



UNIVERSITÉ DE
SHERBROOKE

FACULTÉ DE GÉNIE

COMMANDES AVANCÉES D'EMBAYAGES
MÉCATRONIQUES

CAS ÉCOÉNERGÉTIQUE ET CAS VIBRATOIRE

Thèse de doctorat

Faculté de génie mécanique

Jury : Philippe Micheau (Directeur)

François Charron (Président)

Mathieu Picard (Rapporteur)

Patrice Masson

Alain Le Bot

Robin Temporelli Ing.Jr., M.Sc.A.

À Gilbert Pouget.

RÉSUMÉ

Le projet de recherche, initié en automne 2014 par le Centre des Technologies Avancées de Sherbrooke, partenariat entre Bombardier Recreational Products (BRP) et l'Université de Sherbrooke, se focalise sur le système de transmission d'un véhicule de sport-tourisme à trois roues dans le but de réduire, d'une part la consommation énergétique de ce dernier et d'autre part le niveau de vibration de ce dernier.

La première partie du projet de recherche vise à imaginer, modéliser, dimensionner, optimiser, concevoir et contrôler (*end-to-end*) un nouvel actionneur d'embrayage électrique innovant et moins énergivore que l'actuel actionneur d'embrayage électrohydraulique utilisé dans la transmission manuelle automatisée (AMT) du véhicule. Grâce à une stratégie de commande avancée, cette rupture technologique doit permettre d'être écoénergétique tout en ayant un niveau de performance élevé et pour un coût acceptable. La deuxième partie du projet de recherche vise à investiguer le sens physique et mathématique d'un phénomène d'oscillations transverses de la courroie de transmission – transmettant le couple du bloc moteur à la roue arrière – observé sur le véhicule pour certains régimes moteurs. Puis, proposer une solution mécatronique innovante, basée sur une stratégie de contrôle spécifique de l'actionneur d'embrayage du véhicule, afin de supprimer ces oscillations de courroie sans altérer l'expérience de conduite.

Ce document regroupe l'ensemble des travaux effectués et les résultats obtenus pour les deux projets de recherche. Dans un premier temps, la revue de l'état de l'art sur les embrayages, leurs actionnements et leurs stratégies de contrôle sont présentés. Puis, le nouveau dispositif d'actionnement d'embrayage dimensionné et optimisé et sa stratégie de contrôle sont développés. Ensuite, une nouvelle méthode agile et faible coût pour évaluer expérimentalement la consommation d'énergie d'un dispositif d'actionnement virtuellement intégré à un véhicule sur un cycle normalisé est exposée et appliquée à notre cas d'étude. Par la suite, les travaux réalisés pour comprendre le phénomène d'oscillations de courroie et la solution mécatronique proposée pour supprimer celui-ci sont présentés. Puis, la stratégie de contrôle spécifique de l'actionneur d'embrayage conçue, dans notre cas, pour supprimer les oscillations de courroie est développée en détail. Pour finir, les travaux effectués pour ces deux projets de recherche sont conclus en fin de document.

Mots-clés : Actionnement, Embrayage, Transmission, Automatisée, Mécatronique, Système, Non-linéaire, Contrôle, Robuste, Adaptatif, Écoénergétique, Performance, Coût, Oscillations.

REMERCIEMENTS

Dans cette section je souhaite remercier toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à mes travaux de recherche pour cette thèse.

Tout d'abord, je souhaite remercier le programme *MITACS Acceleration* et les entités du Centre des Technologies Avancées de Sherbrooke, de *Bombardier Recreational Products* et de l'Université de Sherbrooke pour m'avoir offert l'opportunité d'effectuer ce projet de doctorat grâce à leurs financements respectifs.

Ensuite, je souhaite remercier mon directeur de thèse, le Pr. Philippe Micheau, pour m'avoir soutenu, orienté et aidé de façon générale tout au long de ces trois années de thèse. Sa rigueur scientifique m'a permis de progresser et de mener à bien ce projet de doctorat. La preuve en est, avec trois articles de journaux et trois articles de conférence en premier auteur à l'issue de cette thèse.

Je souhaite également remercier les membres de mon jury de thèse, à savoir, le Pr. Mathieu Picard, le Pr. Patrice Masson et le Pr. Alain Le Bot pour leur disponibilité et leur expertise dans l'évaluation de cette thèse.

Je remercie aussi mon collègue mécatronicien Maxime Boisvert pour son transfert d'expérience en mécatronique tout au long de ces trois années de thèse.

Je tiens à remercier les ingénieurs Maxime Desjardins-Goulet, Gilbert Lefrançois et Jérôme Wubbolts pour leurs expertises en mécanique et en produits récréatifs. En leurs personnes, j'ai pu trouver trois alliés pour me conseiller et m'aider à mener ce projet de doctorat à terme.

Je remercie aussi Jean-Philippe Houle pour son partage d'expertise sur les systèmes d'actionnement pour les transmissions manuelles automatisées.

De manière plus générale, je souhaite remercier tout le personnel du Centre des Technologies Avancées de Sherbrooke. Notamment : les gestionnaires Pascal Ranger et Eric Ménard pour leur soutien sur ce projet, Normand Lebreux pour son expertise en systèmes électriques, Dany Ducharme pour son expertise en instrumentation, Daniel Ferland pour ses dessins CAD, Michel Lapointe et Marc Viens pour leurs montages mécaniques et leur bonne humeur, Patrick Bisailon et Stéphane Deschenes pour leurs précieux services de machiniste, Josiane Simon pour ses précieux services administratifs, Samuel Roy pour ses précieux services informatiques, ainsi que Jean-Yves Doyon, Jasmin

Rouleau, Jean-Charles Naud-Van Gennip et Jean-François Vachon pour leurs aides ponctuelles.

Dans un cadre plus académique, je tiens à remercier le Pr. Alain Desrochers pour ses services et mes collègues et amis doctorants Stéphane Beuvelet, Cyril Bounakoff, Jean-Baptiste Beigbeder, Jason Méjane, Mor Talla Thiam et Jonathan Nadeau pour avoir partagé avec moi les moments heureux et les moments difficiles qui jalonnent un projet de doctorat.

Dans un cadre plus personnel, je tiens à remercier chaleureusement Marina Labalette ainsi que ma famille et mes ami(e)s pour leur soutien indéfectible tout au long de ces trois années de thèse.

TABLE DES MATIÈRES

RÉSUMÉ.....	i
REMERCIEMENTS.....	iii
TABLE DES MATIÈRES	v
LISTE DES ABRÉVIATIONS	xi
LISTE DES TABLEAUX.....	xiii
LISTE DES FIGURES.....	xv
CHAPITRE 1. Introduction	1
1.1 Contexte	1
1.2 Cadre du projet de recherche.....	1
1.3 Problématiques de recherche.....	3
1.4 Objectifs de recherche.....	5
1.5 Résultats de recherche.....	7
1.6 Structure de la thèse.....	10
CHAPITRE 2. État de l'art sur les transmissions automobiles et leurs contrôles 13	
2.1 Les embrayages dans les transmissions automobiles.....	13
2.1.1 Description.....	13
2.1.2 Modélisation dynamique d'un embrayage monodisque.....	14
2.1.3 Utilisation dans l'industrie automobile.....	16
2.2 Les types de transmissions automobiles	17

2.2.1	Les transmissions à embrayages manuels.....	17
2.2.2	Les transmissions à embrayages manuels robotisés/automatisés (AMT et DCT)	17
2.2.3	Les transmissions à convertisseurs de couple.....	18
2.2.4	Les transmissions variables continues (CVT).....	19
2.2.5	Les transmissions centrifuges.....	20
2.2.6	Les transmissions à embrayages à fluide magnéto-rhéologique (MR)	20
2.3	Les technologies d'actionnement d'embrayage manuel robotisé/automatisé ..	21
2.3.1	Actionnement électrohydraulique.....	22
2.3.2	Actionnement électromécanique.....	25
2.3.3	Actionnement piézoélectrique.....	35
2.3.4	Synthèse des technologies d'actionnement.....	42
2.4	Stratégies de commande d'embrayage manuel robotisé/automatisé : cas opérationnels généraux	44
2.4.1	Commande haut niveau.....	45
2.4.2	Commande bas niveau.....	46
2.5	Stratégies de commande d'embrayage manuel robotisé/automatisé : contrôle de vibration du <i>driveline</i>	56
2.5.1	Principe de base : Contrôle du serrage de l'embrayage.....	56
2.5.2	Mise en œuvre : Contrôle du glissement de l'embrayage.....	58
2.6	Conclusions.....	60
CHAPITRE 3. Conception et contrôle d'un dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage: théorie et étude expérimentale		63
3.1	Avant-propos.....	63

3.2	Abstract.....	65
3.3	Introduction	66
3.4	The electromechanical clutch actuator: theoretical investigations.....	69
3.4.1	Longitudinal motion equations.....	69
3.4.2	Rotary motion equations.....	70
3.4.3	Non-linear state-space model.....	71
3.4.4	Parametric uncertainties: unknown and varying parameters	74
3.4.5	Linear state-space model and model reduction	75
3.5	The electromechanical clutch actuator: experimental investigations.....	78
3.5.1	Experimental setup.....	78
3.5.2	Hysteresis of the system at several temperatures.....	80
3.5.3	Identification of the system at several temperatures.....	82
3.6	Robust control of the electromechanical clutch actuator	84
3.6.1	Global controller architecture.....	84
3.6.2	Sliding Mode Controller design.....	85
3.6.3	Commutation between both sliding mode controllers	90
3.6.4	Dead zone logic between the electric motor and the electromagnet brake 90	
3.7	Experimental control results	91
3.7.1	Results for step commands at several temperatures.....	91
3.7.2	Results for critical clutch operational cases in function temperatures	92
3.8	Conclusion.....	96

CHAPITRE 4. Évaluation expérimentale de la consommation d'énergie du nouveau dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage: principe de la méthode et application.....	97
4.1 Avant-propos.....	97
4.2 Abstract.....	99
4.3 Introduction	100
4.4 Prediction by energy balance model	102
4.4.1 The normally open clutch	102
4.4.2 Static energy model of the electromechanical clutch actuator	103
4.4.3 Static energy model of the electrohydraulic clutch actuator	105
4.4.4 Basic prediction of fuel consumption reduction	106
4.5 Experimental evaluation by Actuator-In-The-Loop (AIL) method.....	106
4.5.1 Experimental test bench of the prototyped new electric actuator	107
4.5.2 Virtual vehicle simplified logic	109
4.5.3 Driver simplified logic.....	110
4.5.4 High-level clutch simplified logic.....	111
4.5.5 Experimental evaluation of fuel consumption reduction.....	113
4.6 Conclusion.....	117
CHAPITRE 5. Théorie physique du phénomène d'oscillations de courroie et solution mécatronique proposée pour les supprimer	119
5.1 Avant-propos.....	119
5.2 Abstract.....	121
5.3 Introduction	122
5.4 Transmission belt subject to periodic tension fluctuations	125

5.5	Excitation Clipping using Clutch Clamping Control (E4C) strategy.....	128
5.6	Model of transmission belt behavior with its E4C strategy.....	131
5.6.1	Motion equation for the transmission belt including clutch clamping force dependency.....	131
5.6.2	Belt first harmonic response equation under E4C	133
5.7	Experimental validation of the model.....	135
5.7.1	Test bench setup.....	135
5.7.2	Model simulation setup	137
5.7.3	Experimental measurement and Simulation results of belt behavior	137
5.8	Conclusion.....	144
CHAPITRE 6. La stratégie de contrôle spécifique de l'actionneur d'embrayage pour supprimer les oscillations de courroie : le contrôle du glissement de l'embrayage.....		
6.1	Avant-propos.....	147
6.2	Abstract.....	149
6.3	Introduction	150
6.4	Motivation to design a clutch slip controller: Remove transmission belt oscillations.....	152
6.5	Clutch slip framework.....	154
6.5.1	Notations for the clutch slip control.....	154
6.5.2	Clutch slip control domain.....	155
6.6	Clutch slip dynamics and static relationship	155
6.6.1	Clutch slip static relationship.....	155
6.6.2	Clutch slip dynamics: analytic model.....	156

6.6.3	Clutch slip dynamics: numeric model.....	157
6.7	Two clutch slip controllers.....	160
6.7.1	Principle of clutch slip controllers.....	160
6.7.2	Controller #1: Clutch slip adaptive feedforward controller for vehicle steady state.....	161
6.7.3	Controller #2: Clutch slip adaptive feedback controller for the vehicle acceleration state.....	163
6.8	Experimental results.....	167
6.8.1	Experimental setup.....	167
6.8.2	Experimental results for the clutch slip adaptive feedforward controller (controller #1).....	168
6.8.3	Experimental results for the clutch slip adaptive feedback controller (controller #2).....	170
6.9	Conclusion.....	174
6.10	Appendix A.....	175
CHAPITRE 7.	Conclusions.....	181
	Contributions.....	181
	Potentiels travaux futurs.....	183
BIBLIOGRAPHIE	185

