erreurs introduites par la robustesse du code.

Les deux auteurs Alexandre I.J. Forrester et Joaquim R.R.A. Martins expliquent dans leur livre respectif comment s'interprète mathématiquement la génération de ces hyperplans (« surrogate »). Généralement, les points échantillons sont utilisés pour nourrir une fonction (régression linéaire polynomiale ou Kriging par exemple) qui va essayer de générer une fonction passant par tous les points avec une précision définie comme critère d'arrêt. Ainsi, pour faciliter la génération d'un code robuste et fiable, les fonctions **feedforward** et **train** de Matlab seront utilisées.

La première fonction **feedforward** permet de générer une solution et d'initialiser le réseau de neurones à entraîner. La deuxième fonction **train** permet d'ajuster les paramètres internes du réseau de neurones en utilisant un ensemble des points obtenus à la fin de la phase d'échantillonnage (phase LHS). Il est cependant nécessaire de conserver certaines valeurs recueillies après la phase LHS pour vérifier que le modèle corrélé est proche de la réalité simulée. Finalement, l'utilisation de ces deux fonctions permet l'obtention d'un méta-modèle représentant au mieux le comportement dynamique de la CVT.

### GOA

Une fois le méta-modèle obtenu, il est maintenant possible d'effectuer une recherche de minimum grâce à différentes méthodes d'optimisation. La plus courante est l'optimisation par gradient. De nombreux algorithmes biomimétiques existent. Ils sont plus exotiques, mais tout aussi efficaces voir meilleurs pour éviter le piège des minimums locaux auxquels une méthode par gradient échappe rarement.

Par soucis d'originalité, je me suis intéressé à la méthode d'optimisation biomimétique *Grasshopper Optimization Algorithm* développé par Shahrzad Saremi[49]. Son concept est

expliqué dans le paragraphe suivant. Son intérêt est de trouver le minimum global du méta-modèle et par la suite d'affiner le méta-modèle en calculant de nouveaux points autour du minimum trouvé (si le temps le permet).

## GOA – Grasshopper Optimization Algorithm

Dans cette méthode, les points simulés sont donnés à chaque itération de l'algorithme d'optimisation. Ainsi, l'exploration du domaine de travail (64 000 points dans mon problème) et l'exploitation de ces points (simulations des points sélectionnés) sont effectuées en série.

Plus particulièrement, l'algorithme *Grasshopper Optimization Algorithm* (GOA) base sa phase d'exploration sur le comportement des essaims de sauterelles. Elles possèdent naturellement un comportement social dès leur phase larvaire et une fois adulte, peuvent se déplacer sur de très grandes distances pour se regrouper. Les essaims se forment autour de zones de nourriture abondante et si une meilleure zone est trouvée, l'essaim se déplace vers elle. Le comportement naturel des sauterelles à se regrouper autour du milieu le plus riche en nourriture peut être exploité pour concevoir une méthode stochastique biomimétique d'optimisation de problèmes (d'autres algorithmes comme *Particle Swarm Optimization* (PSO), *Genetic Algorithm* (GA), *Flower Pollination Algorithm* (FPA) auraient pu être utilisés mais GOA semble tout aussi capable).

On peut comprendre le choix du comportement des sauterelles pour un algorithme d'optimisation en faisant les parallèles suivants : la position de chaque sauterelle étant donnée par les paramètres à optimiser, la terre à explorer correspond à la fonction de coût, la nourriture à la valeur de cette fonction coût et le comportement social à la méthode de déplacement des sauterelles dans l'espace d'optimisation. C'est sur ces constatations que Shahrzad Saremi a développé GOA dans son article *Grasshopper Optimisation Algorithm: Theory and application*.

La fonction mathématique développée par S.Shahrzad définit le calcul de la position d'une sauterelle (agent – agent de recherche) dans l'espace de recherche.

$$X_i = S_i + G_i + A_i \quad (E - 4)$$

Où :

$X_i$  est la position du i-ème sauterelle

$S_i$  est la partie correspondant au comportement social de la i-ème sauterelle

$G_i$  est le terme de « force de gravité », une constante qui force toutes les sauterelles à forcément bouger dans une direction fixe

$A_i$  est le terme de « vent ». Les sauterelles s'aident naturellement du vent pour se déplacer sur de longues distances, mais le vent peut changer et ne se « contrôle » pas. Ce terme permet d'introduire un déplacement contraint à chaque itération pour toutes les sauterelles.

Maintenant que le principe a été présenté, commençons à détailler chaque terme plus précisément. Nous regarderons comment l'algorithme fonctionne sur un exemple 2D et finalement discuterons des quelques modifications à apporter pour correspondre au problème d'optimisation de la CVT en réalisant des tests de fiabilité sur des cas d'école.

$S_i$  et  $A_i$  – Les termes importants

$S_i$  est le terme social régissant le déplacement de chaque sauterelle les unes par rapport aux autres. Ainsi, S.Shahrzad illustre ce comportement par le schéma suivant (Figure E - 5).

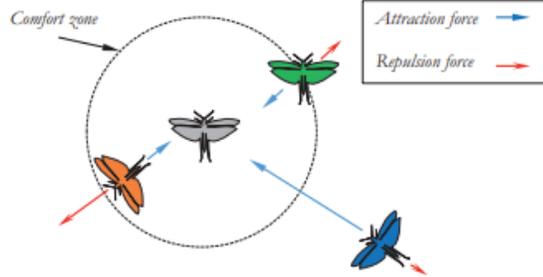


Figure E - 5: Représentation du terme social des sauterelles

Le schéma Figure E - 5 peut être compris comme suit : chaque sauterelle étant sociale, elle a besoin de se rapprocher des autres si elle est trop loin (flèches bleues). Mais pour être sûre qu'elle ait assez d'espace pour se développer, elle ne peut pas tolérer d'être trop proche des autres donc elle s'éloigne (flèches rouges). Il existe une frontière où chaque sauterelle se trouve dans sa zone de confort (cercle noir).

$$S_i = \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^N s(d_{ij}) \hat{d}_{ij} \quad (E - 4)$$

Où

$\hat{d}_{ij} = \frac{x_j - x_i}{d_{ij}}$  est le vecteur unitaire entre le i-ème et j-ème agent

$d_{ij} = |x_j - x_i|$  est la distance entre le i-ème et j-ème agent

$s(r)$  définit le potentiel d'attraction de chaque sauterelle ( $r$  est la distance entre deux sauterelles)(Figure E - 6).

## Exemple de fonction d'attraction $s(r)$

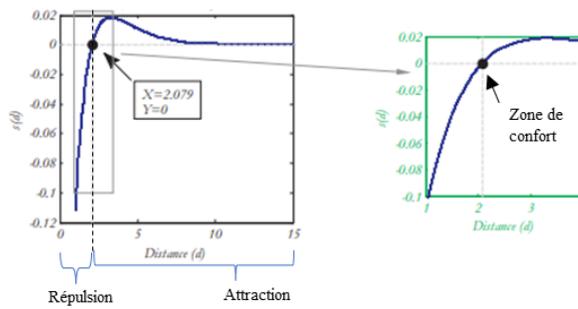
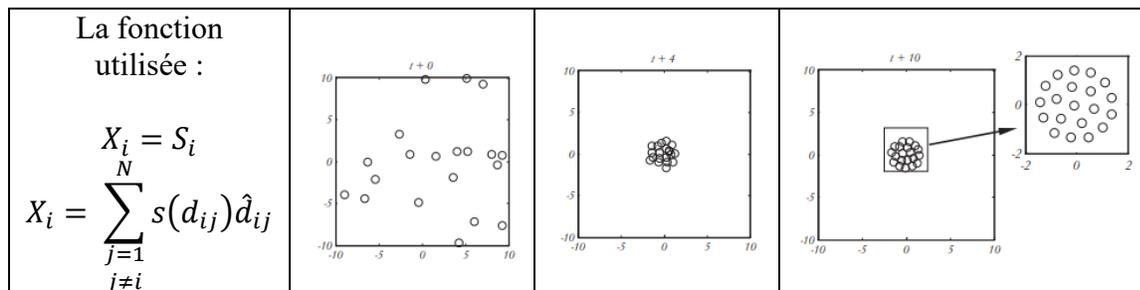


Figure E - 6: Fonction d'attraction définie par S. Shahrzad

Jusque-là, S.Shahrzad montre dans son article que les agents convergent mais de façon trop rapide (les sauterelles atteignent trop vite la zone de confort) et surtout qu'il ne converge pas vers une valeur précise (Figure E - 7).



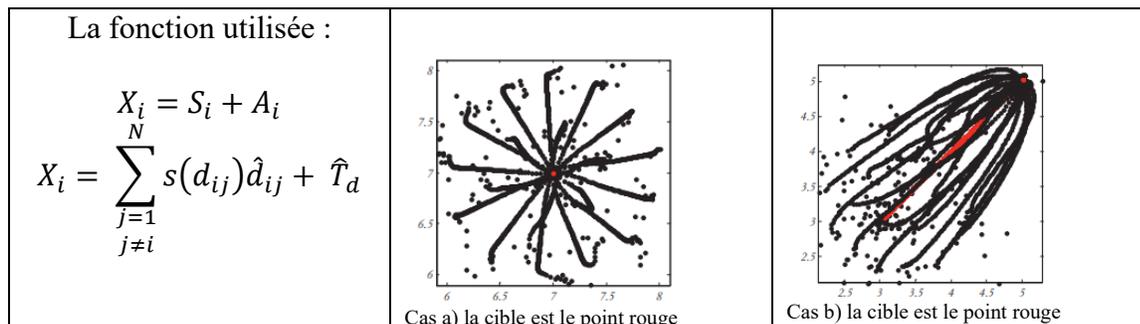
(cas 2D mais l'article illustre aussi un cas 3D)

Figure E - 7: Convergence de l'équation G-4

Il définit donc le terme  $A_i$  (le terme de vent) de la façon suivante : la sauterelle qui aura trouvé la zone avec le plus de nourriture (meilleure valeur de la fonction coût) définira sa position comme la cible de toutes les autres sauterelles. Ainsi, le vent poussera toujours les sauterelles vers la zone où il y a plus de nourriture.

$$A_i = \hat{T}_d \quad (E - 5)$$

Grâce à l'ajout du terme de vent, les sauterelles peuvent converger vers une cible fixe (Figure E - 8 - cas a) mais aussi une cible mobile (Figure E - 8 - cas b).