LISTE DES ABRÉVIATIONS

ABREVIATIONS	SIGNIFICATIONS
BRP	<i>Bombardier Recreational Products</i>
CTA	Centre des Technologies Avancées
MT	<i>Manual Transmission</i>
AMT	<i>Automated Manual Transmission</i>
DCT	<i>Dual Clutch Transmission</i>
TCC	<i>Torque Converter Clutch</i>
EMA	<i>Electromechanical Actuator</i>
EHA	<i>Electrohydraulic Actuator</i>
BDC	<i>Brushed DC motor</i>
BLAC	<i>Brushless AC motor</i>
BLDC	<i>Brushless DC motor</i>
CVT	<i>Continuously Variable Transmission</i>
VCA	<i>Voice Coil Actuator</i>
MMLA	<i>Moving Magnet Linear Actuator</i>
DSMC	<i>Dual Sliding Mode Controller</i>
AIL	<i>Actuator-In-the-Loop</i>
E4C	<i>Excitation Clipping using Clutch Clamping Control</i>
WMTC	<i>World Motorcycle Test Cycle</i>

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1: Comparaison relative des types de moteurs dans le cadre d'une application faible puissance dans l'automobile (Turner & Ramsay 2004).	26
Tableau 2.2: Historique de développement des actionneurs piézoélectriques (Uchino 2008)	41
Tableau 2.3: Tableau comparatif des concepts.....	44
Table 3.1: Electromechanical assembly and clutch features	73
Table 3.2: Electromechanical assembly and clutch features	77
Table 3.3: Poles of the linear state space model at 50°C and at -5°C.....	77
Table 3.4: Identified parameters $\mathbf{aD, T}$ and $\mathbf{bD, T}$	84
Table 3.5: Performance and accuracy indices.....	92
Table 3.6: Pressure tracking indices	94
Table 4.1: Parameters for the virtual vehicle dynamics and logic	112
Table 5.1: Belt and transmission characteristics used for the model.....	137
Table 6.1: Identified parameters	160
Table 6.2: Parameter values selected.....	165

LISTE DES FIGURES

Figure 2.1 : Schéma simplifié de l'embrayage en état de glissement. La partie gauche représente le bloc moteur à combustion et la partie droite représente la chaîne de transmission jusqu'au roues (Gauthier 2010)	15
Figure 2.2: Modèle de frottement : a) Frottement de Coulomb b) Frottement de Coulomb + visqueux c) et d) Frottement de Coulomb + visqueux + stiction (Olsson et al. 1998)	16
Figure 2.3: Embrayage monodisque sec à commande manuelle par câble. À gauche la position embrayée, à droite la position débrayée (source : Renault)	17
Figure 2.4: Convertisseur de couple d'une transmission automatique (source : Mercedes)	18
Figure 2.5: Transmissions variables continues (CVT) (source : Mitsubishi Motors)....	19
Figure 2.6: Exemple d'embrayage centrifuge de motocyclette (source : Aprilia)	20
Figure 2.7: Vue en coupe d'un embrayage multidisque contenant un fluide MR (Kavlicoglu et al. 2006)	21
Figure 2.8: Architecture du système électrohydraulique de l'AMT du véhicule étudié	22
Figure 2.9: Embrayage robotisé basé sur un actionnement électrohydraulique (Montanari et al. 2004)	23
Figure 2.10: Résultats de commande en position d'un embrayage électrohydraulique commandé par a) Contrôleur PI avec/sans délai, Contrôleur prédictif de Smith avec délai. b) Contrôleur prédictif de moyenne avec délai, Contrôleur prédictif par identification, Contrôleur prédictif par <i>Gain-Scheduling</i> (Balau et al. 2011)	24
Figure 2.11: a) MMLA à 4 pôles (Tumer et al., 2006), b) MMLA avec étage rotatif (Turner et al. 2007) c) MMLA avec frein magnétique (Wheals et al. 2007)	28

Figure 2.12: Réponse du MMLA à un échelon de consigne de déplacement de 7 mm contre une raideur de ressort de 80N/mm (Tumer et al., 2006)	29
Figure 2.13: Dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage conçu par Ricardo (Wheals et al. 2009).....	29
Figure 2.14: Dessin en coupe du dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage breveté par Valeo Transmission (Gilles Lebas 2011).....	30
Figure 2.15: Dessin en coupe du dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage de la MC25/MC5 de AISIN (Terakawa 2006)	31
Figure 2.16: Dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage de l'ESP de Honda. a) Dessin de profil b) Schéma fonctionnel de l'ESP (Narita et al. 2000) .	31
Figure 2.17: Dessin en coupe du dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage breveté par Borg Warner (Beckerman 1999).....	32
Figure 2.18: Dessin en coupe du dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage breveté par Antonov Automotive (Antonov 1995).....	33
Figure 2.19: Schématique du dispositif d'actionnement électromécanique (Gao et al. 2014)	34
Figure 2.20: Résultats de simulation du <i>Triple-Step Non-Linear Control</i> en position du dispositif d'actionnement électromécanique (Gao et al. 2014). En pointillés la consigne en position et en traits pleins la réponse du système.....	34
Figure 2.21: Schématique du dispositif d'actionnement électromécanique YCC-S (Kosugi 2008)	35
Figure 2.22: Classification des actionneurs/moteurs piézoélectriques à levier de fréquence (Peng et al. 2015).....	36
Figure 2.23: Configuration d'un actionneur piézostack préchargé (Ferrier et al. 2011)	37

Figure 2.24: Moteur piézoélectrique quasi-statique basé sur le <i>Inchworm mechanism</i> : À gauche un mouvement dit <i>Walker-Inchworm</i> , À droite un mouvement dit <i>Pusher-Inchworm</i> (Peng et al. 2015).....	38
Figure 2.25: Moteur piézoélectrique quasi-statique basé sur <i>Seal mechanism</i> (Peng et al. 2015).....	39
Figure 2.26: Moteur piézoélectrique quasi-statique basé sur <i>Impact drive mechanism</i> (Peng et al. 2015).....	39
Figure 2.27: Moteur piézoélectrique quasi-statique basé sur le <i>Inchworm mechanism</i> (Ferrier et al. 2011).....	39
Figure 2.28: Principe de fonctionnement du moteur piézoélectrique ultrasonique : (a) Fonction par onde stationnaire (b) Fonctionnement par onde progressive (Peng et al. 2015).....	40
Figure 2.29: Contrôleur d'embrayage à deux niveaux (Gauthier 2010).....	46
Figure 2.30: Loi de contrôle de l'embrayage GM (Kim et al. 2007).....	46
Figure 2.31: Le problème de sensibilité mixte pour la synthèse du compensateur H_∞ (Alazard et al. 1999).....	48
Figure 2.32: Représentation graphique du problème dans le cas où $n=2$ (Slotine & Li 1991).....	50
Figure 2.33: Simulation de la réponse à un échelon de position de l'actionneur électrohydraulique a) Contrôleur proportionnel ajusté b) SMC (Wang et al. 2006).....	50
Figure 2.34: Réponse en pression du SMC pour un cas d'engagement d'embrayage: a) Gains de bang-bang sur-dimensionnés b) Gains de bang-bang sous-dimensionnés c)	

Gains de bang-bang optimisés avec les données expérimentales des variations paramétriques (Song & Sun 2012)	51
Figure 2.35: Réponse en pression expérimentale du TSMC et du TSMC+ESO (Li et al. 2016)	52
Figure 2.36: Simulation de la réponse à un échelon de position de l'actionneur électromécanique commandé par un contrôleur par <i>Fuzzy Integral Sliding Mode Controller</i> (FISMC) et par <i>Fuzzy Fractional Order Sliding Mode Controller</i> (FFOSMC) (Long & Li 2015)	53
Figure 2.37: Comparaison des relations entre la pression d'une valve solénoïde et sa commande u en PWM pour une température froide (noir), chaude (gris) et pour un modèle non-adaptatif (pointillé) (Gauthier 2010)	55
Figure 2.38: Architecture du contrôleur par adaptation du PI (Hua 2005).....	56
Figure 2.39: Comparaison des erreurs absolues max. et cumulées entre un contrôle par PI classique et un contrôle par PI adapté en fonction du flux hydraulique (gain K_0) (Hua 2005)	56
Figure 2.40: Comparaison de la vitesse de moteur et de la vitesse du <i>driveline</i> sous l'effet d'un glissement de l'embrayage à 2,5% (Minh & Pumwa 2013).....	57
Figure 2.41: Simulation de la réponse du <i>driveline</i> du véhicule avec et sans contrôleur (Mashadi & Badrykoohi 2015)	58
Figure 3.1: Schematic model of the electromechanical clutch actuator (EMA)	74
Figure 3.2: Experimental investigation: lubricant viscosity vs. temperature and oil viscosity vs. temperature.....	75
Figure 3.3: Experimental test bench of the prototyped electromechanical clutch actuator (EMA).....	79

Figure 3.4: The prototyped electromechanical clutch actuator (EMA) with its instrumented N/O clutch pack with several sensors (seen from above): (1) DC Motor, (2) Electromagnet brake, (3) Gear reducer, (4) Screw/nut assembly, (5) Master chamber, (6) Slave chamber, (7) Clutch pack, (a) Pressure sensor, (b) Load cell, (c) Laser sensor.	79
Figure 3.5: Hysteretic curves of the system pressure response $PEMA$ vs. the PWM command UM at several temperatures: a) Quasi-static b) Dynamic behavior.....	81
Figure 3.6: Experimental investigation: First order system identification at 0°C	83
Figure 3.7: Identified parameters aD, T and bD, T	84
Figure 3.8: Dual Sliding Mode Controller (DSMC) architecture	85
Figure 3.9: Sliding Mode Controller components.....	86
Figure 3.10: EMA pressure response to several step commands at several temperatures.	92
Figure 3.11: EMA & EHA pressure response to a fast Launch order.....	94
Figure 3.12: EMA & EHA pressure response to a fast Upshift order.....	95
Figure 3.13: EMA & EHA pressure response to a fast Downshift order.....	95
Figure 3.14: EMA & EHA pressure response to a fast Clutch Opening order	95
Figure 4.1: Electromechanical clutch actuator schematics model.....	104
Figure 4.2: Electrohydraulic clutch actuator schematics model.....	106
Figure 4.3: The prototyped electromechanical clutch actuator with its instrumented N/O clutch pack with several sensors (seen from above): (1) DC Motor, (2) Electromagnet brake, (3) Gear reducer, (4) Screw/nut assembly, (5) Master chamber, (6) Slave chamber, (7) Clutch pack, (a) Pressure sensor, (b) Load cell, (c) Laser sensor	108

Figure 4.4: Experimental test bench of the prototyped new electric clutch: (1) DC Motor, (2) Electromagnet brake, (3) Gear reducer, (4) Screw/nut assembly, (5) Master chamber, (6) Slave chamber, (7) Clutch pack, (a) Pressure sensor, (b) Load cell, (c) Laser sensor, (d) Hall effect sensor	108
Figure 4.5: State flow of the driver simplified logic combined with the high-level clutch simplified logic.....	112
Figure 4.6: WMTC 3.2 Urban part: a) Vehicle Speed Vv , b) Clutch State CS, c) Total engine power required Pe , d) Instant fuel consumption, e) Total fuel consumption	115
Figure 4.7: WMTC 3.2 Medium part a) Vehicle Speed Vv , b) Clutch State CS, c) Total engine power required Pe , d) Instant fuel consumption, e) Total fuel consumption	115
Figure 4.8: WMTC 3.2 High part: a) Vehicle Speed Vv , b) Clutch State CS, c) Total engine power required Pe , d) Instant fuel consumption, e) Total fuel consumption	116
Figure 4.9: Launch state (CS=2): a) Electromechanical clutch actuator power required Pca , b) Clutch Pressure: –Command, –Response, --Kisspoint	116
Figure 4.10: Upshift state (CS=3): a) Electromechanical clutch actuator power required Pca , b) Clutch Pressure: –Command, –Response, --Kisspoint	116
Figure 4.11: Downshift state (CS=4): a) Electromechanical clutch actuator power required Pca , b) Clutch Pressure: –Command, –Response, --Kisspoint	117
Figure 5.1: For vehicle acceleration from 85 km/h to 120 km/h: a) Experimental spectrum analysis of the clutch input disc speed, b) Experimental spectrum analysis of the front sprocket speed. Both spectrum analyses include: Potential spread engine	

order Ω m (---) and Potential spread out crankshaft orders (...) (fundamental order Ω and higher orders: 2Ω , 3Ω).....	127
Figure 5.2: Transmission belt subject to periodic tension fluctuations. The belt's upper free span can behave as an oscillator with parametric excitation and can oscillate when $\omega \approx \Omega/2$	127
Figure 5.3: E4C is activated \Rightarrow Belt oscillations are removed.....	130
Figure 5.4: First harmonic response simulation: a) Harmonic response magnitude $\lambda(Fc)$ as a function of $Fc/FLOCK$, b) Half excitation mode in function $Fc/FLOCK$ (-), Belt first resonant mode in function $Fc/FLOCK$ (-), Instability region boundaries in function $Fc/FLOCK$ (--) (parameters used: $A_{IN} = 30$ Nm, $T_{IN} = 100$ Nm, $P_{belt} = 1600$ N, $\beta = 0.906$, $rp = 61.9$ mm, $\rho A = 0.2284$ kg/m, $L = 880$ mm, $FLOCK = 800$ N, $n = 16$, $EA = 1.1251e06$ N and $\mu c = 0.15$)	135
Figure 5.5: Experimental setup: a) Laser sensor, b) Clutch input disc speed sensor (speed sensor n°1), c) Front sprocket speed sensor (speed sensor n°2), d) Clutch pressure sensor.....	136
Figure 5.6: Belt excitation: a) Front sprocket speed from speed sensor n°2, b) Spectrum analysis of the front sprocket speed from speed sensor n°2 where (...) is the crankshaft first order Ω	139
Figure 5.7: Belt response: a) Belt position from the laser sensor, b) Spectrum analysis of belt position from the laser sensor where (-.-) is half of the crankshaft first order $\Omega/2$, c) Belt position from the model, d) Spectrum analysis of belt position from the model where (-.-) is half of the crankshaft first order $\Omega/2$	139
Figure 5.8: Three different positions of the belt's upper free span captured by the high-speed camera. (a) Higher position, (b) Middle position, (c) Lower position	139

Figure 5.9: Belt response at 13.1s from experiment and from model: Belt response magnitude versus Belt response frequency.....	140
Figure 5.10 : E4C activation: Clutch pressure drop-down – a) Clutch piston pressure from pressure sensor, b) Clutch slip from both speed sensors.....	142
Figure 5.11: E4C effect: Clipping of the experimental crankshaft speed oscillation – a) Front sprocket speed from speed sensor n°2, b) Spectrum analysis of the front sprocket speed from speed sensor n°2 where (...) is the crankshaft first order Ω , c) Frequency zoom of b).....	143
Figure 5.12: E4C effect: Clipping of the simulated crankshaft torque oscillations – Simulation results of the transmittable torque <i>TLIM</i> (-.-), the transmitted torque oscillations <i>TOUT</i> (-) and the transmitted mean torque <i>TOUT</i> (-).....	143
Figure 5.13: E4C effect: Frequencies unlocking – Experimental measurements and simulation results of the belt’s first mode frequency ω and the calculated half crankshaft first order $\Omega/2$	143
Figure 5.14: E4C effect: Belt harmonic response removal – a) Belt position from the laser sensor, b) Spectrum analysis of the belt’s position from the laser sensor where (-.-) is half of the crankshaft first order $\Omega/2$, c) Belt position from the model, d) Spectrum analysis of the belt’s position from the model where (-.-) is half of the crankshaft first order $\Omega/2$	144
Figure 6.1: Three different positions of the belt’s upper free span captured by the high-speed camera. (a) Higher position, (b) Middle position, (c) Lower position	153
Figure 6.2: Experimental measurement (*) and identified (-) linear relationship between the clutch slip ϖ and the overclamping level \mathcal{O} for a specific vehicle steady state at <i>TIN</i> = 68 Nm and <i>NIN</i> = 4050 RPM.....	156
Figure 6.3: Mechanical schematics of the clutch in slipping state.....	157

Figure 6.4: Off-line system identifications of the relationship between clutch slip level ϖ and overclamping level \mathcal{O} at six specific vehicle states.....	158
Figure 6.5: Identification of clutch slip dynamics: <i>H5</i> - a) Measured overclamping <i>OREAL</i> , b) Measured clutch slip (*), estimated clutch slip (-) and 1σ -confidence interval of the estimation (-)	159
Figure 6.6: The 1σ -standard deviation value for static gains <i>mn</i> and time constants <i>tn</i> of each off-line identified system <i>Hn</i> and the four first order systems (<i>H7, H8, H9, H10</i>) at each corner of the square area $\mathcal{M} \times \mathcal{T}$	159
Figure 6.7: Controller #1 - Clutch slip adaptive feedforward controller: a) State 1 - Estimation of the relationship <i>f</i> , b) State 2 - Feedforward control.....	162
Figure 6.8: Controller #2 - Clutch slip adaptive feedback controller architecture: a) State 1 - Feedback and Feedforward dual effect, b) State 2 - Feedback and Feedforward effect inversion by estimation of the relationship <i>f</i> , c) State 3 - Feedforward dominating effect.....	166
Figure 6.9: Experimental setup: (a) Engine speed sensor, (b) Rear sprocket sensor, (c) Clutch pressure sensor.....	167
Figure 6.10: State 1 - Estimation of the relationship <i>f</i> : a) Measured overclamping <i>OREAL</i> , b) Measured clutch slip ϖ_{REAL} (*), estimated clutch clip ϖ (-) and 2σ -confidence interval of the estimated clutch clip ϖ (-), c) Measured relationship <i>f</i> (*), estimated relationship <i>f</i> (-) and 2σ -confidence interval of the estimated relationship <i>f</i> (-)	169
Figure 6.11: State 2 - Feedforward control: a) Engine speed, b) Engine torque, c) Calculated <i>OCALC</i> (-) and measured <i>OREAL</i> (-) overclamping levels, d) Clutch slip	

reference ϖ_{REF} (-) and moving average of the measured clutch slip ϖ_{REAL} (-)	170
.....	
Figure 6.12: State 1, 2 and 3: a) Calculated and measured clutch slip, b) Adapted clutch slip offset \mathfrak{b} , c) Calculated $\mathcal{O}CALC$ and corrected $\mathcal{O}CRCTD$ overclamping, d) Calculated $\mathcal{O}CALC$ + corrected $\mathcal{O}CRCTD$ and measured $\mathcal{O}REAL$	172
Figure 6.13: State 2 in vehicle acceleration state: a) Engine speed, b) Engine torque, c) Calculated $\mathcal{O}CALC$ + corrected $\mathcal{O}CRCTD$ and measured $\mathcal{O}REAL$ overclamping levels, d) Clutch slip reference ϖ_{REF} and measured clutch slip ϖ_{REAL}	173
Figure 6.14: State 2 in vehicle acceleration state: a) Adapted clutch slip offset \mathfrak{b} , b) Feedforward effect i.e. calculated overclamping level $\mathcal{O}CALC$, c) PI effect i.e. corrected overclamping level $\mathcal{O}CRCTD$	174
Figure 6.15: E $\mathcal{R}e\lambda A$ for the four first order systems ($H7, H8, H9, H10$) bounding the square area $\mathcal{M} \times \mathcal{T}$ versus the step size parameter value μ	179

CHAPITRE 1. Introduction

1.1 Contexte

De nos jours, la réduction de consommation énergétique pour les véhicules routiers est une problématique importante dans l'industrie automobile. Cependant, elle ne doit pas se faire au détriment de la qualité d'expérience de l'utilisateur et du coût du produit. De nombreuses améliorations ont été apportées aux véhicules afin de répondre à ces problématiques écoénergétiques. Cela va d'améliorations profondes, comme le changement de motorisation (moteurs hybrides, moteurs électriques, moteurs à hydrogènes), à l'ajout de sous-systèmes comme le dispositif de *Start&Stop* permettant d'éteindre le moteur lorsque le véhicule est à l'arrêt. La problématique de réduction de consommation d'énergie des véhicules automobiles a aussi été largement étudiée ces dernières années à travers l'électrification de sous-systèmes, notamment à travers le développement d'actionneurs électromécaniques pour l'automobile (Iles-Klumpner et al. 2006).

D'autre part, la réduction du niveau de vibration des véhicules est aussi une problématique importante dans l'industrie automobile. De nombreuses améliorations ont été apportées aux véhicules ces dernières années afin de satisfaire l'expérience acoustique et vibratoire du conducteur. Notamment par l'utilisation de matériaux absorbant les vibrations et les nuisances sonores, par de la réingénierie visant à supprimer certaines sources de vibrations et par la mise en place de contrôle actif et/ou semi-actif de bruit sur les véhicules. Cependant, ces solutions ont un coût et affectent la plupart du temps la dynamique du véhicule (masse, configuration aérodynamique, performances, etc.).

1.2 Cadre du projet de recherche

Bombardier Recreational Products (BRP) est un constructeur de véhicules récréatifs qui fabrique notamment des motoneiges (Ski-Doo® et Lynx®), des véhicules tout-terrain (Quad CAN-AM® et Côte À Côte CAN-AM®), des moteurs hors-bord (Evinrude® et Johnson®), des motomarines et bateaux (Sea-Doo®), ainsi que des véhicules roadster à trois roues (Spyder CAN-AM®). En mettant l'accent sur la recherche, BRP souhaite développer de nouvelles solutions afin de réduire la consommation d'énergie de ses véhicules, tout en préservant les performances, le confort, et le prix de ce dernier. De la même manière, BRP met l'emphase sur l'investigation des

sources de vibrations et de bruits de ses véhicules afin de les atténuer/supprimer sans affecter les performances, le confort, ni le prix de ses produits.

Dans le cadre de cette stratégie, un partenariat entre l'Université de Sherbrooke et BRP donne naissance au Centre des Technologies Avancées (CTA) de Sherbrooke en 2007. Il s'agit d'un centre de recherche regroupant des techniciens, des ingénieurs, des experts en produits récréatifs, des chercheurs en ingénierie et des étudiants de l'Université de Sherbrooke. Dans ce centre de recherche, des projets à long terme (3 ans) et à haut degré d'innovation industrielle sont amenés de simples concepts à des prototypes fonctionnels de préproduction (*end-to-end*). Ces projets, faisant office de preuve de concept, permettent ensuite la mise en production de nouvelles technologies dans les produits de BRP. Ainsi, c'est au CTA que BRP mène une partie de ses recherches sur la réduction de consommation énergétique et la réduction du niveau de bruit de ses véhicules récréatifs. C'est dans ce cadre de recherche appliquée que s'inscrit le projet dont il est question ici.

Le véhicule à trois roues étudié dans ce projet de recherche, se veut à mi-chemin entre une motocyclette de sport-tourisme et une voiture décapotable. Le moteur à combustion interne du véhicule est un moteur de 1330 cm³, 3 cylindres, 4 temps d'une puissance maximale de 78kW (105 chevaux) à 6000 tr/min et d'un couple maximal de 130 Nm à 5000 tr/min. Ses dimensions sont 2642 mm × 1497 mm × 1099 mm (longueur × largeur × hauteur) pour un poids à sec de 408 kg. De par sa conception tricycle, il est plus facile à piloter qu'une motocyclette. De plus, des aides au pilotage sont installées de série pour le contrôle de stabilité du véhicule, l'antiblocage des freins, et le système d'antipatinage. Enfin, le véhicule peut être équipé d'une transmission manuelle 6 vitesses, ou d'une transmission manuelle automatisée (AMT) 6 vitesses. Enfin, une courroie de transmission est utilisée pour transmettre le couple du bloc moteur jusqu'à la roue arrière.

Ces véhicules de sport-tourisme à trois roues répondent à des attentes bien particulières de la clientèle. Les performances et le confort global du véhicule doivent permettre de maximiser le plaisir de conduire. Cependant, la tendance mondiale autour de la réduction de consommation d'essence des véhicules et de la réduction du niveau de vibration des véhicules se fait de plus en plus pressante.

Ainsi, un des composants clés, en lien avec les performances du véhicule et pour lequel une innovation technologique pourrait permettre une baisse de la consommation d'énergie globale, est le système de transmission situé entre le moteur à combustion

interne et la roue arrière. De la même manière, un des composants clefs, en lien avec le confort vibratoire du véhicule et pour lequel une innovation technologique pourrait permettre une baisse du niveau de vibration, est ce même système de transmission situé entre le moteur à combustion interne et la roue arrière.

Une innovation technologique sur la transmission du véhicule offre donc à la fois un potentiel de réduction de consommation d'énergie du véhicule et de réduction du niveau de vibration du véhicule.

1.3 Problématiques de recherche

Comme expliqué précédemment, ces véhicules de sport-tourisme à trois roues peuvent être équipés d'une transmission manuelle automatisée (AMT) 6 vitesses. Les AMT sont conçues pour optimiser la transmission de puissance et le passage des rapports. L'AMT actuellement proposée pour le véhicule est composée d'un embrayage normalement ouvert (N/O) et d'un actionneur électrohydraulique d'embrayage piloté qui gère le niveau d'ouverture/fermeture de l'embrayage et le passage des rapports. Cet actionneur électrohydraulique d'embrayage est composé de plusieurs servovalves, d'un circuit hydraulique alimenté par une pompe hydraulique, et d'un piston qui, lors de l'engagement, vient effectuer une pression sur les disques d'embrayage. Ce dispositif donne de très bonnes performances notamment grâce à ses algorithmes de contrôle (Gauthier & Micheau 2012). Cependant, l'actionnement électrohydraulique de la transmission est intrinsèquement inefficace et entraîne inévitablement une surconsommation du véhicule. Une solution proposée est le développement d'un nouvel actionneur électrique d'embrayage moins énergivore avec un niveau de performance élevé et pour un coût acceptable.