(cas 2D mais l'article illustre aussi un cas 3D)

Figure E - 8: Convergence de l'équation G-4 avec terme de vent

Finalement, pour pallier le problème de la zone de confort trop grande, un paramètre  $c$  est utilisé. Ce paramètre décroît à chaque itération et vient réduire la zone de confort. La nouvelle équation de recherche des positions des agents se réécrit :

$$X_i^d = c \left( \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^N c * s(|x_j^d - x_i^d|) * \frac{x_j - x_i}{d_{ij}} \right) + \hat{T}_d \quad (E - 6)$$

$X_i^d$  l'exposant  $d$  indique la dimension modifiée

Avec cette équation, S.Shahzad teste des cas d'école de recherche de minimum (Figure E - 9).



Figure E - 9: Tests de validations effectués par S. Shahzad

## Conclusion

Cette méthode s'agit d'un vrai pari. L'utilisation de la méthode SBO (Surrogate-Base Optimization) demande d'avoir une base de points précalculés conséquente pour bien modéliser l'espace d'étude, ce qui est gourmand en temps. Cependant, elle offre par la suite la possibilité d'utiliser tous les types de méthodes de recherche de minimum et d'affiner le méta-modèle au fur et à mesure des vérifications des valeurs obtenues.

Inversement, utiliser directement l'algorithme de recherche de minimum GOA qui effectue la recherche et l'exploitation des points à chaque itération permettrait de sauver du temps selon le critère de recherche (moins de points à calculer). Il n'est néanmoins pas à l'abri de se retrouver bloqué dans un minimum local si trop peu d'agents sont utilisés ou si le problème se révèle multimodal (il ne sera pas possible de s'en rendre compte et de recommencer un test).

Il est possible de fournir les points obtenus par la méthode GOA à la méthode SBO mais l'inverse n'est pas possible. De plus, par précaution, il est préférable d'utiliser la méthode SBO puisque l'espace de travail ne contient que 64000 points, ce qui en fait un petit espace de travail.

# Annexe F - Cosimulation : Mise en place des outils de cosimulation Simcenter-Simulink

Dans ce travail, je vais essayer de comprendre comment fonctionne la cosimulation entre Simcenter et MATLAB Simulink. Le logiciel Simcenter propose des aides pour préparer la cosimulation en amont, comme exécuter les « batch-file » [35].

## L'outil « Mechatronics »

Tout d'abord, Simcenter met à disposition un outil pour faciliter la création de cosimulation. Il s'agit de l'outil « Mechatronics », un outil d'interface de contrôle. Il est possible de concevoir des systèmes de contrôle (basic) directement dans Simcenter (Figure F - 1).

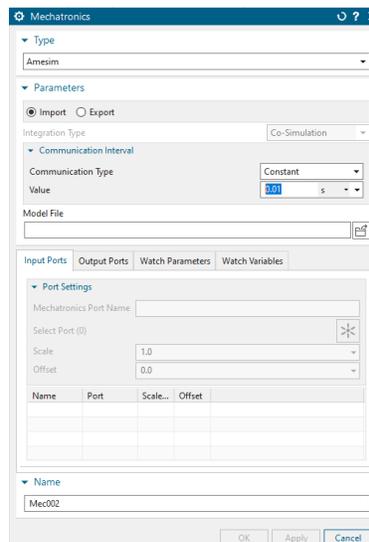


Figure F - 1: Module Mechatronics

Simcenter propose deux façons de gérer la cosimulation, en plus de proposer plusieurs logiciels de développement de contrôleur (Amesim, Simulink, FMI, ...):

- En important le système de contrôle d'un autre logiciel [Import]
- En exportant le modèle MBD sous la forme d'un bloc vers le logiciel de contrôle [Export]

L'outil permet aussi de gérer les différents ports du contrôleur (voir la documentation de Simcenter). Cependant, il a une subtilité importante : les « Input ports » sont les signaux d'entrées du contrôleur (les signaux que l'on veut récupérer de notre modèle MBD) et les « Output ports » sont les signaux de sorties du contrôleur (les signaux de commandes du contrôleur).

Pour le projet, la cosimulation s'est effectuée en exportant le modèle MBD vers Simulink (Type : Simulink ; Paramètres : Export). Dans ce mode il est important de placer le contrôleur (sous Simulink) dans le même dossier que la solution générée par le modèle MBD (le fichier

d'extension .minp de la solution du modèle MBD) ou de spécifier à Simulink où se situe le répertoire de la solution à étudier.

## Mise en place de la cosimulation

Pour le projet, il a été décidé d'effectuer une cosimulation en exportant le modèle MBD vers Simulink (Type : Simulink ; Parameters : Export). Dans cette partie, je vais expliquer comment fonctionne la cosimulation et vérifier si tous les outils utilisés dans le modèle MBD sont supportés. Plus particulièrement les contacts, le « Discrete Drivetrain », les « Restart » et les variables d'entrées et sorties ont déjà posé des problèmes dans la création du modèle avant la cosimulation.

### Les contacts et types d'excitations

Dans le modèle MBD actuel, les deux types de contacts proposés par Simcenter sont utilisés : les contacts 3D (« 3D contact ») et les contacts analytiques (« Analytical Contact »). Pour vérifier que la cosimulation fonctionne, un exercice d'apprentissage de l'utilisation de Simcenter va être réalisé.

Cet exercice consiste à faire glisser un cube sur une surface plan. Pour mettre en place la cosimulation, une force d'excitation est générée sur Simulink (« Output Ports ») et le déplacement 3D est récupéré pour être observé dans Simulink (« Input Ports »).

### Contact 3D

Pour le premier test, un seul effort selon l'axe Y est appliqué sur le cube (Figure F - 2). Le déplacement récupéré est la composante sur l'axe Y par rapport au centre de la plaque (le cube étant à l'origine).

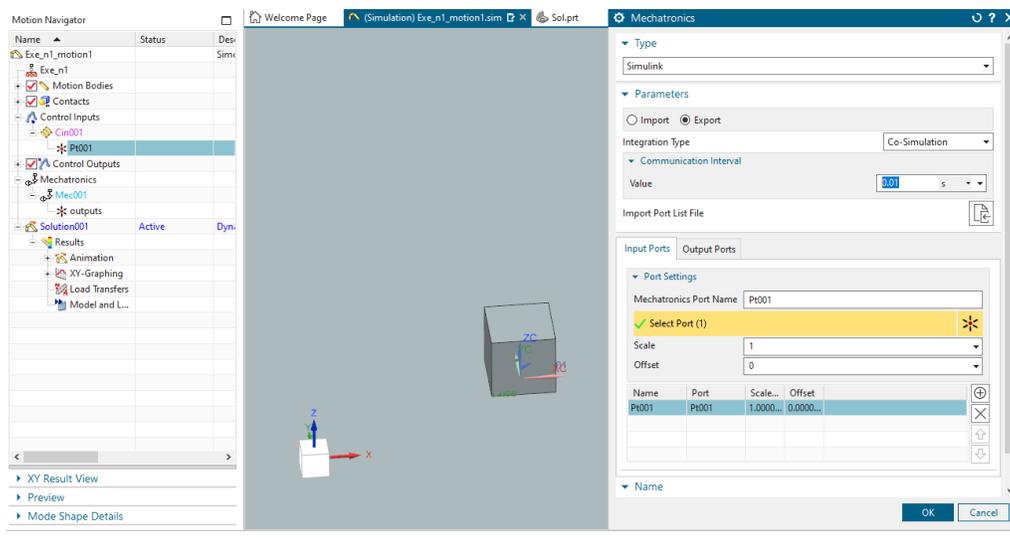


Figure F - 2: 1<sup>er</sup> exemple de cosimulation

Le premier problème rencontré provient de la génération du fichier plantout.m normalement généré par Simcenter. Dans mon cas, l'erreur venait du chemin d'accès vers le modèle MBD. MATLAB impose une typographie des répertoires de travail et chemins d'accès stricte : ils ne peuvent contenir ni caractères spéciaux, ni espace blanc, point ou accent. De plus, le fichier contenant le contrôleur doit se trouver dans le même répertoire que le fichier de simulation et que le fichier plantout.m.

Le deuxième problème rencontré résulte de Simulink qui ne charge pas toutes les Toolbox pour supporter la cosimulation. Ce problème est en partie dû à la procédure d'initialisation. Simcenter demande de copier-coller quatre fichiers d'extension .dll de son dossier MECH vers le dossier bin/win64 de MATLAB. En ne transférant pas ces fichiers, la cosimulation ne peut pas être lancée sans encombre.

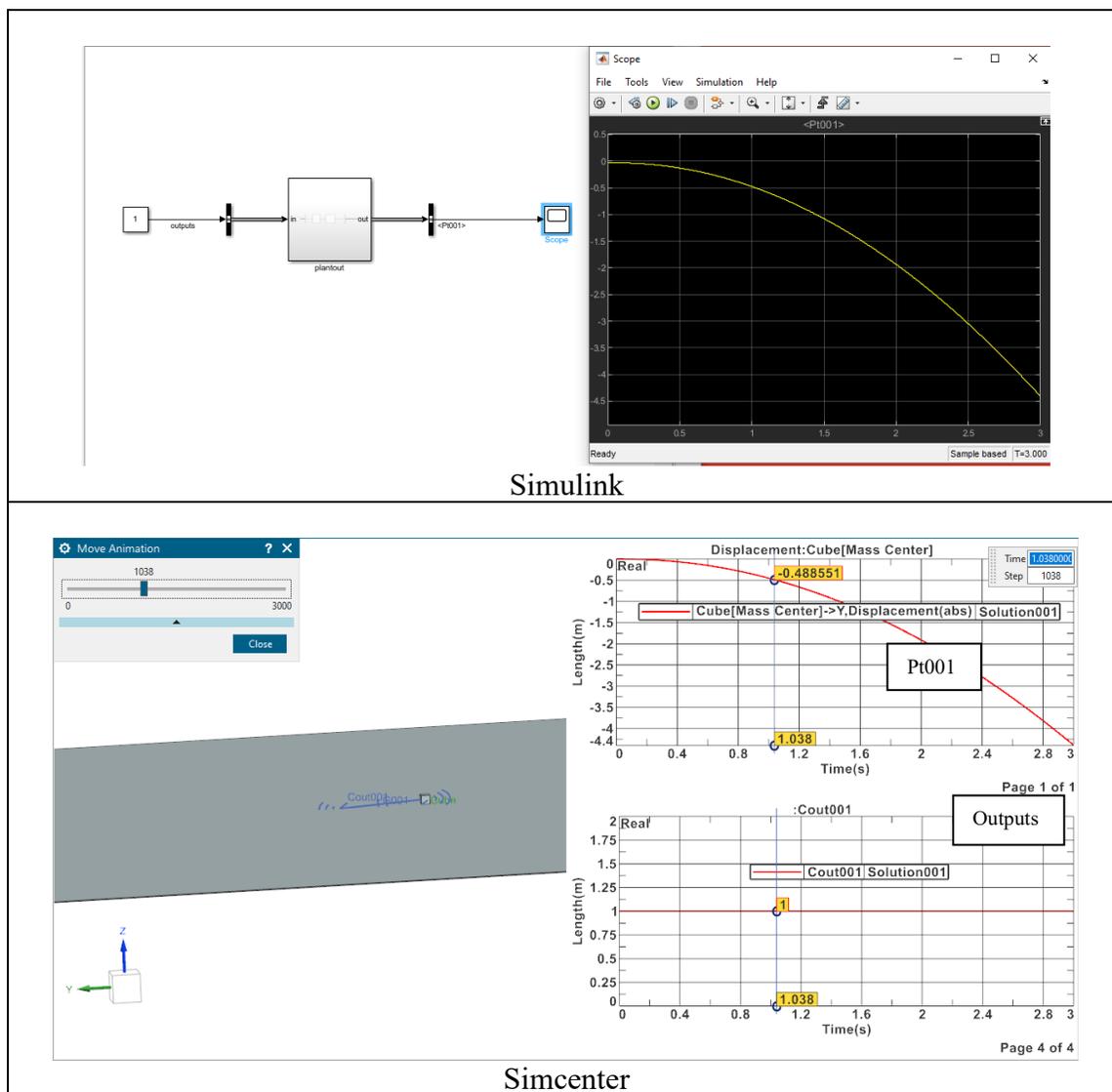


Figure F - 3: Résultat du 1<sup>er</sup> exemple

De cet exemple (Figure F - 3), on peut conclure que la simulation des contacts 3D est supportée et que les résultats montrés par Simcenter et Simulink sont identiques. Cependant, on notera que la

dimension physique des données fournies par Simulink n'est pas reconnue. Ici, Simcenter applique une force de 1 Newton provenant de Simulink sous la forme d'une valeur sans dimension puisqu'il le labellise en mètre.

### Types d'excitations

A présent, rajoutons plusieurs entrées (forces selon X et Z) et sorties (déplacements selon X et Z). Il est important de « Solve » le modèle MBD à chaque modification de ce modèle pour que le fichier plantout.m soit mis à jour. Dans MATLAB, il est aussi important de « run » ce même fichier pour le mettre à jour dans le schéma bloc de Simulink.

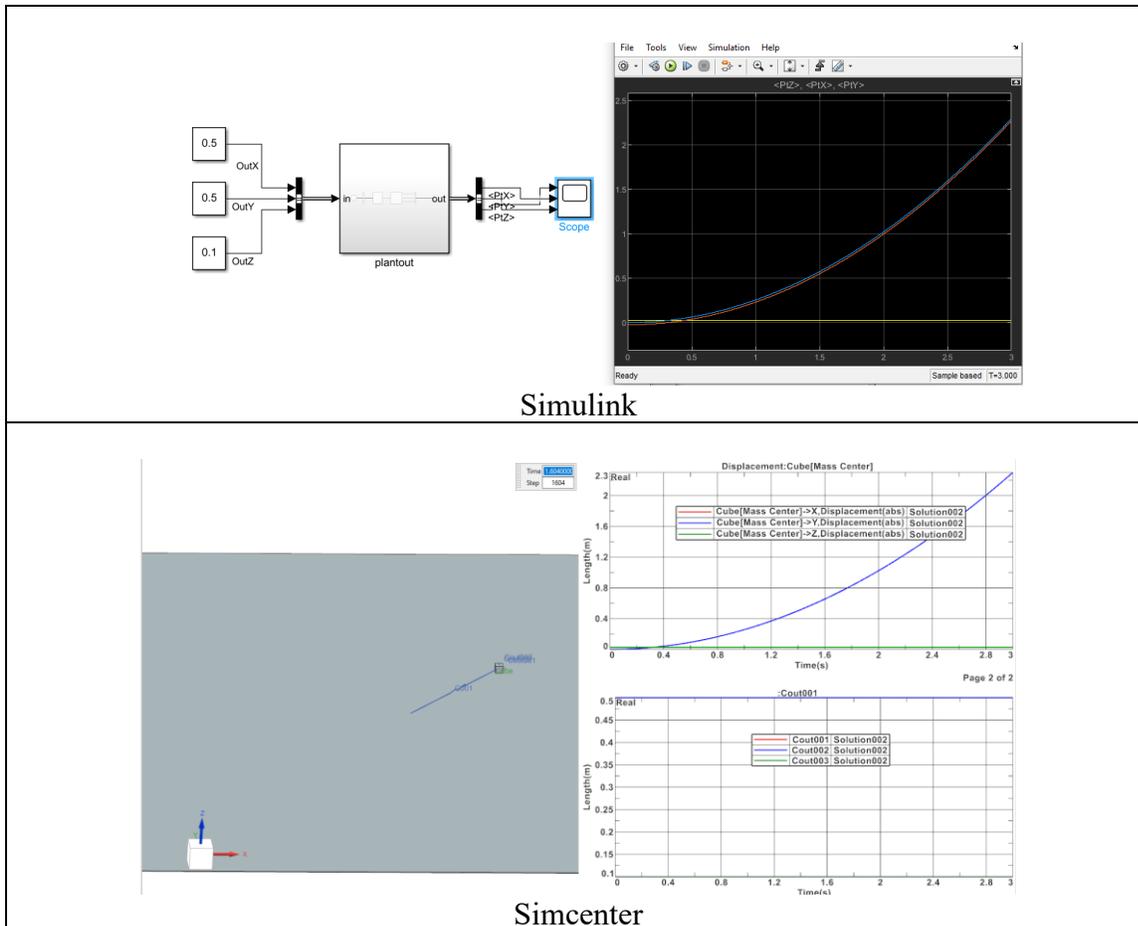
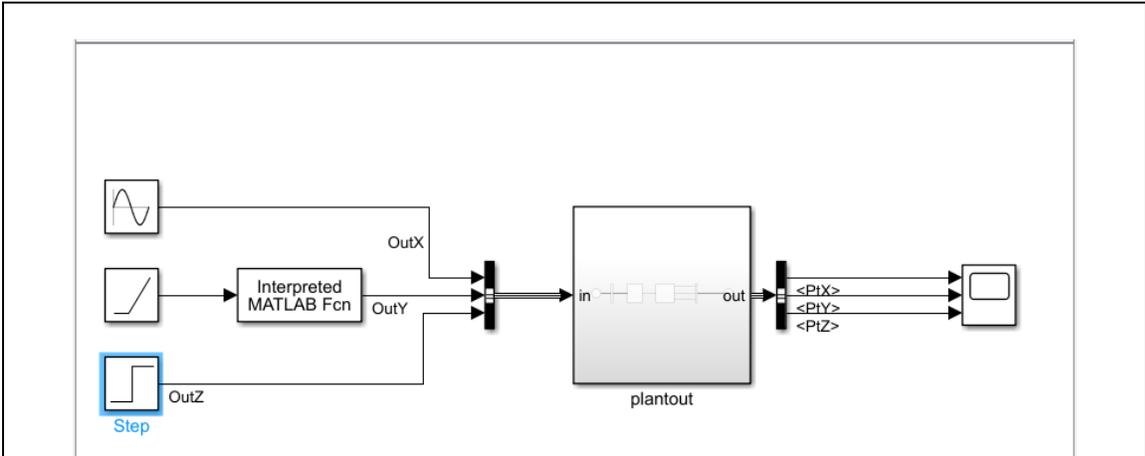