Aussi, pour ces véhicules de sport-tourisme à trois roues, la transmission de couple depuis l'embrayage jusqu'à la roue arrière est effectuée par l'intermédiaire d'une courroie en polymère dentée et tendue entre deux pignons, l'un installé au niveau du bloc moteur et l'autre directement installé sur la roue arrière du véhicule. Ce type de transmission est léger et efficace comparé à d'autres types de transmissions présents sur le marché comme les chaînes de transmission ou les arbres de transmission. Cependant, la configuration de la courroie sur le véhicule (tension, longueur, etc.) est un enjeu important, qui peut faire entrer la courroie en oscillation sous certaines conditions et donc affecter le niveau de vibration du véhicule. En effet, des oscillations transverses de la courroie de transmission du véhicule ont été observées pour certains régimes moteurs

(des plages spécifiques de vitesse et de couple) en 6^{ème} vitesse. Une solution proposée est d'étudier le phénomène d'oscillation de courroie observé et de mettre en place une stratégie de contrôle spécifique de l'actionneur d'embrayage du véhicule afin de supprimer les oscillations de courroie sans altérer l'expérience de conduite.

Le système de transmission du véhicule étudié pose donc aujourd'hui deux problématiques principales :

(1) L'actuel actionneur électrohydraulique d'embrayage utilisé dans l'AMT du véhicule est intrinsèquement inefficace et entraîne inévitablement une surconsommation du véhicule. Il faut donc développer un nouvel actionneur électrique d'embrayage qui répond aux exigences suivantes :

➤ Le nouveau dispositif d'actionnement d'embrayage associé à sa stratégie de contrôle sera, au moins, aussi performant que l'actuel dispositif d'actionnement électrohydraulique d'embrayage de l'AMT. Pour cette évaluation on considère quatre cas opérationnels critiques et hautes fréquences: le *fast launch*, le *fast upshift*, le *fast downshift* et le *fast clutch opening*.

➤ Le nouveau dispositif d'actionnement d'embrayage associé à sa stratégie de contrôle consommera moins d'énergie que l'actuel dispositif d'actionnement électrohydraulique d'embrayage de l'AMT. Pour cette évaluation on considère un cycle de conduite normalisé : le World Motorcycle Test Cycle 3.2 (WMTC 3.2).

➤ Le nouveau dispositif d'actionnement d'embrayage sera de coût acceptable, inférieur ou égal à l'actuel dispositif d'actionnement électrohydraulique d'embrayage de l'AMT. Cette évaluation est effectuée à la discrétion de l'industriel.

(2) La courroie de transmission - transmettant le couple du bloc moteur à la roue arrière - du véhicule étudié est sujette à des oscillations transverses importantes pour certaines plages de vitesse et de couple moteur. Cela entraîne d'importantes vibrations sur tout le véhicule et un inconfort notoire pour le conducteur. Il faut donc proposer une solution afin de supprimer les oscillations de courroie tout en respectant les exigences suivantes :

➤ La solution proposée pour supprimer les oscillations de courroie doit être purement mécatronique. Elle ne doit faire appel qu'à des composants pilotables ou non, déjà intégrés au véhicule. Ainsi, l'ajout, la modification ou la suppression d'un élément mécanique du véhicule n'est pas envisageable. Au contraire, l'utilisation des dispositifs

d'actionnements, des capteurs et des unités de contrôle présents de série sur le véhicule - comme l'actionneur d'embrayage du véhicule - est fortement conseillée.

Pour finir, les solutions envisagées pour répondre aux problématiques (1) et (2) doivent être compatibles l'une avec l'autre. Notamment, la solution à la problématique (2) doit être applicable avec la solution à la problématique (1).

1.4 Objectifs de recherche

Les problématiques (1) et (2) font référence à un élément commun du véhicule – son système de transmission – cependant, elles sont traitées de manière indépendantes dans cette thèse. Pour répondre à ces deux problématiques de recherche, on reformule les problématiques sous la forme de deux énoncés de recherche. Puis, ces deux énoncés de recherche sont déclinés en sous-objectifs qui formeront le plan de recherche :

(1) Imaginer, modéliser, dimensionner, optimiser, concevoir et contrôler (*end-to-end*) un nouvel actionneur électrique d'embrayage innovant et moins énergivore que l'actuel actionneur d'embrayage électrohydraulique de l'AMT. Grâce à une stratégie de commande avancée, cette rupture technologique doit permettre d'être écoénergétique tout en ayant un niveau de performance élevé et pour un coût acceptable.

1.a) Réaliser une revue de l'état de l'art sur les embrayages, leurs actionnements et leurs stratégies de contrôle. A l'issue de cette revue, on sélectionne un nouveau concept d'actionnement d'embrayage et on s'oriente vers une stratégie de contrôle.

1.b) À partir du concept d'actionnement sélectionné, imaginer, dimensionner et optimiser un nouveau dispositif d'actionnement d'embrayage sur la base des exigences et des contraintes industrielles. Réaliser un modèle analytique du nouveau dispositif d'actionnement d'embrayage.

1.c) Concevoir un prototype du nouveau dispositif d'actionnement d'embrayage et l'intégrer sur un banc d'essai avec un embrayage normalement ouvert. Réaliser un modèle numérique du nouveau dispositif d'actionnement d'embrayage conçu.

1.d) Élaborer une stratégie de contrôle pour le nouveau dispositif d'actionnement d'embrayage en fonction des défis soulevés. Démontrer analytiquement la robustesse de la stratégie de contrôle sous différentes conditions d'opérations

1.e) Valider expérimentalement les performances du nouveau dispositif d'actionnement d'embrayage associé à sa stratégie de contrôle, sous différentes conditions d'opérations. Valider expérimentalement la robustesse de la stratégie de contrôle sous différentes conditions d'opérations.

1.f) Valider expérimentalement l'économie d'énergie engendrée par l'utilisation du nouveau dispositif d'actionnement d'embrayage par rapport à l'actuel dispositif d'actionnement électrohydraulique d'embrayage de l'AMT, sur un cycle de conduite normalisé.

(2) Investiguer l'origine des oscillations de courroie observées sur la courroie de transmission - transmettant le couple du bloc moteur à la roue arrière - du véhicule étudié et proposer une solution mécatronique innovante, basée sur une stratégie de contrôle spécifique de l'actionneur d'embrayage du véhicule, afin de supprimer les oscillations de courroie sans altérer l'expérience de conduite.

2.a) Réaliser une revue de l'état de l'art sur les stratégies de contrôle de vibration de *driveline* des véhicules.

2.b) Réaliser un banc d'essai avec un véhicule instrumenté et un roller-dyno afin d'investiguer les causes et les conséquences des oscillations de courroie sur le véhicule.

2.c) À partir de l'analyse des données expérimentales, proposer une explication physique des oscillations de courroie observées et en déduire un modèle mathématique.

2.d) Valider expérimentalement la justesse de prédiction du modèle physique/mathématique proposé.

2.e) Proposer une solution mécatronique innovante, basée sur une stratégie de contrôle spécifique de l'actionneur d'embrayage du véhicule, permettant de supprimer les oscillations de courroie.

2.f) Prédire analytiquement la robustesse de la solution mécatronique proposée.

2.g) Valider expérimentalement l'efficacité de la solution mécatronique proposée pour supprimer les oscillations de courroie.

2.h) Valider expérimentalement la robustesse de la solution mécatronique proposée. En d'autres termes, il faut valider qu'elle ne met pas en péril l'expérience de conduite.

1.5 Résultats de recherche

Les résultats obtenus et répondant aux sous-objectifs des projets de recherche (1) et (2) ont amené une certaine originalité aux travaux effectués. Ces derniers ont mené à l'écriture de trois articles de journaux scientifiques et de trois articles de conférence :

Dans le cadre du projet de recherche (1), un nouveau dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage a été dimensionné, optimisé et finalement conçu, tout comme sa stratégie de contrôle. Bien que ce nouveau dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage ne soit pas la principale source d'originalité de ce projet de recherche, son arrangement hybride (électrique/mécanique/hydraulique) n'en fait pas moins un montage ingénieux et très intéressant. Aussi, les défis de contrôle associés à ce dernier nécessitent le développement d'une commande avancée innovante. En effet, les études théoriques puis expérimentales du nouveau dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage ont révélé des composantes fortement non-linéaires telles qu'une raideur de système discontinue et une composante de frottement sec. De plus, des variations paramétriques du système en fonction de la température ont également été révélées. Ainsi, au regard des défis de contrôle soulevés, deux stratégies de commande avancée ont été élaborées et ont conduit à la publication d'un article de conférence et d'un article de journal :

Temporelli, R., Micheau, P. & Boisvert, M., 2017. Control of an Electromechanical Clutch Actuator by a Parallel Adaptive Feedforward and Bang-Bang controller : Simulation and Experimental results. *IFAC-PapersOnLine*, 50(1), pp.4938–4944. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2405896317319079>.

Temporelli, R., Micheau, P. & Boisvert, M., 2017. Control of an Electromechanical Clutch Actuator using a Dual Sliding Mode Controller: Theory and Experimental Investigations. *IEEE Transactions On Mechatronics*, (submitted in August 2017).

Dans ce dernier, une stratégie de contrôle robuste basée sur un *Dual Sliding Mode Controller* (DSMC) est développée pour piloter le nouvel actionneur électromécanique d'embrayage. Finalement, les performances et la robustesse du nouvel actionneur électromécanique d'embrayage associé à son DSMC sont validées sous différentes conditions d'opérations. Aussi, dans le but de répondre à la problématique de recherche, les performances et la précision de réponse du nouvel actionneur électromécanique d'embrayage associé à son DSMC sont comparées à celles de l'actuel actionneur

électrohydraulique d'embrayage de l'AMT associé à son propre contrôleur. Ainsi, une solution de contrôle robuste, performante et originale est proposée pour résoudre les défis de commande bas niveau soulevés par la conception du nouveau dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage.

Toujours dans le cadre du projet de recherche (1), une évaluation de l'économie d'énergie engendrée par l'utilisation du nouvel actionneur électromécanique d'embrayage par rapport à l'actuel actionneur électrohydraulique d'embrayage de l'AMT a été réalisée sur un cycle de conduite normalisé. Ainsi, une première prédiction basique puis une évaluation expérimentale précise et novatrice ont conduit à la publication de deux articles de conférence :

Temporelli, R. & Micheau, P., 2015. Prediction of fuel consumption reduction of recreative vehicles by electrification of its clutch transmission. *In 12th IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*. Montréal, Canada, p.6.

<http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?arnumber=7352998>

Temporelli, R., Micheau, P. & Boisvert, M., 2017. Agile and Low-Cost Experimental Evaluation of Fuel Consumption Reduction of a New Electrified Clutch Transmission Virtually Connected to a Vehicle. *SAE Technical Paper*, (2017-01-1096), p.8.

<http://papers.sae.org/2017-01-1096/>

Dans le deuxième, on propose notamment une nouvelle méthode innovante, agile et faible coût, baptisée *Actuator-In-the-Loop* (AIL), pour évaluer expérimentalement la consommation d'énergie d'un dispositif d'actionnement virtuellement intégré à un véhicule. Dans le but de répondre à la problématique de recherche, cette méthode est appliquée à notre cas d'étude sur un cycle de conduite normalisé WMTC 3.2.

Dans le cadre du projet de recherche (2), l'origine des oscillations de courroie, observées sur la courroie de transmission du véhicule, a été étudié et une solution mécatronique innovante, basée sur une stratégie de contrôle spécifique de l'actionneur d'embrayage, a été proposée. Ceci a mené à la publication d'un article de journal :

Temporelli, R. & Micheau, P., 2017. Oscillations control of a transmission belt by Excitation Clipping using Clutch Clamping Control (E4C). *Journal of Sound and Vibration*, 393(April), pp.1-13.

<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X17300056>

Dans ce dernier, à partir de l'analyse des données expérimentales, un modèle physique/mathématique est proposé pour expliquer les oscillations de courroie observées. Puis une solution mécatronique, basée sur une stratégie de contrôle de la force de serrage de l'embrayage, est proposée pour supprimer les oscillations de courroie. Le modèle physique/mathématique est alors mis à jour pour inclure la composante de contrôle des oscillations par coupure de leur excitation en utilisant un contrôle de la force de serrage de l'embrayage (E4C). Ceci donne naissance à un tout nouveau modèle physique/mathématique de comportement de courroie incluant la stratégie E4C. Ce modèle est intitulé *Duffing Oscillator with Controlled Parametric Excitation by E4C strategy*. Il s'agit d'une importante source d'originalité pour le présent travail. Finalement, la justesse de prédiction du nouveau modèle physique/mathématique et l'efficacité de la solution mécatronique proposée sont validées expérimentalement.