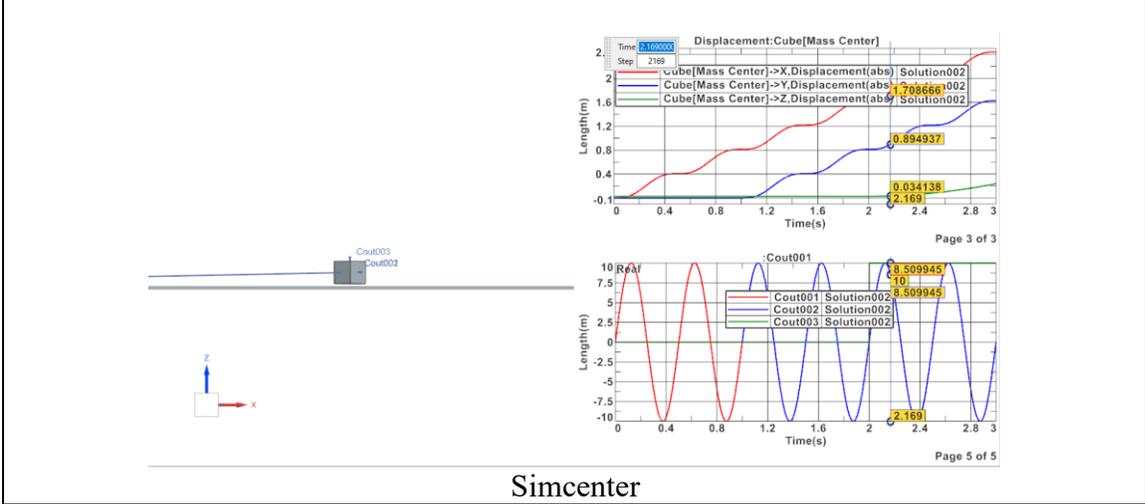
Figure F - 4 : 2<sup>ème</sup> exemple

Maintenant que la simulation avec plusieurs entrées et sorties a été validée (Figure F - 4), il est possible de vérifier si tous les types de signaux d'entrées peuvent être utilisés. Dans le projet, j'utilise des classeurs Excel pour générer mes commandes. Avec MATLAB, je vais pouvoir générer des signaux grâce aux blocs signaux (échelon, rampe, saturation), mais aussi grâce à des fonctions définies extérieurement dans des fichiers d'extension .m .



Simulink

OutX est une sinusoïde de fréquence 10 Hz qui débute dès le début de la simulation  
 OutY est une sinusoïde de fréquence 10 Hz qui commence à 1 seconde de simulation définie dans un fichier .m  
 OutZ est une impulsion qui a lieu à 2 secondes de simulation et qui décolle le cube du sol



Simcenter

Figure F - 5: Test avec 3 types d'entrées

On observe sur la Figure F - 5 que les 3 types d'entrées ont été acceptés.

## Contacts analytiques

On vérifie que les contacts analytiques sont aussi acceptés par la cosimulation.

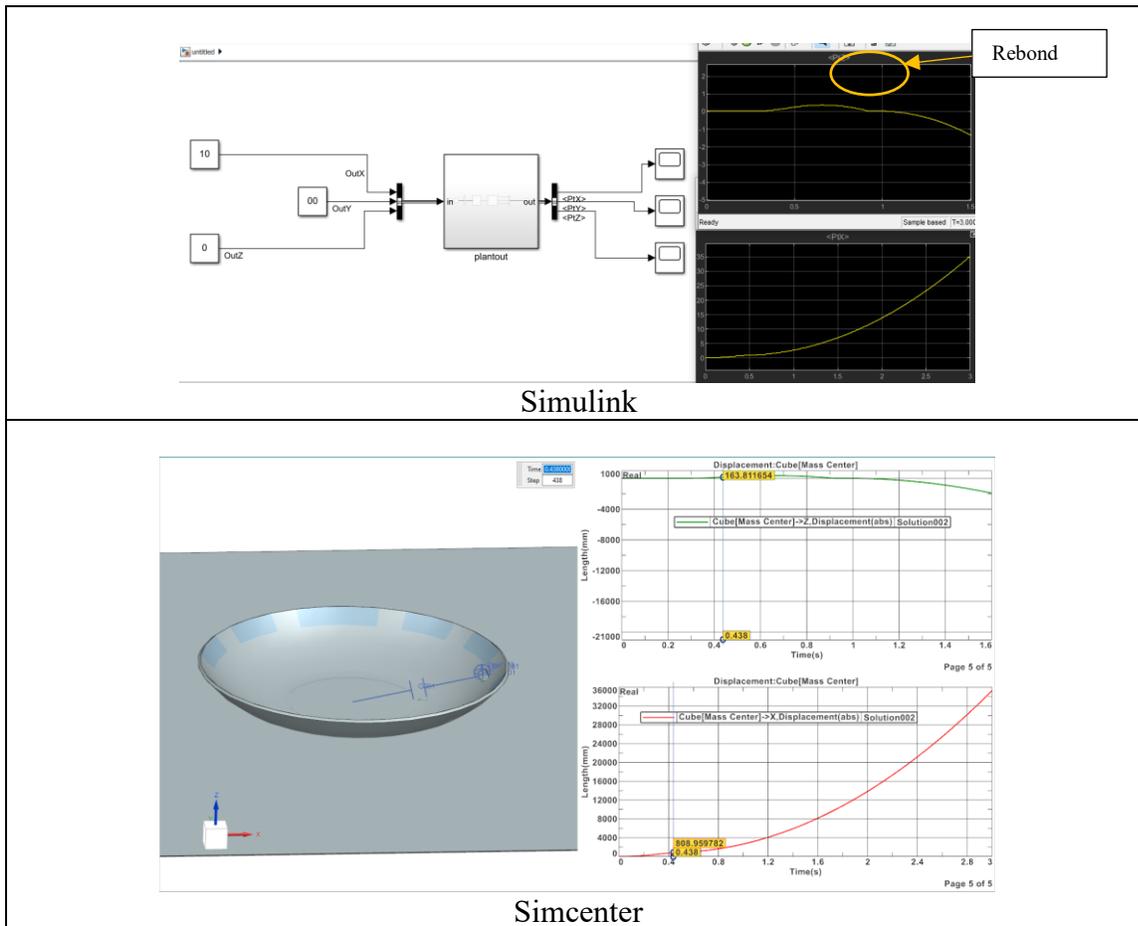


Figure F - 6: 3<sup>ème</sup> exemple

Dans cette simulation, le cube est poussé par une force sur la direction X. On constate que le contact analytique sur la paroi du bol est bien présent et qu'il y a un rebond lorsque le cube sort et tombe sur le sol (Figure F - 6).

## Le système courroie (Discrete Drivetrain ) et « Restart »

Dans cette partie, nous allons voir si l'option « Discrete Drivetrain » est supportée par la cosimulation, mais surtout si le fichier « Restart » est utilisé pour tendre la courroie.

## Discrete Drivetrain

Dans ce premier exemple, une courroie à la géométrie proche de celle utilisée par le modèle MBD de la CVT est employée. On cherche à appliquer une vitesse de rotation sur la poulie motrice et à récupérer la vitesse de rotation de la poulie réceptrice.

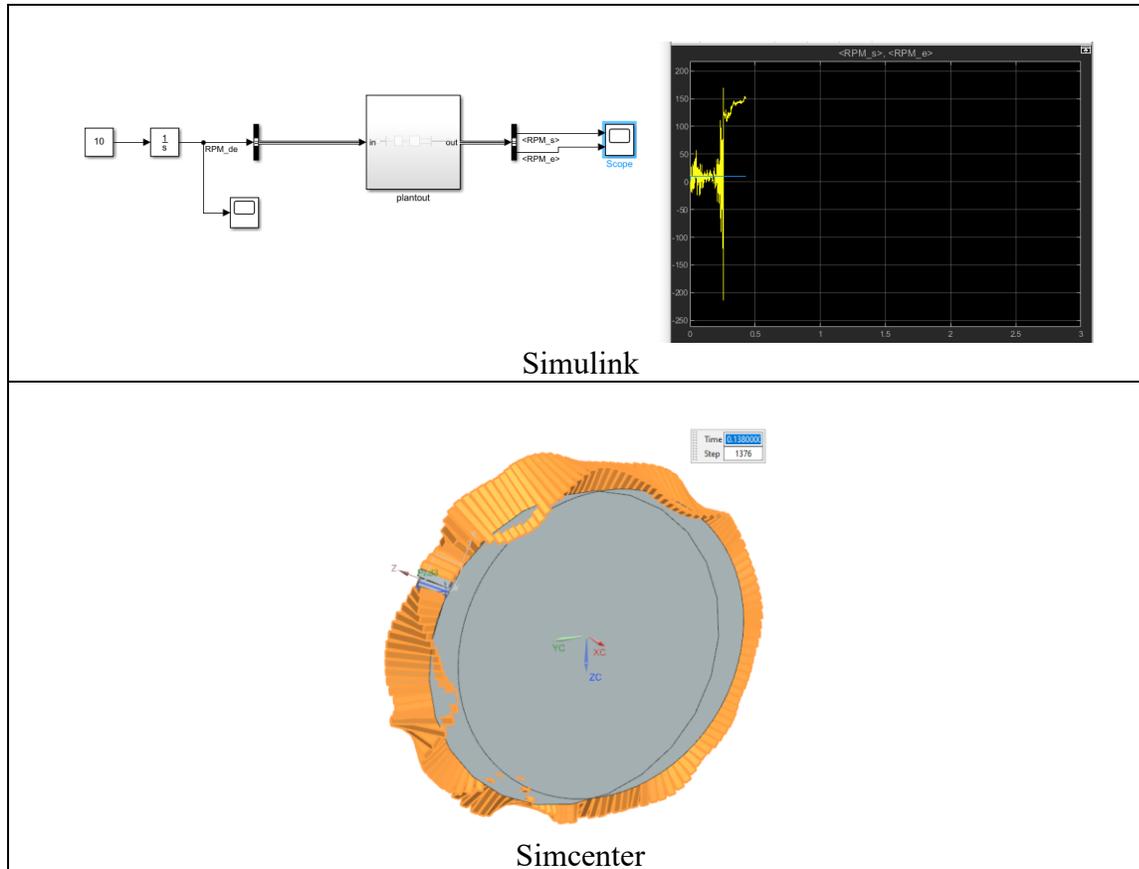


Figure F - 7: Test de l'outil « Discret Drivetrain »

De cet exemple (Figure F - 7), on constate que le module « Discret Drivetrain » est supporté par la cosimulation.

## L'utilisation de « Driver » en « Outputs »

Ainsi, après avoir désactivé le « Discrete Train » pour diminuer le temps de calculs, un exercice pour mieux comprendre le fonctionnement de l'outil « Driver » en mode contrôle a été réalisé. Cet exercice consiste à déplacer la petite poulie jusqu'à sa position de travail (50 mm de sa position initiale) et une fois cette position atteinte, à la mettre en rotation à une vitesse de 5 rad/s. (Figure F - 8)

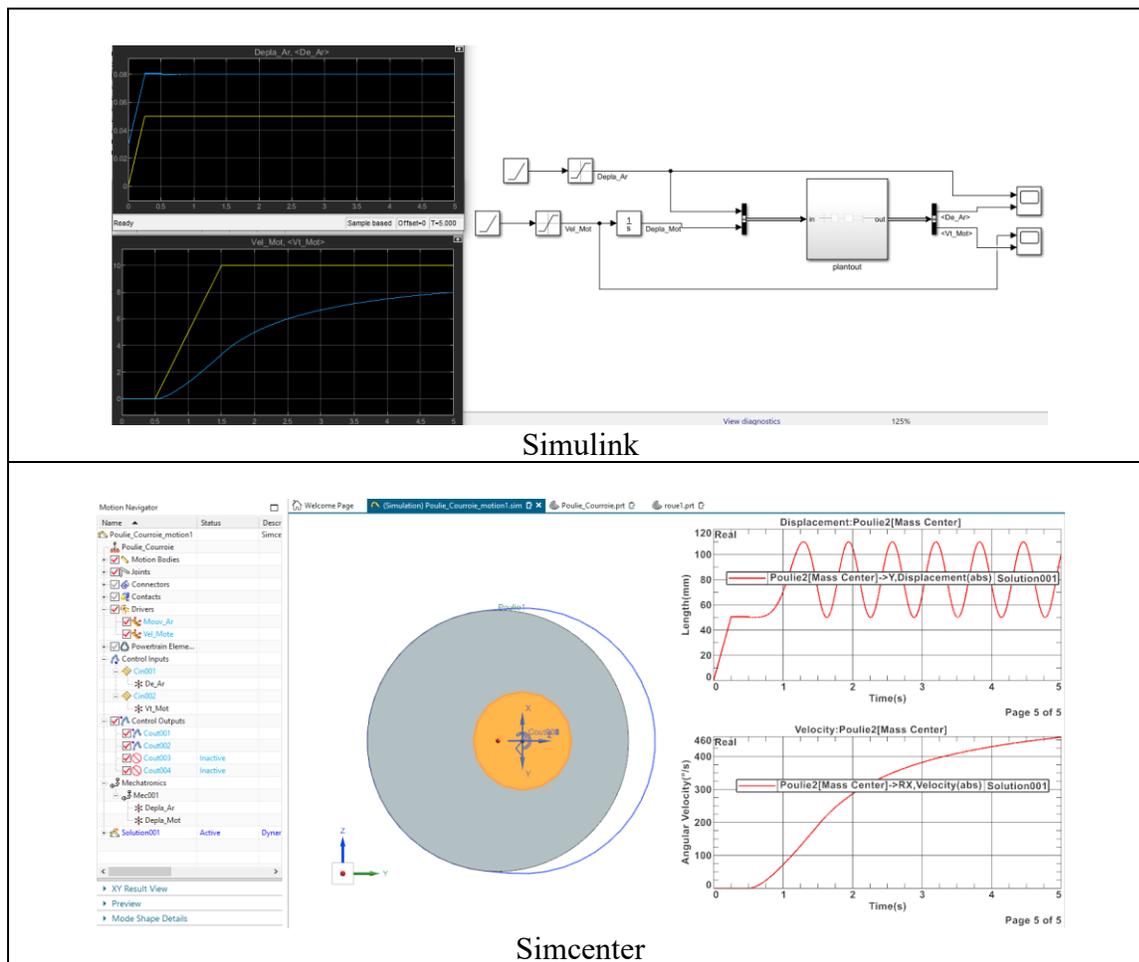


Figure F - 8: 4<sup>ème</sup> exemple

On remarque sur la Figure F - 8, que les unités utilisées pour la vitesse de rotation et le déplacement sont respectivement le rad/s et rad lorsque les « Driver » contrôlent une rotation et m/s et m lorsque les « Driver » contrôlent une translation.

La première chose importante à remarquer est que les consignes d'entrées (courbes jaunes) sont mal suivies (courbe de vitesse motrice Vel\_Mot) ou possèdent des aliasing (courbe de déplacement Depla\_Ar). Pour remédier à cela, Simcenter propose d'ajouter des « Outputs » en vitesse et accélération pour ajuster la commande en déplacement. Pour générer la commande de vitesse de rotation dans Simulink, un intégrateur génère le signal Depla\_Mot (déplacement de la poulie motrice). Cette particularité vient de Simcenter et de l'outil « Driver » qui n'autorise que des signaux de déplacements en mode contrôleur. Un deuxième signal de commande du contrôleur peut être utilisé pour donner la vitesse. Ce signal est employé par Simcenter pour limiter les erreurs de calculs.

Une deuxième remarque concerne l'utilisation de l'outil « Driver » en mode contrôle. Lorsqu'il est utilisé tout seul, il y a une erreur lors de la génération du fichier plantout.m. Le module

« Mechatronics » ne reconnaît pas « l'Output Driver » comme étant lié à son « Output Ports » (Figure F - 9).

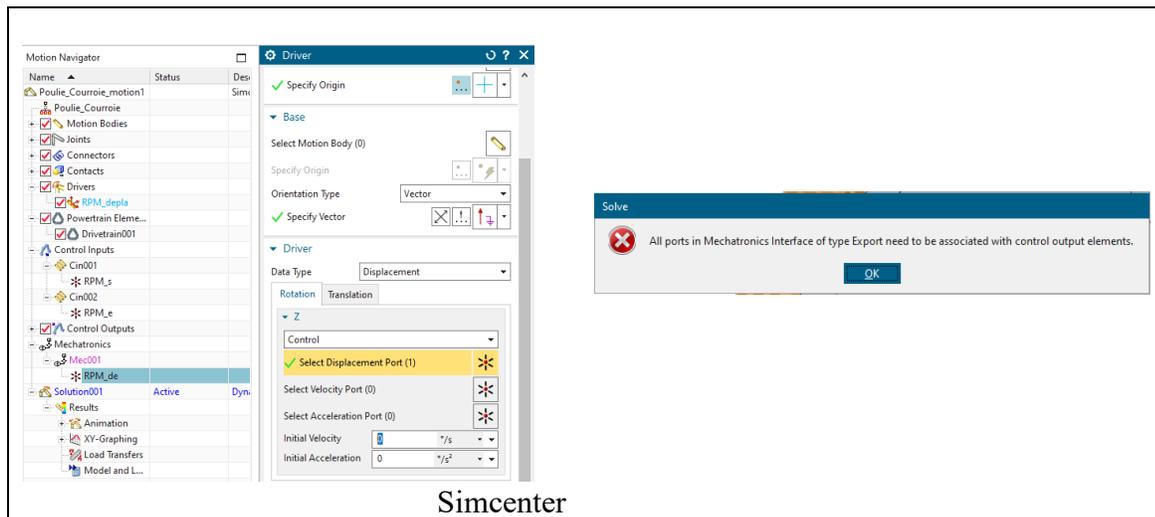
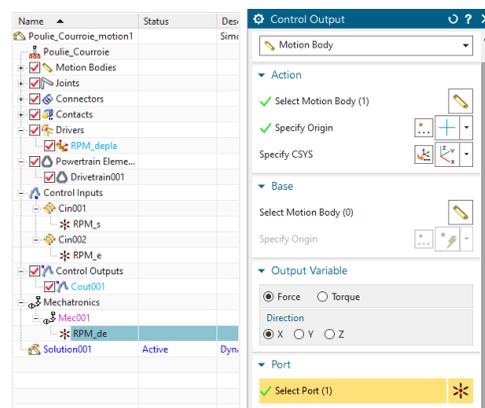


Figure F - 9: Erreur du Driver avec son Output Port

Pour remédier à ce problème, un objet « Control Output » est appliqué. Il ne peut être que de deux types : soit force, soit couple. Ainsi, un « Output » de type force est généré et utilise le même « Output Ports » du module « Mechatronics » que le « Driver » (Figure F - 10). Cette force est appliquée sur une partie non mobile du système.