Toujours dans le cadre du projet de recherche (2), comme démontré précédemment, la stratégie de contrôle par modulation de la force de serrage de l'embrayage est efficace pour supprimer/contrôler les oscillations de courroie observées sur le véhicule. Cependant, en pratique, le contrôle de la force de serrage de l'embrayage doit se faire indirectement par le contrôle de la variable de glissement de l'embrayage. En effet, cette dernière est directement liée au confort de l'utilisateur, il est donc primordial de garder un contrôle direct de cette variable. Cependant, le contrôle de cette variable physique est compliqué : le défi vient du fait que la dynamique du glissement de l'embrayage est hautement non-linéaire. Aussi, ses paramètres sont très incertains (variations en fonction du temps et de l'état du véhicule). De plus, l'environnement bruité de l'embrayage rend le contrôle du glissement encore plus complexe. Ainsi, au regard des défis de contrôle soulevés ici, deux stratégies de contrôle en glissement de l'embrayage ont été développées pour notre application de suppression d'oscillation de courroie. Ces dernières ont conduit à la publication d'un article de journal :

Temporelli, R., Micheau, P. & Boisvert, M., 2017. Accurate Clutch Slip Controllers during Vehicle Acceleration and Steady State. *IEEE Transactions On Mechatronics*, (submitted in August 2017).

Dans cet article, on développe en détail les deux stratégies de contrôle en glissement de l'embrayage conçues, dans notre cas, pour supprimer le phénomène d'oscillations de courroie. Finalement, malgré les défis énumérés précédemment, la robustesse des deux contrôleurs de glissement d'embrayage est démontrée analytiquement et validée expérimentalement.

1.6 Structure de la thèse

Ce document regroupe les méthodes et les résultats remplissant tous les sous-objectifs des projets de recherche (1) et (2). Le chapitre II présente un état de l'art général sur les transmissions automobiles et leurs contrôles. Les chapitres III et IV présentent l'ensemble des travaux effectués et les résultats obtenus pour le projet de recherche (1). Puis, les chapitres V et VI présentent l'ensemble des travaux effectués et les résultats obtenus pour le projet de recherche (2).

De manière plus spécifique :

Le chapitre II présente la revue de l'état de l'art sur les embrayages, leurs actionnements, et leurs stratégies de contrôle pour les cas opérationnels généraux et pour le cas opérationnel spécifique du contrôle de vibration de *driveline*.

(1) Le chapitre III, présenté sous forme d'article complet, expose le nouveau dispositif d'actionnement d'embrayage dimensionné et optimisé et sa stratégie de contrôle développée. Un modèle analytique de ce dernier est construit et analysé. Puis le prototype du nouveau dispositif d'actionnement d'embrayage intégré sur un banc d'essai est présenté et les investigations expérimentales sur le comportement du système global sont exposées. Ensuite, au regard des défis de contrôle soulevés, une stratégie de contrôle robuste est développée pour piloter le nouveau dispositif d'actionnement d'embrayage. Finalement, à l'aide du banc d'essai, les performances et la robustesse du nouveau dispositif d'actionnement d'embrayage associé à sa stratégie de contrôle robuste sont validées sous différentes conditions d'opérations. Le chapitre IV, également présenté sous forme d'article complet, expose une nouvelle méthode agile et bon marché pour évaluer expérimentalement la consommation d'énergie d'un dispositif d'actionnement virtuellement intégré à un véhicule. Cette méthode, baptisée *Actuator-In-the-Loop* (AIL), est utilisée pour évaluer l'économie d'énergie engendrée par l'utilisation du nouveau dispositif d'actionnement d'embrayage par rapport à l'actuel dispositif d'actionnement d'embrayage de l'AMT, sur un cycle de conduite normalisé.

(2) Le chapitre V, lui aussi présenté sous forme d'article complet, expose les travaux réalisés pour comprendre le phénomène d'oscillations de courroie et la solution mécatronique proposée pour supprimer ce-dernier. À partir de l'analyse des données expérimentales, un modèle physique/mathématique est proposé pour expliquer les oscillations de courroie observées. Puis la solution mécatronique, basée sur une stratégie de contrôle spécifique de l'actionneur d'embrayage du véhicule, est proposée pour

supprimer les oscillations de courroie. Le modèle physique/mathématique est alors mis à jour. Finalement, la justesse de prédiction du nouveau modèle physique/mathématique et l'efficacité de la solution mécatronique proposée sont validées expérimentalement. Le chapitre VI, lui aussi présenté sous forme d'article complet, développe en détail les deux stratégies de contrôle en glissement de l'embrayage conçues, dans notre cas, pour supprimer le phénomène d'oscillations de courroie. Finalement, la robustesse des deux contrôleurs de glissement d'embrayage est démontrée analytiquement et validée expérimentalement.

Pour finir, le chapitre VII conclut la thèse et les travaux effectués pour les projets de recherche (1) et (2).

CHAPITRE 2. État de l'art sur les transmissions automobiles et leurs contrôles

2.1 Les embrayages dans les transmissions automobiles

2.1.1 Description

L'embrayage est un élément mécanique permettant de transmettre une puissance mécanique provenant d'un arbre moteur (entrée), vers un autre arbre (sortie). L'embrayage agit comme un interrupteur entre la source de puissance et le dispositif qui la consomme. Dans une automobile, ce dernier permet de transmettre la puissance issue du moteur, aux roues du véhicule.

Le principe de l'embrayage repose sur le contact entre un minimum de deux surfaces, par exemple deux disques : le disque d'entrée lié par un arbre à la source de puissance, et le disque de sortie lié par un autre arbre au dispositif qui consomme la puissance. On considère que le disque d'entrée possède un couple et une vitesse de rotation initiale non nulle, au contraire on considère que le disque de sortie possède un couple et une vitesse de rotation initiale nulle. Lorsqu'il y a contact entre les surfaces des deux disques, la friction entre le disque d'entrée en rotation et le disque de sortie immobile va engendrer la création d'un couple et d'une vitesse de rotation sur le disque de sortie. Il y a alors transmission de la puissance mécanique du disque d'entrée au disque de sortie.

On distingue trois états dans les embrayages classiques : débrayé, en glissement et verrouillé. Dans l'état débrayé, les disques d'entrée et de sortie ne sont pas en contact et aucune puissance n'est transmise entre le disque d'entrée et le disque de sortie. Il est essentiel d'interrompre la transmission de la puissance du moteur aux roues en débrayant lorsque le véhicule est à l'arrêt. L'embrayage entre dans l'état de glissement au moment où la puissance mécanique au disque d'entrée commence à être transmise au disque de sortie. Cela se manifeste par l'apparition d'un couple et d'une vitesse de rotation sur le disque de sortie. Dans le cas d'un embrayage humide, l'entraînement hydrodynamique de l'huile transmet cette puissance avant même qu'il y ait contact entre les disques d'entrée et de sortie. Dans le cas d'un embrayage sec, la puissance est transmise lorsqu'il y a contact entre le disque d'entrée et le disque de sortie. De manière générale, on appelle cet instant de contact le « *Kisspoint* ». Dans tous les cas, le disque d'entrée transmet

au disque de sortie un couple de frottement dépendant de la force axiale appliquée sur l'embrayage. Il est possible d'appliquer cette force axiale graduellement de manière à avoir une transmission de couple progressive. Lors d'un départ arrêté, l'embrayage permet un démarrage du véhicule en douceur. L'embrayage rentre dans l'état verrouillé lorsque la force axiale est suffisante pour que les disques d'entrée et de sortie aient le même couple développé et la même vitesse de rotation. On considère alors que les deux arbres sont solidaires.

2.1.2 Modélisation dynamique d'un embrayage monodisque

L'embrayage dans son état de glissement peut être modélisé comme illustré sur la Fig. 2.1, par un groupe motopropulseur avec deux inerties indépendantes sur lesquelles le couple de frottement de l'embrayage est appliqué (Esnault 2009). Les équations régissant ce modèle simplifié sont:

$$\frac{d\omega_m}{dt} = \frac{1}{J_m} (T_m - T_c) \quad (2.1)$$

$$\frac{d\omega_d}{dt} = \frac{1}{J_d} (T_c - T_d) \quad (2.2)$$

où T_m et ω_m sont respectivement le couple et la vitesse angulaire de la partie motrice (source de puissance) et J_m l'inertie équivalente de cette partie motrice, T_c le couple de frottement de l'embrayage, T_d et ω_d sont respectivement le couple et la vitesse angulaire de l'arbre de sortie et J_d l'inertie équivalente entre la partie menée de l'embrayage et la route.

Il existe plusieurs modèles statiques pour décrire le couple de frottement T_c entre le disque d'entrée et le disque de sortie en fonction de la force de serrage F_c et de la vitesse relative entre les disques d'entrée et de sortie $\omega_m - \omega_d$. Le couple de frottement T_c est intimement lié au coefficient de friction qui peut varier suivant les hypothèses posées sur le type de frottement comme illustré sur la Fig. 2.2 (Olsson et al. 1998). En posant l'hypothèse que la vitesse de rotation est faible et que la stiction est négligeable, on approxime le coefficient de frottement en l'assimilant à un simple coefficient de friction de Coulomb Fig. 2.2a. On obtient alors la relation linéaire (Esnault 2009):

$$T_c = nF_c\mu_c r_e \quad (2.3)$$

où n est le nombre de surfaces de frottement, F_c est la force axiale appliquée à l'embrayage, μ_c est le coefficient de friction des surfaces en frottement et r_e est le rayon efficace des disques de l'embrayage.

Lors d'un engagement à faible vitesse et en l'absence de stiction les résultats expérimentaux suivent le modèle de friction de Coulomb (Holgerson 2000). Cependant dans un embrayage à disque humide, en pratique le coefficient de frottement change en début de glissement. La grande vitesse rotation ω_m entraîne l'évacuation de l'huile qui crée un couple hydrodynamique et donc un couple de frottement visqueux entre les disques d'entrée et de sortie. Les modèles de Kitabayashi (Kitabayashi, H., Li, C. et Hiraki 2003) et de Yuan (Yuan et al. 2007) sont notamment utilisés pour prédire ce couple de frottement visqueux, on se trouve alors dans la situation de la Fig. 2.2b. En fin de glissement, le coefficient friction change aussi, car la vitesse de rotation ω_m diminue et on voit apparaître le phénomène de stiction, on se trouve alors dans la situation de la Fig. 2.2c et d. D'autres paramètres influent sur la relation entre le couple de frottement T_c et la force de serrage F_c et notamment le coefficient de friction μ_c , comme l'usure des disques (Miyoshi 2002) et la température (Holgerson 1999).

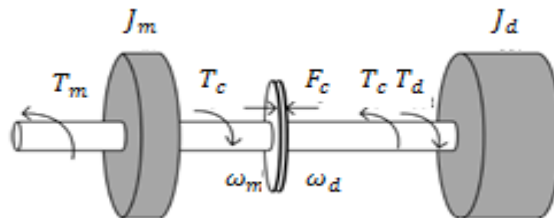


Figure 2.1 : Schéma simplifié de l'embrayage en état de glissement. La partie gauche représente le bloc moteur à combustion et la partie droite représente la chaîne de transmission jusqu'au roues (Gauthier 2010)

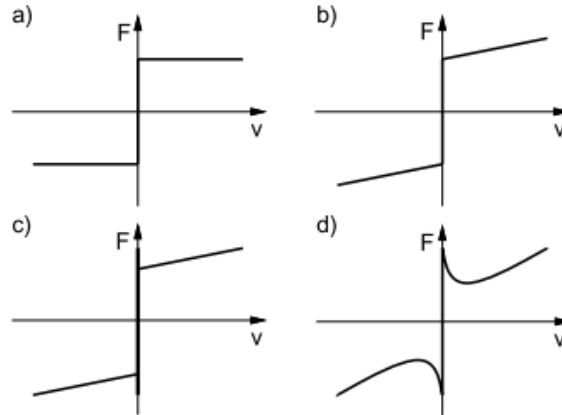


Figure 2.2: Modèle de frottement : a) Frottement de Coulomb b) Frottement de Coulomb + visqueux c) et d) Frottement de Coulomb + visqueux + stiction (Olsson et al. 1998)

2.1.3 Utilisation dans l'industrie automobile

On référence plusieurs types d'embrayage dans l'automobile qui sont classés selon plusieurs critères. La géométrie de la surface de frottement qui peut-être de type disque ou conique (bien que ce type ait été délaissé depuis plusieurs années); dans notre cas on ne parlera que d'embrayage à disque. Le nombre de surfaces mises en contact est aussi un enjeu important; dans le cas des embrayages à disques on parle d'embrayage monodisque ou multidisque. L'environnement de l'embrayage peut être sec ou humide. La commande de l'embrayage peut être manuelle ou automatisée, et utiliser un actionnement mécanique pur, hydraulique pur, électromécanique, électrohydraulique ou électromagnétique. Enfin, l'embrayage peut être Normalement Ouvert (N/O) ou Normalement Fermé (N/F) suivant les transmissions. Un embrayage N/F est un embrayage sur lequel un effort doit être appliqué pour interrompre la transmission de couple. Inversement, un embrayage N/O nécessite l'application d'un effort pour transmettre du couple.