**Simcenter**

Figure F - 10: : Control Output ajouté pour contrôler le Driver

On obtient donc deux « Outputs » de vitesses pour contrôler les « Driver ». Nous avons le suivi de consigne suivant :

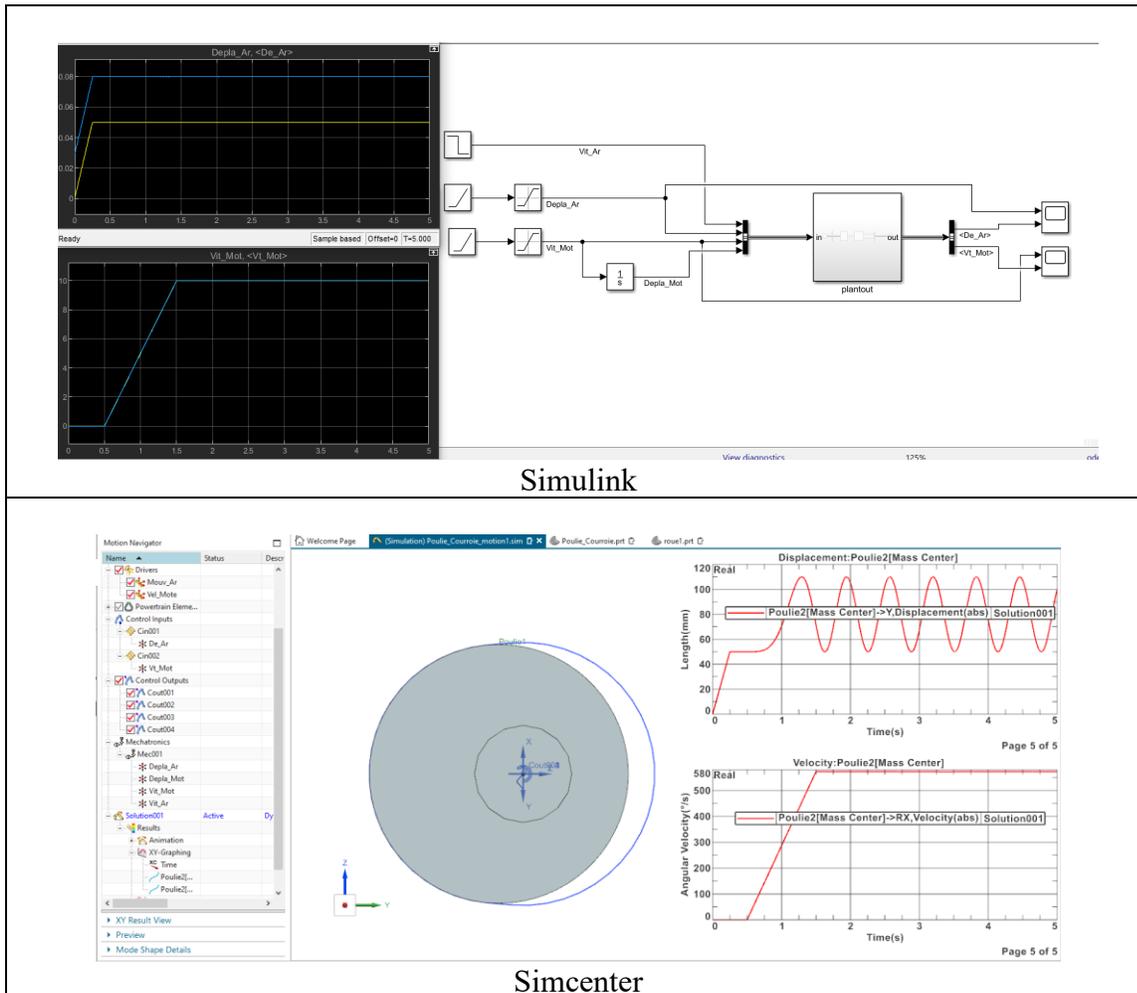


Figure F - 11: Ajout des vitesses pour contrôler les « Driver »

Après l'ajout des consignes de vitesses, on constate sur la Figure F - 11 une nette amélioration du suivi de consigne en vitesse et plus d'aliasing pour la commande de déplacement.

« Let's Restart »

Deux étapes de la mise en place du modèle MBD sont essayées :

Étape 1 : Déplacer les deux poulies à leur position de travail.

Étape 2 : Mettre en rotation la poulie motrice (petite poulie).

Plusieurs remarques sont à soulever pour l'utilisation du « Restart » :

Premièrement, chaque solution (chaque étape) écrase le fichier plantout.m précédent si chaque solution est générée dans un seul fichier contenant le modèle MBD et le contrôleur.

Deuxièmement, à l'inverse des indications fournies par Simcenter, les temps de début de simulation ne sont pas les mêmes dans Simcenter et Simulink. Il est important de commencer la simulation sur Simulink à 0 s, mais de bien définir le temps auquel doit recommencer la simulation dans Simcenter dans le paramétrage de la solution. De plus, lors du passage à l'étape suivante, Simulink fait commencer le fichier « Restart » à 0 s.

L'exemple du Tableau F - 1 montre un exemple de paramètres de temps pour réaliser les différentes solutions et fichiers « Restart » dans Simcenter et Simulink.

	Simulink		Simcenter		
	Début	Fin	Début	Fin	
Étape 1	0 s	5 s	0 s	5 s	Déchargement de la courroie
Étape 2	0 s	5 s	3.5 s	8.5 s	Mise en position des poulies
Étape 3	0 s	10 s	5 s	15 s	Mise en rotation des poulies
Étape 4	0 s	20 s	8 s	28 s	Commande du modèle MBD

Tableau F - 1: Exemple de paramétrage des solutions avec "Restart"

Dans le cas contraire, on obtient une erreur de lecture de Matlab :

```

Simulation 1 1
07:34 PM Elapsed: 1 sec
Current simulation time = 0.100000000000000E-03
An error occurred while running the simulation and the simulation was terminated
Caused by:
  • Error in 'Control N2/plantout/motionfun' while executing C MEX S-function 'vlmotionmex', (mdlUpdate), at time 1.5.
    ◦ Fatal error (10000) detected by NX Motion Solver check .minf file
Component: Simulink | Category: Block error

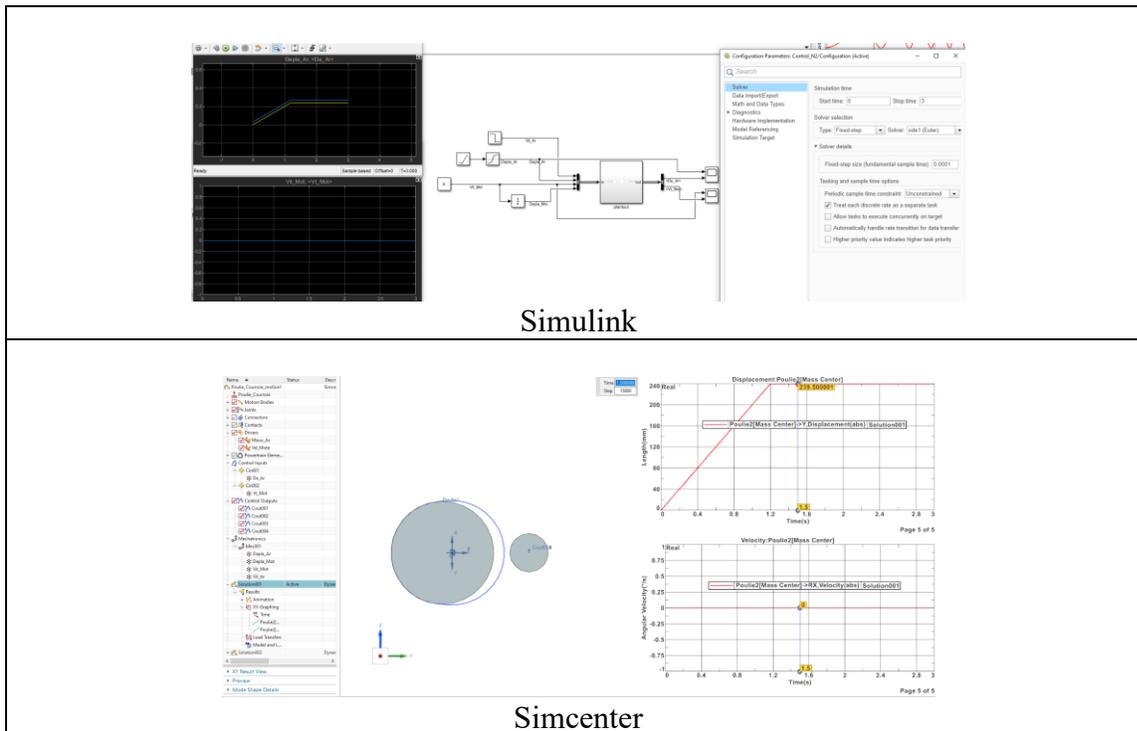
```

Figure F - 12: Erreur de lecture du fichier « Restart »

L'erreur de la Figure F - 12: Erreur de lecture du fichier « Restart » correspond dans le fichier .minf de Simcenter à l'impossibilité de trouver la valeur à 1.5 seconde dans le fichier « Restart » .mrst .

Les deux premières étapes de la mise en place du modèle MBD de la CVT en image :

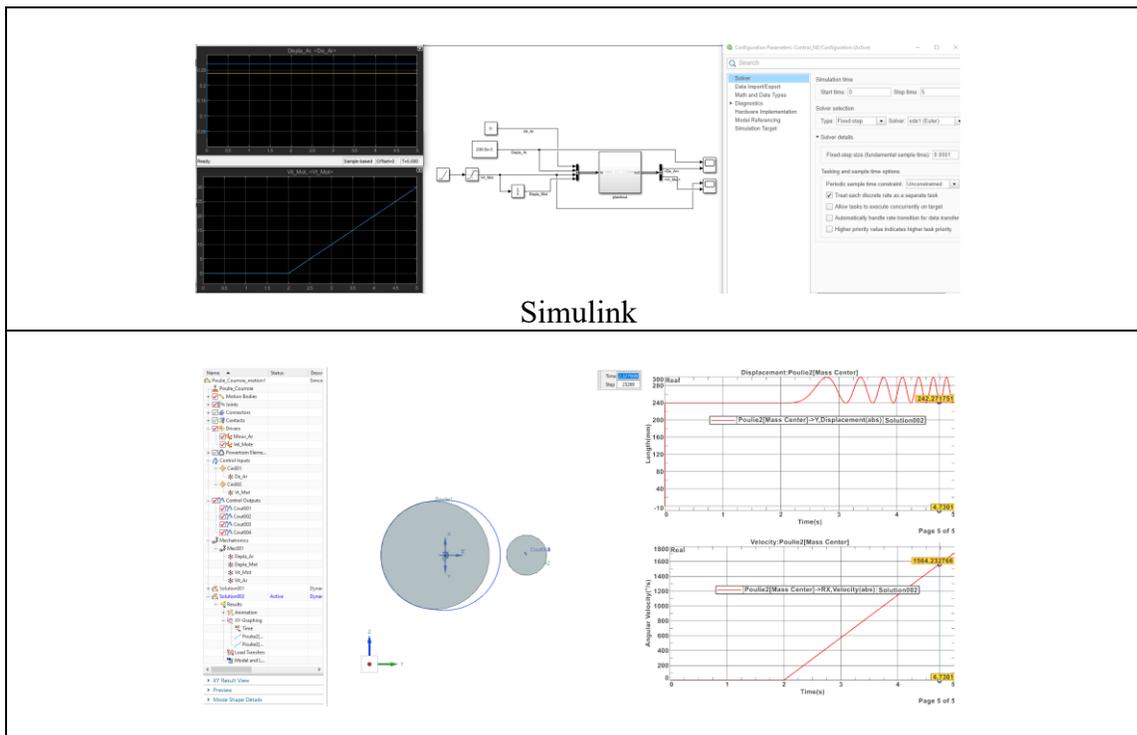
Étape 1



Simcenter

Figure F - 13 : 1<sup>ère</sup> étape

Étape 2



Simulink

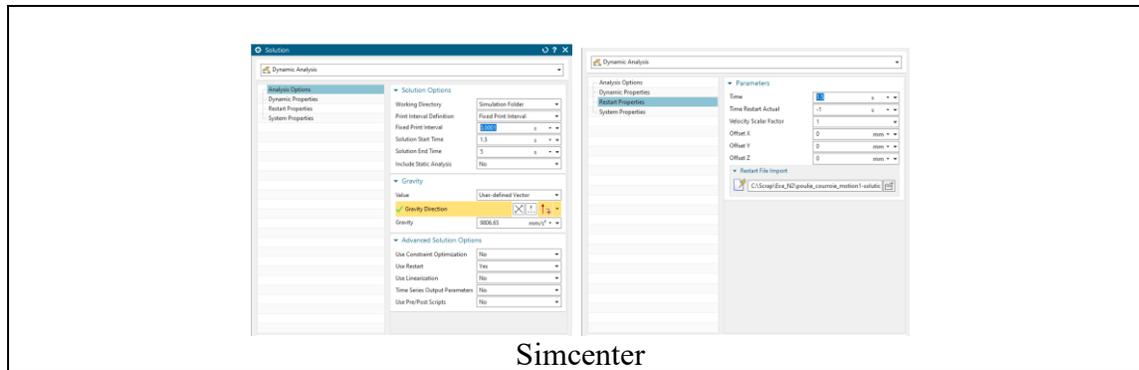


Figure F - 14: 2<sup>ème</sup> étape

A ma grande surprise, il est possible de rajouter des « Inputs » et « Outputs » au système « Mechatronics » entre deux simulations pouvant contenir un « Restart » (Figure F - 15). Ainsi, j’ai reproduit l’étape 2 en ajoutant la montée en vitesse de la poulie réceptrice (grande poulie). J’ai donc ajouté 3 « Outputs » au système de contrôle pour piloter l’accélération de la poulie réceptrice et un « Input » pour vérifier la vitesse de sortie de la poulie réceptrice.

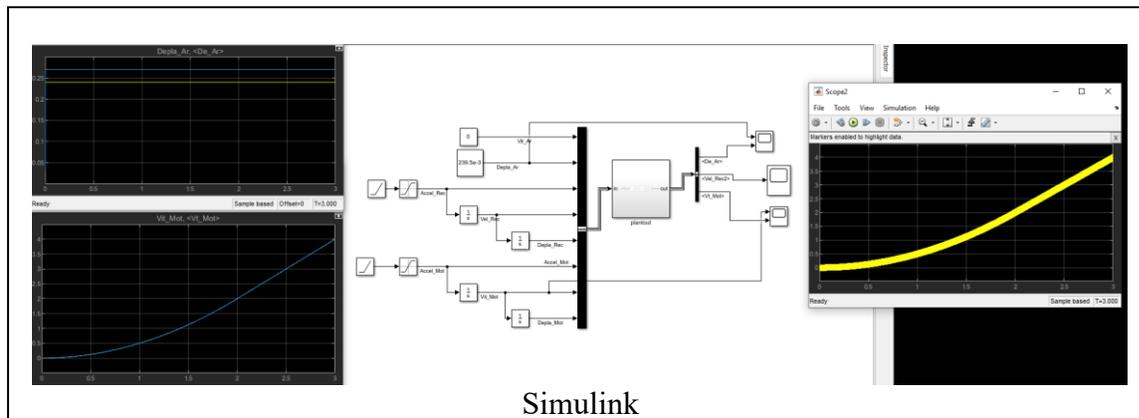


Figure F - 15: Ajout des « Inputs » et utilisation d’un fichier « Restart »

**Remarque :**

Un problème rencontré lors de la réalisation de l’étape 3 sur le système complet est le déplacement de la poulie motrice lors du Restart. J’ai constaté que les « Joints » et « Driver » étaient placés à la position initiale (début Etape 2). Cependant, le Restart de l’étape 3 est initialisé pour récupérer les valeurs de fin d’étape 2.

Une solution testée est de placer tous les « Driver » sur leur liaison et non sur les objets directement.

Étape 3 :

Réalisée sur le système complet, la cosimulation fonctionne (Figure F - 16).

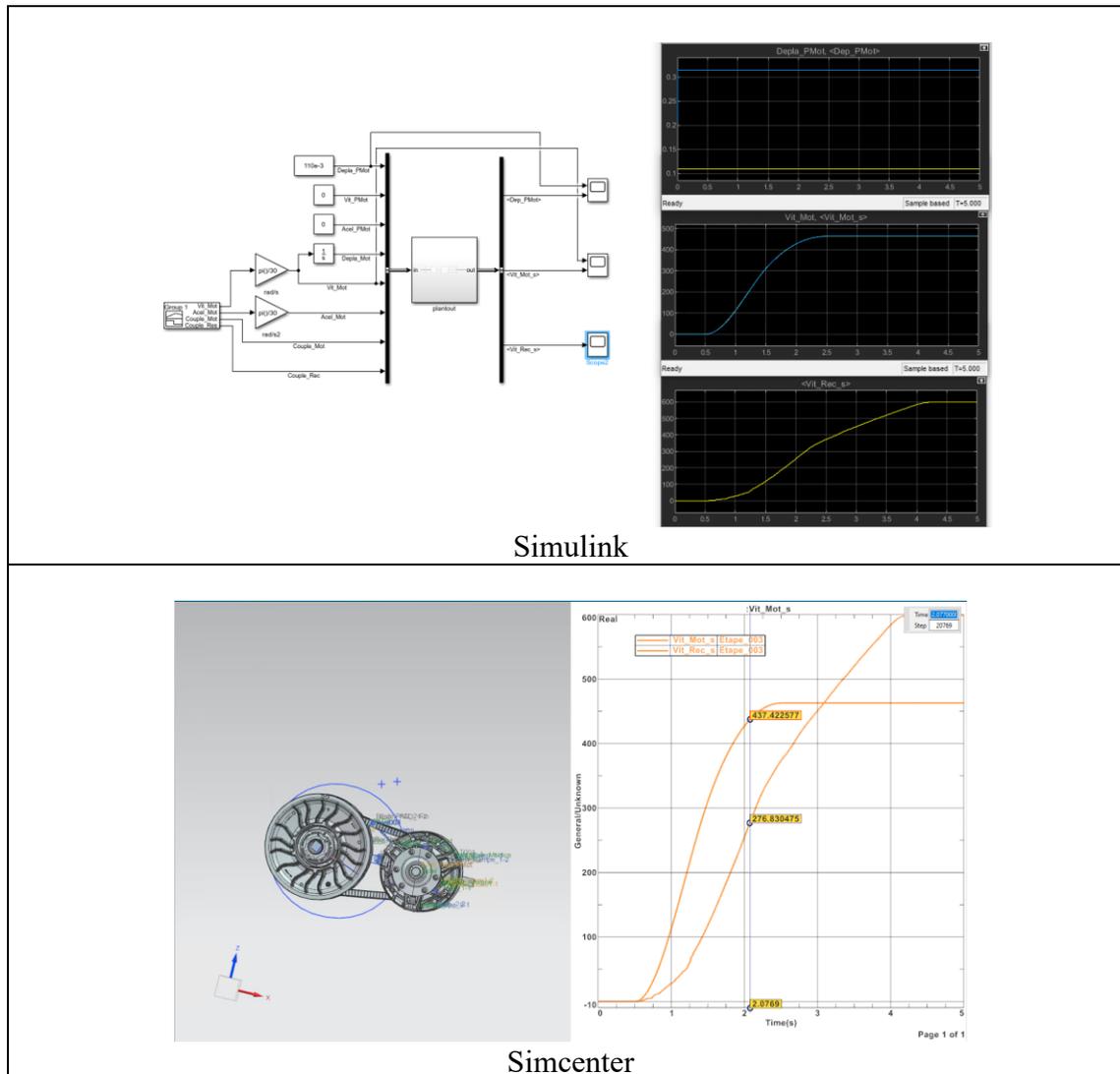


Figure F - 16: Cosimulation de l'étape 3 sur le système complet

Cependant, il est important de noter que les unités choisies par Simcenter par défaut ne sont pas forcément les unités SI (ici, le couple est en N.mm alors que la commande est en N.m).

Une autre remarque concerne le temps de calculs. Cet exemple correspond à un test d'ajustement de paramètres calculant 15 secondes de simulation en environ 20 heures de calculs. Ici, un tiers d'une simulation a été calculé par cosimulation (5 secondes de simulation) en 24h. Cette remarque peut être faite pour toutes les étapes, d'où l'importance des fichiers Restart lors de l'utilisation de la cosimulation.