2.2 Les types de transmissions automobiles

2.2.1 Les transmissions à embrayages manuels

Les embrayages manuels sont généralement constitués d'un embrayage monodisque ou multidisque, sec ou humide et normalement fermé par des ressorts de rappel. Pour ouvrir l'embrayage, l'utilisateur doit appuyer sur une pédale ou une poignée en liaison rigide avec un levier, un piston maître/esclave et un plateau de pression. Le plateau de pression est l'interface rigide entre l'actionneur et le disque d'embrayage. La Fig. 2.3 illustre le fonctionnement d'un embrayage monodisque sec à commande manuelle par câble. Les transmissions comprenant ces types d'embrayages ont les avantages d'être efficaces, autour de 97%, sur un cycle standard d'opération et d'être simples à fabriquer et à entretenir. Par contre, le confort des passagers lors des changements de vitesse et lors des départs arrêtés dépend de l'habileté du conducteur à débrayer et à embrayer.

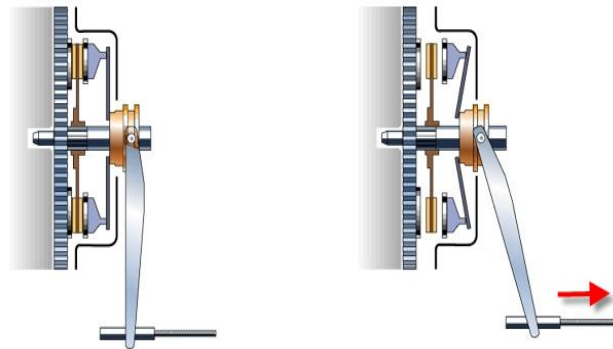


Figure 2.3: Embrayage monodisque sec à commande manuelle par câble. À gauche la position embrayée, à droite la position débrayée (source : Renault)

2.2.2 Les transmissions à embrayages manuels robotisés/automatisés (AMT et DCT)

Les transmissions manuelles automatisées (AMT) sont apparues un peu avant les années 2000 dans le but de regrouper les avantages des transmissions automatiques et manuelles. Elles se basent sur la même architecture que les transmissions manuelles. En effet, elles sont constituées d'un embrayage monodisque ou multidisque, sec ou humide mais normalement ouvert par des ressorts de rappel dans la plupart des cas.

L'actionnement est géré par un actionneur robotisé associé à une logique de commande. Malgré que les embrayages secs et humides soient des systèmes bien connus, leur actionnement robotisé demeure un grand défi. Depuis quelques années, des transmissions manuelles automatisées avec deux embrayages séparés ont vu le jour. Un embrayage avec actionneur pour les vitesses paires et un autre embrayage avec actionneur pour les vitesses impaires. Ces transmissions AMT à double embrayage sont appelées *Dual Clutch Transmission* (DCT) en anglais. Le cas des embrayages d'AMT est largement étudié dans les sections suivantes.

2.2.3 Les transmissions à convertisseurs de couple

En Amérique du Nord, les transmissions automatiques sont les plus répandues. La transmission de puissance se fait grâce à un convertisseur de couple. Il s'agit d'une pompe et d'une turbine se faisant face qui sont plongées dans l'huile. La pompe en entrée est reliée à l'arbre moteur et la turbine en sortie est reliée à l'arbre de sortie. Ainsi la turbine en sortie est entraînée par le couple hydrodynamique de l'huile créé par la pompe en entrée. La Fig. 2.4 est une vue explosée d'un convertisseur de couple utilisé dans les transmissions automatiques. Ces dernières sont réputées plus confortables que les transmissions à embrayages manuels. Par contre, leur efficacité n'atteint que 86% dans un cycle standard d'opération et elles sont plus coûteuses à fabriquer et à entretenir. Des embrayages de pontage sont ajoutés sur les convertisseurs de couple dans les transmissions automatiques afin de rendre le lien rigide entre la pompe et la turbine lorsque ces dernières tournent à la même vitesse. Ces embrayages de pontage, appelés *Torque Converter Clutch* (TCC) en anglais, permettent donc d'améliorer le rendement des transmissions automatiques.

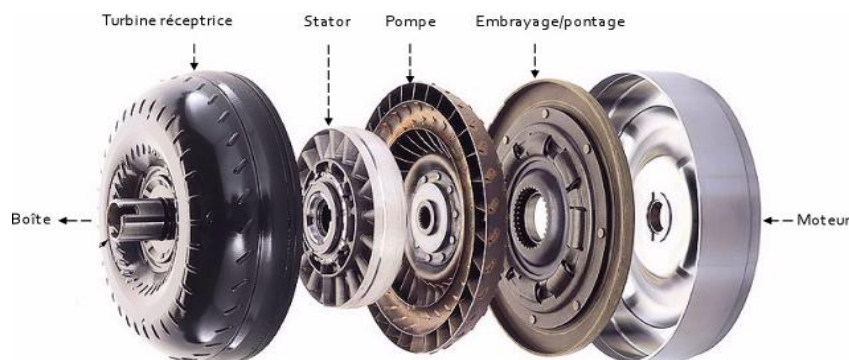


Figure 2.4: Convertisseur de couple d'une transmission automatique (source : Mercedes)

2.2.4 Les transmissions variables continues (CVT)

Les transmissions variables continues (CVT) sont des transmissions très répandues notamment dans les véhicules récréatifs comme les motoneiges, les motomarines, les véhicules tout-terrains. Depuis quelques années, elles sont également de plus en plus utilisées dans l'automobile à l'image de la CVT Xtronic de Nissan. Contrairement aux transmissions automatiques et manuelles, il n'y a pas d'engrenage qui s'emboîte l'un dans l'autre pour sélectionner une vitesse. Les CVT sont constituées de deux poulies ayant chacune un diamètre variable, et sont reliées entre elles par une courroie en caoutchouc ou en métal (plus fiable et efficace). Chacune des poulies se compose de deux côtés mobiles en forme de cône dont l'un est variable, ce dernier fait donc monter ou descendre la courroie en s'approchant ou en s'éloignant de l'autre côté. La courroie est donc conçue en V dans le but d'épouser la forme de la poulie et ainsi permettre le maximum d'adhérence. La poulie qui est reliée au moteur entraîne la deuxième poulie qui, elle, est reliée aux roues motrices. Le transfert de puissance s'effectue donc par la courroie qui relie les deux poulies. Ce principe de base qui porte le nom de variateur de vitesse est illustré sur la Fig. 2.5, cela permet de faire varier continuellement le rapport de démultiplication d'un moteur. Généralement, ce rapport est piloté par un dispositif centrifuge, en fonction de la vitesse de rotation du moteur : la démultiplication augmente avec la vitesse de rotation du moteur.

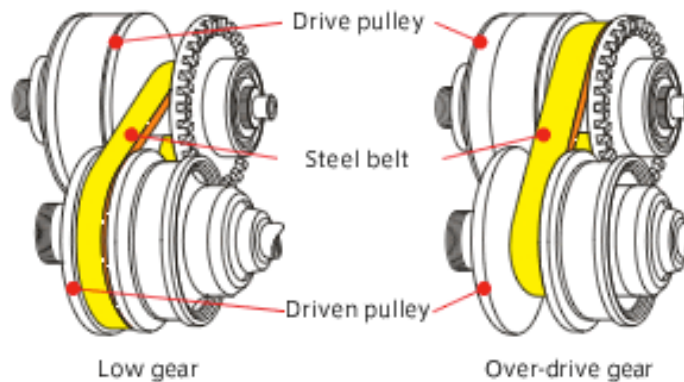


Figure 2.5: Transmissions variables continues (CVT) (source : Mitsubishi Motors)

2.2.5 Les transmissions centrifuges

Un embrayage particulier équipe notamment les CVT de nos jours, il s'agit des embrayages centrifuges comme illustré sur la Fig. 2.6. Les embrayages centrifuges sont composés d'un élément (disque ou came) tournant avec l'arbre moteur. L'élément tournant est constitué de plusieurs masselottes qui avec la vitesse de rotation vont se déplacer sur l'élément tournant jusqu'à ce qu'elles rencontrent un élément bloquant (plateau de pression) pour lui appliquer une force normale. L'élément bloquant est lié à l'arbre de sortie, ainsi, le couple de l'élément tournant est transmis à l'élément bloquant et donc à l'arbre de sortie grâce aux masselottes.



Figure 2.6: Exemple d'embrayage centrifuge de motocyclette (source : Aprilia)

2.2.6 Les transmissions à embrayages à fluide magnéto-rhéologique (MR)

Un embrayage expérimental basé sur les fluides magnéto-rhéologiques (MR) a été conçu à l'Université du Nevada (Kavlicoglu et al. 2006). En effet, les fluides MR contiennent des particules ferromagnétiques microscopiques, dont la viscosité change sous l'effet d'un champ magnétique. Cette propriété des fluides MR permet le contrôle précis des contraintes de cisaillement du fluide par un contrôle de l'intensité du champ magnétique externe. Une des applications très intéressantes de ces fluides MR est la conception d'un embrayage à fluide MR pour transmettre le couple moteur à l'arbre de transmission. Un embrayage à fluide MR est constitué généralement d'un arbre d'entrée, d'un arbre de sortie et d'un embrayage multidisque (*clutch pack* en anglais) qui baigne dans le fluide MR. Le *clutch pack* est entouré d'un ou plusieurs électroaimants utilisés pour créer un champ magnétique. Lorsque les électroaimants sont alimentés en courant, un champ magnétique est appliqué autour du *clutch pack* et la viscosité du fluide MR

augmente, ce qui rend possible la transmission de couple entre l'arbre d'entrée et l'arbre de sortie. La Fig. 2.7 illustre une vue en coupe d'un prototype d'embrayage multidisque à fluide MR (Kavlicoglu et al. 2006).

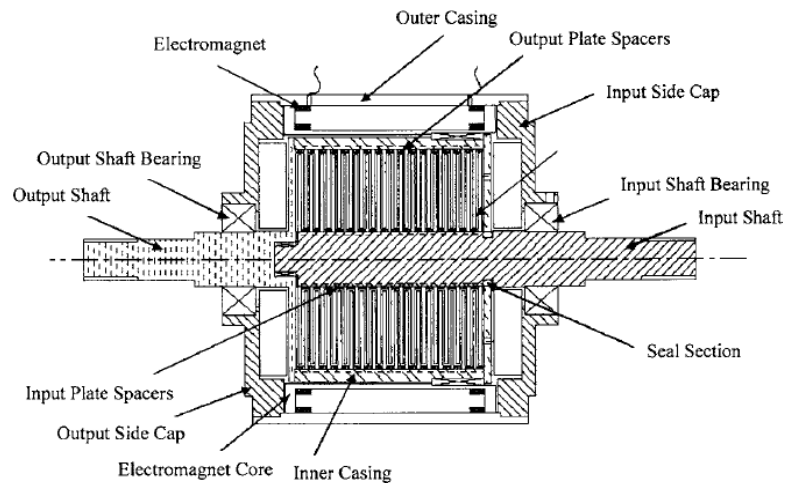


Figure 2.7: Vue en coupe d'un embrayage multidisque contenant un fluide MR (Kavlicoglu et al. 2006)

2.3 Les technologies d'actionnement d'embrayage manuel robotisé/automatisé

La robotisation des embrayages pour AMT est un enjeu important pour les constructeurs de transmissions et elle a permis de mettre en concurrence un certain nombre de technologies d'actionnement en les comparant d'un point de vue de la performance, du coût, de l'encombrement, et plus récemment de l'économie de carburant.

En effet, à l'origine, les AMT ont été conçues pour équiper des véhicules de sport afin d'optimiser leurs performances et le passage des rapports. Le premier véhicule commercialisé à être équipé d'une AMT en série est la Ferrari F355 de 1997 avec la boîte de vitesse dite F1. Par la suite, Alfa Romeo et BMW équiperont leurs véhicules de sport de systèmes similaires. Ces premières AMT sont basées sur la technologie électrohydraulique (Montanari et al. 2004) et chaque nouvelle version de ces AMT réduit les temps de passage des rapports pour descendre autour de 100 ms en 2007 (Lucente et

al. 2007). En effet, la technologie électrohydraulique est une technologie éprouvée, mature et bon marché. Les transmissions basées sur la technologie électrohydraulique sont associées à de fines stratégies de commande qui les rendent très performantes comme la SE6 de BRP (Gauthier & Micheau 2012) et la transmission DSG de BorgWarner. Cependant, la consommation d'énergie de ces AMT est élevée (Kim & Choi 2011), (Temporelli & Micheau 2015). De nos jours, les AMT ne sont plus réservées à une élite de véhicule et plusieurs constructeurs automobiles grand publique comme Renault, Peugeot-Citroën et Toyota se sont lancés dans le développement d'AMT basées sur des mécanismes électriques, plus économiques mais moins performants.

2.3.1 Actionnement électrohydraulique

La technologie d'actionnement d'embrayage manuel robotisé/automatisé utilisée actuellement dans l'AMT du véhicule étudié est une technologie d'actionnement électrohydraulique. L'embrayage de la transmission est constitué d'un embrayage multidisque humide normalement ouvert et d'un plateau de pression actionné par un système électrohydraulique dont l'architecture est présentée sur la Fig. 2.8. Le système électrohydraulique est constitué d'un module de contrôle de transmission (TCM) et d'un module de contrôle hydraulique (HCM) commandant un ensemble de valves solénoïdes pour contrôler la pression dans le cylindre d'embrayage et le cylindre de changement de vitesse. Le cylindre d'embrayage agit directement sur le plateau de pression. La pression en amont provient d'une pompe hydraulique qui est entraînée directement par le moteur thermique et qui tourne donc en permanence.

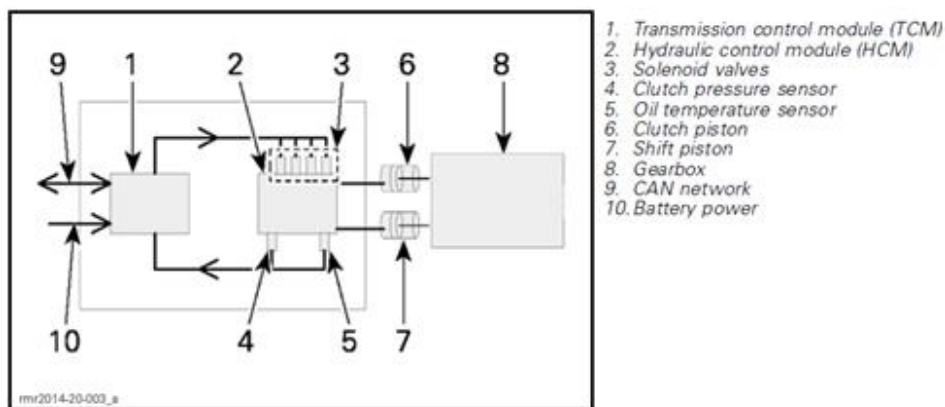


Figure 2.8: Architecture du système électrohydraulique de l'AMT du véhicule étudié

Ailleurs dans l'industrie automobile, en général, les embrayages robotisés basés sur la technologie électrohydraulique fonctionnent sur le même principe que l'AMT du véhicule étudié. Une unité de contrôle hydraulique est responsable de la commande de valves solénoïdes. Elles contrôlent la pression dans le piston d'embrayage comme illustré sur la Fig. 2.9 (Montanari et al. 2004). Le piston d'embrayage étant directement en liaison avec le plateau de pression du *clutch pack*, la pression dans ce dernier est directement reliée à la force de serrage des disques du *clutch pack*. La source de pression est une pompe hydraulique qui est souvent entraînée par le moteur thermique. Plusieurs modèles d'embrayages basés sur la technologie électrohydraulique ont été conçus dans le but d'optimiser leur commande comme dans (Montanari et al. 2004) et (Lucente et al. 2007).

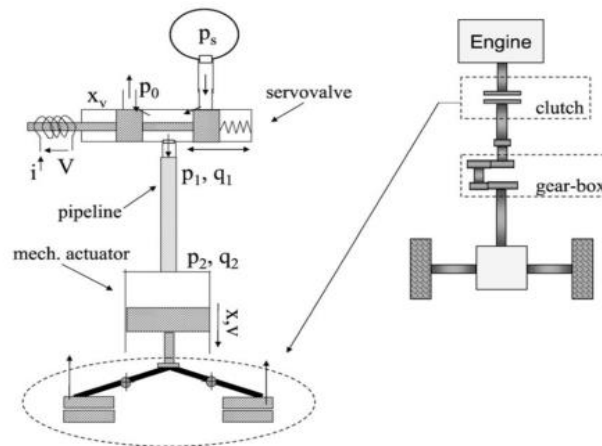


Figure 2.9: Embrayage robotisé basé sur un actionnement électrohydraulique (Montanari et al. 2004)

Associé à une bonne stratégie de contrôle, les performances de ces AMT basées sur la technologie électrohydraulique ont augmenté pour atteindre des temps de passage de rapport très court. Dans (Fen L, Yuxuan L, Jianwu Z 2002) une commande robuste est conçue pour une AMT à embrayage électrohydraulique. Les contrôleurs par mode glissant ont aussi largement été étudiés pour le contrôle en pression d'embrayage à actionnement électrohydraulique (Wang et al. 2006) (Song & Sun 2012) (Li et al. 2016). Dans (Lazar et al. 2010) et (Balau et al. 2011) plusieurs approches de la commande prédictive de Smith sont synthétisées pour la commande de l'embrayage électrohydraulique de la transmission DQ250 de Volkswagen, les résultats sont illustrés Fig. 2.10, ils donnent un temps de réponse de l'ordre de 100ms pour une consigne de position de plateau de pression à 4mm.

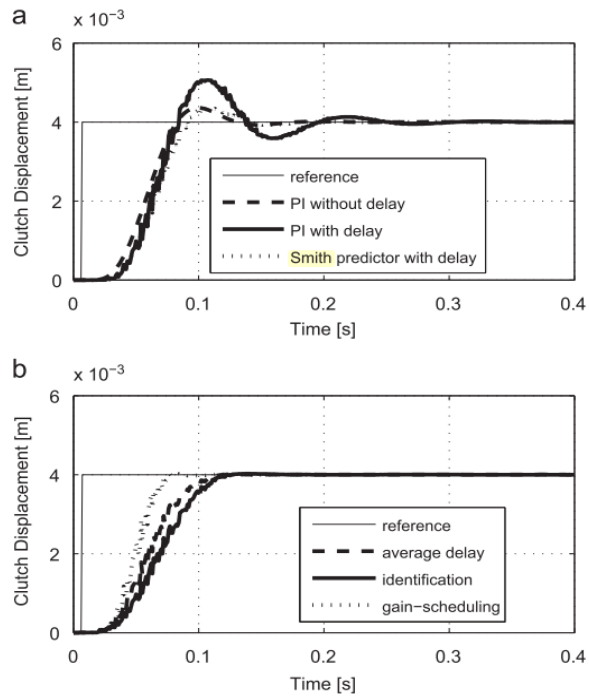


Figure 2.10: Résultats de commande en position d'un embrayage électrohydraulique commandé par a) Contrôleur PI avec/sans délai, Contrôleur prédictif de Smith avec délai. b) Contrôleur prédictif de moyenne avec délai, Contrôleur prédictif par identification, Contrôleur prédictif par *Gain-Scheduling* (Balau et al. 2011)

Bien que les performances de ces AMT soient exceptionnelles, la consommation d'énergie de ces dernières est souvent élevée. Dans la plupart des cas, cela est dû à la pompe hydraulique qui est entraînée par le moteur thermique et qui, de ce fait, fonctionne en permanence. L'énergie gaspillée est d'autant plus importante que la pompe hydraulique est souvent surdimensionnée pour être opérationnelle à basse vitesse. Son efficacité est donc médiocre dans la plupart des cas opérationnels. De plus, des pertes peuvent volontairement être induites dans le piston d'embrayage afin de lubrifier le *clutch pack* comme dans la transmission SE6 de BRP. Ainsi, une récente étude au Centre des Technologies Avancées de Sherbrooke prédit que, sur un cycle normalisé WMTC 3.2, un véhicule équipé d'un embrayage à actionnement électrohydraulique consommera 6,2% d'énergie en plus qu'un même véhicule équipé d'un embrayage à actionnement électromécanique (Temporelli & Micheau 2015).

L'entraînement de la pompe par un moteur électrique (servopompe) et non plus par le moteur thermique permettrait d'optimiser le cycle d'utilisation en contrôlant le débit

de la pompe (Habibi & Goldenberg 1999) et ainsi réduire significativement les pertes. Cette technologie est utilisée pour contrôler la force de serrage de la courroie d'une CVT (Shastri & Frank 2004). Un actionneur à servopompe à haute performance utilisant une pompe à débit variable a été conçu par Habibi et Goldenberg (Habibi & Goldenberg 1999). Lorsqu'elle est employée avec un cylindre hydraulique d'un diamètre de 25 mm, le système peut fournir un effort de 10,5 kN. En dynamique, le système peut déplacer une masse de 20 kg à $2 \text{ cm} \pm 0,01 \text{ mm}$ en 0,6 s. La bande passante pour la masse de 20 kg est de 22 Hz. Ainsi, l'énergie gaspillée auparavant par une pompe couplée au moteur thermique pourrait être sauvée grâce à une servopompe et pour des performances similaires.

2.3.2 Actionnement électromécanique

Les embrayages robotisés basés sur la technologie électromécanique sont plutôt récents, ils sont basés sur deux concepts. L'utilisation d'un actionneur rotatif, dont le mouvement est transformé en mouvement linéaire ou l'utilisation d'un actionneur linéaire direct. Des mécanismes de démultiplication d'effort sont ajoutés en général pour obtenir un dispositif à faible consommation d'énergie. Cependant, la démultiplication doit être raisonnable pour éviter de trop augmenter le temps de réponse et l'encombrement. Aussi, des éléments de blocage à faible consommation sont nécessaires pour maintenir l'actionnement en position sans consommer trop d'énergie.

2.3.2.1 Éléments de conception électromécanique

2.3.2.1.1 Les entraînements rotatifs

Le moteur le plus utilisé pour les applications de faible puissance est le moteur DC à balais (BDC), car son coût est le plus faible. Ils ont en général une faible inertie et sont compacts. Cependant, leur couple et leur vitesse sont des paramètres limitants (Turner & Ramsay 2004). Leur utilisation doit donc être associée à des mécanismes de démultiplication de couple. Ainsi, un moteur BDC haute vitesse pourrait être un bon candidat si on l'associe à un mécanisme de démultiplication de couple.

Concernant les moteurs sans balais, même s'il existe de légères différences de densité de couple, de ratio couple/inertie, et de vitesse entre un moteur DC sans balais (BLDC) et un moteur AC sans balais (BLAC) (Pillay & Krishnan 1991) il n'y a pas d'avantage significatif à utiliser l'un ou l'autre (Turner & Ramsay 2004). Par rapport à un moteur

BDC, la commutation du courant se fait électroniquement et nécessite un retour d'information de position du rotor : la position est mesurée par un encodeur pour un moteur BLAC tandis qu'un capteur à effet hall suffit pour un moteur BLDC. Ainsi, une électronique supplémentaire est requise pour des moteurs BLDC et BLAC ce qui engendre un coût supplémentaire, cependant ils ont moins de problèmes d'usure, puisqu'ils sont justement sans balais. Aussi, d'une manière générale, les moteurs sans balais sont moins bruyants et plus efficaces (85-90%) que les moteurs à balais (75-80%).

Les moteurs à réluctance variable (SRM) (ou moteur pas-à-pas) pourraient aussi convenir pour des applications de faible puissance, d'autant plus qu'ils ont un ratio couple/inertie élevé. De plus, les SRM utilisent un courant unipolaire et la commutation du courant ne requiert qu'une simple électronique de puissance sans retour d'information de position. Leur coût est donc plus faible que les moteurs BLDC et BLAC. Cependant, les SRM ont comme désavantage principal de produire un couple ondulé qui peut atteindre 80% du couple (Staton et al. 1995) et d'être bruyant. Dans une étude réalisée par A. Turner et K. Ramsay les 3 types de moteurs précédemment décrits sont comparés. Le Tab. 2.1 présente cette comparaison relative.

Tableau 2.1: Comparaison relative des types de moteurs dans le cadre d'une application faible puissance dans l'automobile (Turner & Ramsay 2004).

Type de moteur	Densité de couple	Vitesse	Efficacité	Coût
BDC	bas	bas	bas	Bas
BLDC/BLAC	haut	moyen	haut	Haut
SRM	moyen	haut	moyen	moyen

2.3.2.1.2 Les entraînements linéaires

Les solénoïdes sont des actionneurs à réluctance variable bidirectionnels dont la force est proportionnelle au carré du courant d'alimentation et inversement proportionnelle au carré de la distance du vide d'air qui sépare le plongeur de son logement. Ils ont par conséquent une caractéristique force-déplacement hautement non-linéaire, ce qui les rend bistables et leur contrôle est difficile. Ainsi, on les utilise généralement comme actionneur ON/OFF dans les servovalves hydrauliques par exemple. Ils ont un temps de réponse très rapide. (Turner & Ramsay 2004).