# LISTE DES RÉFÉRENCES

- [1] J. George C. Maling, “Technology for a Quieter America,” *Natl. Acad. Press*, 2010, [Online]. Available: <https://www.nap.edu/read/12928/chapter/1#ii>.
- [2] N. S. and E. R. C. of Canada, “dSkiBel: Modélisation et mesure du comportement vibroacoustique de sources complexes: Application à la discrétion acoustique d’une motoneige,” *cognit.ca*, 2020. <https://cognit.ca/en/research/project/38280>.
- [3] O. Aaen, *Clutch Tuning Handbook*, 2004th ed. Racine, 2004.
- [4] G. Julió and J.-S. Plante, “An experimentally-validated model of rubber-belt CVT mechanics,” *Mech. Mach. Theory*, vol. 46, no. 8, pp. 1037–1053, Aug. 2011, doi: 10.1016/J.MECHMACHTHEORY.2011.04.001.
- [5] N. Srivastava and I. Haque, “A review on belt and chain continuously variable transmissions (CVT): Dynamics and control,” *Mechanism and Machine Theory*, vol. 44, no. 1, pp. 19–41, Jan. 2009, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2008.06.007.
- [6] J.-L. Fanchon, “Guide des sciences et technologies industrielles,” *Nathan*, 2013.
- [7] T. Ide, A. Udagawa, and T. Kataoka, “Simulation approach to the effect of the ratio changing speed of a metal V-belt CVT on the vehicle response,” *Veh. Syst. Dyn.*, 1995.
- [8] G. Carbone, L. Mangialardi, and G. Mantriota, “the influence of pulley deformations on the shifting mechanisms of MVB-CVT,” *ASME J. Mech. Des.*, 2005.
- [9] H. Sattler, “Efficiency of metal chain and V-belt CVT,” *The Netherlands*, 1999.
- [10] S. Kanehara, T. Fujii, and T. Kurokawa, “Metal-pushing V-belt-type CVT (Relationship between transmitting torque and pulley thrusts),” *Trans. Japan Soc. Mech. Eng.*, 1994.
- [11] G. Carbone, L. Mangialardi, B. Bonsen, C. Tursi, and P. A. Veenhuizen, “CVT dynamics: Theory and experiments,” *Mech. Mach. Theory*, vol. 42, no. 4, pp. 409–428, 2007, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2006.04.012.
- [12] J. P. Gauthier and P. Micheau, “A model based on experimental data for high speed steel belt CVT,” *Mech. Mach. Theory*, vol. 45, no. 11, pp. 1733–1744, Nov. 2010, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2010.06.002.
- [13] W. Krzyształowicz and Z. Zintel, “V-belt drive. Calculation, construction and application,” *PWT Warszawa*, 1958.
- [14] K. Kim and H. Kim, “Axial Forces of a V-Belt CVT,” *KSME*, vol. 3, pp. 56–61, 1989.
- [15] M. Cammalleri, “A new approach to the design of speed-torque-controlled Rubber V-belt Variator,” *Proc. ImechE*, vol. 219, pp. 1413–27, 2005.
- [16] W. Grzegózek, K. Dobaj, and A. Kot, “Experimental verification and comparison of the rubber V- belt continuously variable transmission models,” *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 148, p. 012005, 2016, doi: 10.1088/1757-899x/148/1/012005.
- [17] J. Wittenburg, “Dynamics of Systems of Rigid Bodies,” *Teubner, Stuttgart*, 1997.
- [18] Siemens, “Siemens Simcenter 3D,” *Siemens documentation*, 2021. <https://www.plm.automation.siemens.com/global/fr/products/simcenter/>.
- [19] T. Saito and K. Miyamoto, “Application of Stress simulation Under Transient for Metal Pushing V-belt of CVT,” *SAE Tech. Pap.*, vol. 0415.
- [20] J. Méjane, “Analyse vibro-acoustique de la transmission continuellement variable d’une motoneige et développement d’un amortisseur dynamique de torsion auto-accordé.” no. Thèse de doctorat, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, Québec, Canada, 2017.
- [21] C. Jean, B. Beaulieu, S. Bénard, M. Blaquière, L. Breton, and B. Leclerc, “Forces sur les

- composants, vibrations et montages des moteurs,” *Inst. Marit. du Québec*.
- [22] G. Valembais, “Accouplement d’arbres - Accouplements élastiques,” *Tech. L’ingénieur*, 1990.
- [23] J. Méjane, “Analyse vibro-acoustique d’un flasque de transmission continuellement variable de motoneige et conception d’un flasque moins bryant,” *Mémoire de maîtrise*, no. Université de Sherbrooke, Sherbrooke, Québec, Canada, 2015.
- [24] R. Panneton, A. Berry, and L.F., “Vibration and sound radiation of a cylindrical shell under a circumferentially moving load,” *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 98, no. 4, pp. 2167–2173, 1995.
- [25] S. Beuvelet, “Modélisation du rayonnement acoustique d’une transmission par poulies et courroie en caoutchoouc,” Université de Sherbrooke, 2014.
- [26] M. Elbekri, “RDM : Flexion plane simple,” *École Med V Beni-Mella*, 2004. <https://www.alloschool.com/assets/documents/course-259/cours-019-flexion-plane-simple.pdf>.
- [27] T. Irvine, *An Introduction to Shock and Vibration Response Spectra*. enDAC, 2013.
- [28] ECSS, “Space engineering Mechanical shock design and,” no. July, 2015.
- [29] G. Gerbert, “Belt slip—a unified approach,” *J. Mech. Des. Trans. ASME*, vol. 118, no. 3, pp. 432–438, 1996, doi: 10.1115/1.2826904.
- [30] A. Keane, A. Forrester, and A. Sobester, *Engineering Design via Surrogate Modelling: A Practical Guide*. 2008.
- [31] J. Weisman and A. G. Holzman, “Engineering Design Optimization Under Risk,” *Manage. Sci.*, vol. 19, no. 3, pp. 235–249, 1972, doi: 10.1287/mnsc.19.3.235.
- [32] W. Grzegorz&dot;ek and A. Kot, “The experimental analysis of the slip in the rubber belt CVT,” *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 148, 2016, doi: 10.1088/1757-899X/148/1/012006.
- [33] M. Cammalleri and F. Sorge, “Approximate closed-form solutions for the shift mechanics of rubber belt variators,” 2010, vol. 6, pp. 187–196, doi: 10.1115/DETC2009-86638.
- [34] L. Kong and R. G. Parker, “Mechanics and sliding friction in belt drives with pulley grooves,” *J. Mech. Des. Trans. ASME*, vol. 128, no. 2, pp. 494–502, 2006, doi: 10.1115/1.2168469.
- [35] Siemens, “Co-simulation dans Simcenter,” *Siemens documentation*, 2020. <https://docs.sw.siemens.com/en-US/product/289054037/doc/PL20191127135404299.motion/html/id563431>.
- [36] E. M. Mojab, “Contrôle d’un banc de test moteur pour étudier le comportement vibro-acoustique de la CVT,” Université de Sherbrooke, 2021.
- [37] E. M. Mojab, “Compte rendu 16-05-2019 Modélisation du couple issu du moteur à combustion :” CTA, document interne, Sherbrooke, QC, Canada, pp. 1–6, 2019.
- [38] L. Skrinjar, J. Slavič, and M. Boltežar, “A review of continuous contact-force models in multibody dynamics,” *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 145, no. May, pp. 171–187, 2018, doi: 10.1016/j.ijmecsci.2018.07.010.
- [39] Siemens, “Simcenter HEEDS,” *Siemens Automation*, 2020. <https://www.plm.automation.siemens.com/global/en/products/simcenter/simcenter-heeds.html>.
- [40] R. Temporelli and P. Micheau, “Oscillations control of a transmission belt by Excitation Clipping using Clutch Clamping Control (E4C),” *J. Sound Vib.*, vol. 393, pp. 1–13, 2017, doi: 10.1016/j.jsv.2017.01.005.
- [41] J. Wurm, M. Fitl, M. Gumpesberger, E. Väisänen, and C. Hochenauer, “Advanced heat

- transfer analysis of continuously variable transmissions (CVT),” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 114, pp. 545–553, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.12.007.
- [42] A. Berry, “GMC721 - Rayonnement acoustique des structures.” Universite de Sherbrooke, Sherbrooke, QC, Canada, 2020.
- [43] Pascal, Jean-Claude, “Vibration et Acoustique 2.” Ecole National Supérieure d’Ingenieurs du Mans - Universite du Maine, Le Mans, France, 2009.
- [44] Siemens, “Contact dans Simcenter,” *Siemens documentation*, 2020.  
<https://docs.sw.siemens.com/en-US/product/289054037/doc/PL20191127135404299.motion/html/id563056>.
- [45] G. Wang and C. Liu, “Further investigation on improved viscoelastic contact force model extended based on hertz’s law in multibody system,” *Mech. Mach. Theory*, vol. 153, p. 103986, 2020, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2020.103986.
- [46] C. S. Koshy, P. Flores, and H. M. Lankarani, “Study of the effect of contact force model on the dynamic response of mechanical systems with dry clearance joints: Computational and experimental approaches,” *Nonlinear Dyn.*, vol. 73, no. 1–2, pp. 325–338, 2013, doi: 10.1007/s11071-013-0787-x.
- [47] Siemens, “Friction dans Simcenter,” *Siemens documentation*, 2020.  
<https://docs.sw.siemens.com/en-US/product/289054037/doc/PL20191127135404299.motion/html/xid1367534>.
- [48] S. Z. Mirjalili, S. Mirjalili, S. Saremi, H. Faris, and I. Aljarah, “Grasshopper optimization algorithm for multi-objective optimization problems,” *Appl. Intell.*, vol. 48, no. 4, pp. 805–820, 2018, doi: 10.1007/s10489-017-1019-8.
- [49] S. Saremi, S. Mirjalili, and A. Lewis, “Grasshopper Optimisation Algorithm: Theory and application,” *Adv. Eng. Softw.*, vol. 105, pp. 30–47, 2017, doi: 10.1016/j.advengsoft.2017.01.004.