Les *Voice Coil Actuator* (VCA) sont des actionneurs reposant sur le principe de la force de Lorenz qui est proportionnelle au courant d'alimentation. Ils ont donc une caractéristique force-déplacement linéaire ce qui les rend facilement contrôlables contrairement aux solénoïdes. Les VCA sont notamment utilisés dans les haut-parleurs. Ils offrent un temps de réponse très rapide. Leur ratio force/encombrement est toutefois un inconvénient et ils doivent être associés à des mécanismes de réduction d'effort. Aussi, l'utilisation à performance maximale entraîne une surchauffe rapide due à la densité de courant élevée.

Les *Moving Magnet Linear Actuator* (MMLA) comme les VCA reposent sur le principe de la force de Lorenz. Ils ont également une caractéristique force-déplacement linéaire pour un déplacement de quelques millimètres ce qui facilite leur contrôle. En outre, ils peuvent fournir une force importante sur un déplacement de quelques millimètres. Leur temps de réponse est aussi très rapide. Ils sont plus robustes que les VCA, cependant, la présence de matériaux ferromagnétiques en fait un actionneur dispendieux. De plus, il est nécessaire de contrôler la température afin qu'elle ne dépasse pas la température de Curie pour laquelle le matériau ferromagnétique perd son aimantation spontanée.

2.3.2.1.3 Les mécanismes de transfert

Les efforts importants nécessaires pour engager un *clutch pack* normalement ouvert (jusqu'à 3000N) impliquent un découplage de la force. Ceci peut être réalisé à travers des mécanismes de type, levier, piston maître/esclave, vis/écrou, et réducteur de couple. Cependant, le découplage de cette force ne doit pas se faire au détriment du temps de réponse et de l'encombrement (Turner & Ramsay 2004). De plus, chaque élément de découplage doit être choisi de manière à minimiser les jeux, les frottements, l'amortissement, et sans trop augmenter le coût du dispositif d'actionnement.

2.3.2.2 Concepts électromécaniques développés dans l'industrie

Ricardo Transmission a développé un MMLA illustré sur la Fig. 2.11a pour opérer les fourchettes de changement de rapport et l'ouverture/fermeture de l'embrayage dans une AMT (Turner et al. 2006), les performances du dispositif sont présentées Fig. 2.12. Par la suite, le même actionneur MMLA est amélioré par l'ajout en amont d'un étage rotatif illustré sur la Fig. 2.11b afin d'opérer toutes les positions de la boîte de vitesse de l'AMT (Turner et al. 2007). Ce même MMLA à deux étages est amélioré avec un

frein magnétique et un levier afin d'être adapté aux phases opérationnelles de l'embrayage de l'AMT comme illustré sur la Fig. 2.11c. Il est testé sur la transmission DQ200 de Volkswagen. Les résultats montrent que le temps d'établissement est de 35 ms sans dépassement de la valeur de consigne, ce qui est 6 fois plus rapide que le système d'actionnement électrohydraulique normalement utilisé sur cette transmission (Wheals et al. 2009).

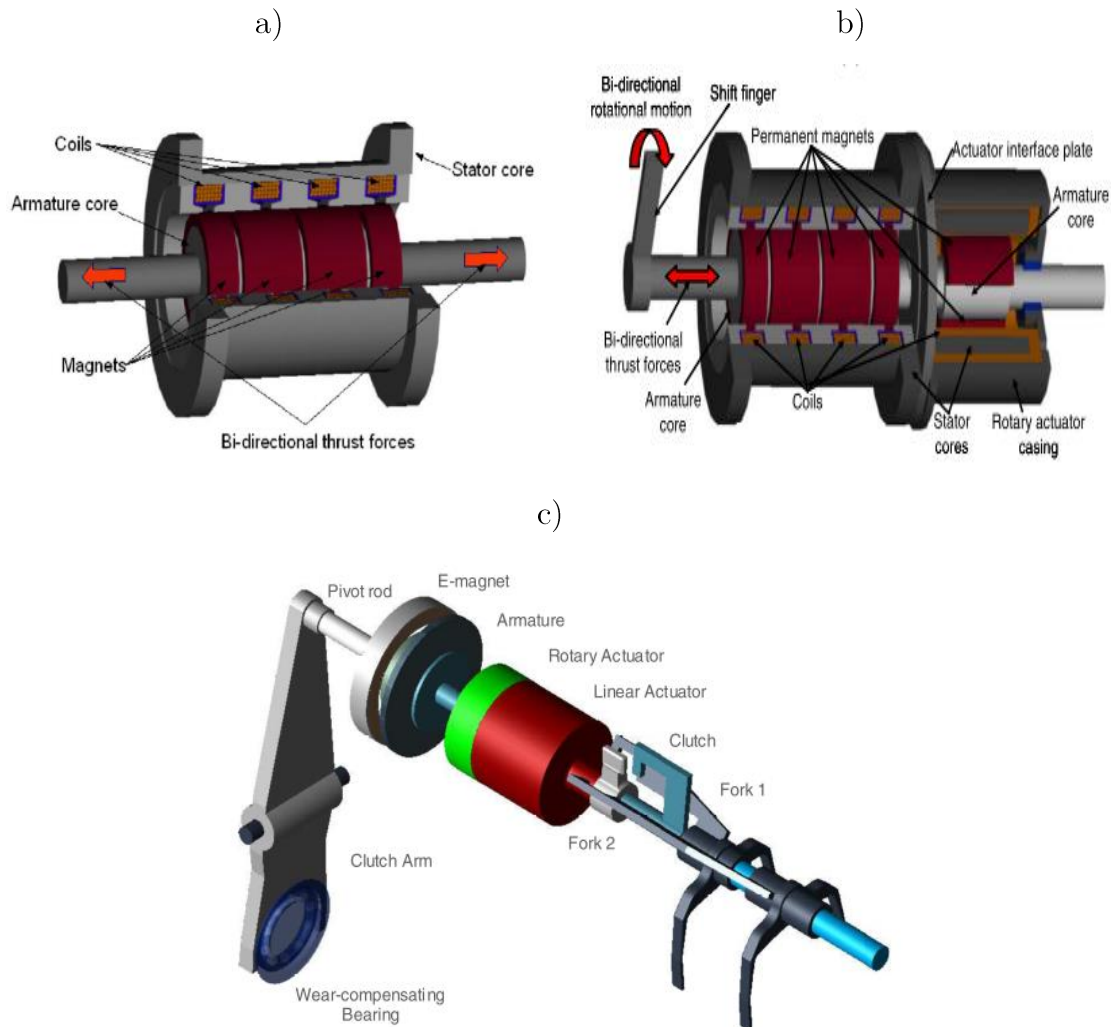


Figure 2.11: a) MMLA à 4 pôles (Tumer et al., 2006), b) MMLA avec étage rotatif (Turner et al. 2007) c) MMLA avec frein magnétique (Wheals et al. 2007)

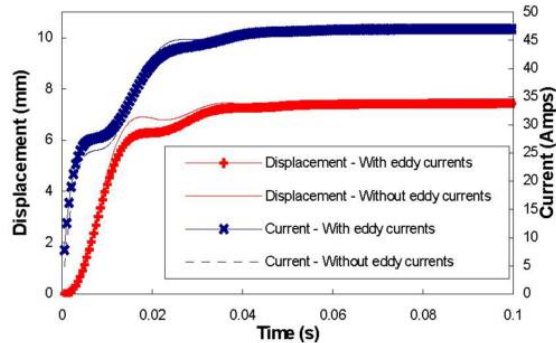


Figure 2.12: Réponse du MMLA à un échelon de consigne de déplacement de 7 mm contre une raideur de ressort de 80N/mm (Tumer et al., 2006)

Un autre concept d'actionnement électromécanique d'embrayage a été développé par Ricardo Transmission. Il s'agit d'un moteur électrique rotatif entraînant un élément vis/écrou, dont l'écrou est installé sur une rampe à billes. L'écrou en se déplaçant sur une barre flexible liée à un roulement à billes - lui-même en appuie sur le plateau de pression de l'embrayage - va engendrer la flexion de la barre. Cette dernière va alors exercer une force normale sur le plateau de pression de l'embrayage. Ce mécanisme de transfert associe donc la transformation d'un mouvement rotatif en mouvement rectiligne grâce à l'élément vis/écrou et la démultiplication de l'effort à travers la barre flexible faisant office de levier. Le dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage est illustré sur la Fig. 2.13. De manière générale, l'étude du dispositif a mené aux remarques suivantes : la température de l'environnement induit une baisse d'efficacité du moteur électrique rotatif et l'utilisation d'un élément vis/écrou classique introduit un jeu et des frictions imposant des défis de contrôle (Wheals et al. 2009).



Figure 2.13: Dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage conçu par Ricardo (Wheals et al. 2009)

Comme illustré sur la Fig. 2.14 (Gilles Lebas 2011), Valeo Transmission a développé un dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage similaire. Il est basé sur un moteur électrique rotatif (56) et élément pignon/crémaillère/vis/écrou (18) pour transformer le mouvement rotatif en mouvement linéaire. La crémaillère est liée à une rampe à billes (36) elle-même en contact avec un levier (22) par l'intermédiaire d'un roulement (34). Le déplacement de la rampe à billes sur le chemin de coulissement (40), entraîne un déplacement du plateau de pression de l'embrayage selon l'axe A. Ce mécanisme de transfert associe donc la transformation d'un mouvement rotatif en mouvement rectiligne grâce à l'élément pignon/crémaillère/vis/écrou et la démultiplication de l'effort grâce à la rampe à billes et le levier.

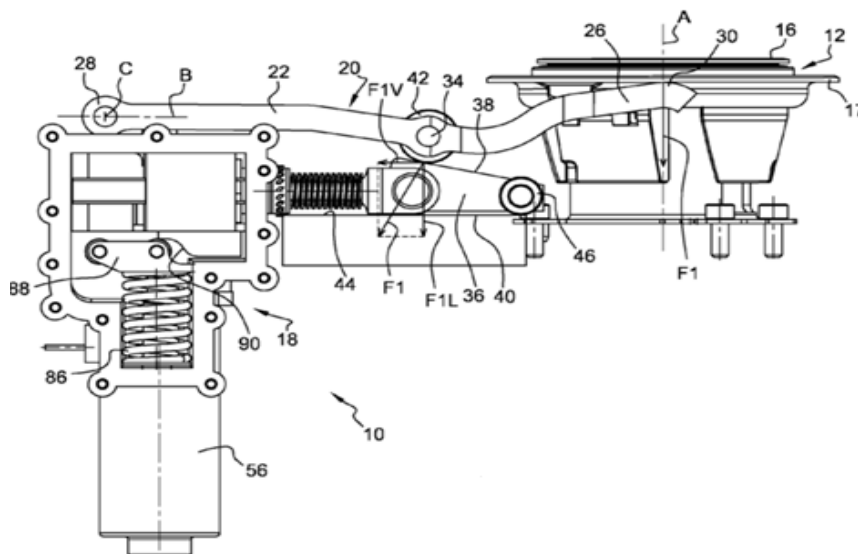


Figure 2.14: Dessin en coupe du dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage breveté par Valeo Transmission (Gilles Lebas 2011)

Comme illustre la Fig. 2.15 (Terakawa 2006), la dernière AMT MC25/MC5 du constructeur de transmission AISIN utilise également un moteur électrique rotatif (32) qui entraîne un arbre de vis sans fin (34). Ce dernier est engrené avec un segment d'engrenage (35). Le segment d'engrenage permet de transformer le mouvement rotatif en mouvement linéaire. Le segment d'engrenage est lié à une tige (31) elle-même en contact avec un levier (27). Le levier (27) permet de démultiplier l'effort exercé sur le plateau de pression (25). Ce mécanisme de transfert associe donc la transformation d'un mouvement rotatif en mouvement rectiligne grâce à la combinaison de la vis sans fin et du segment d'engrenage et la démultiplication de l'effort à travers le levier.

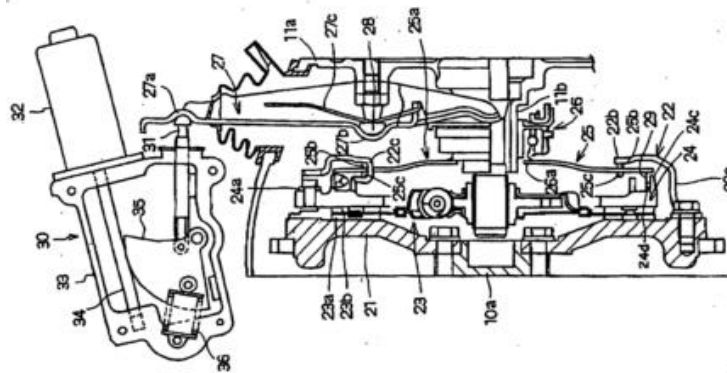


Figure 2.15: Dessin en coupe du dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage de la MC25/MC5 de AISIN (Terakawa 2006)

L'*Electric Shift Program* (ESP) est une AMT qui équipe les Honda ATV - TRX450FE. Cette AMT repose sur le principe d'un moteur électrique rotatif (58) dont le rotor est lié à un arbre (62) engrené avec des réducteurs (60 et 61) eux-mêmes engrenés avec un arbre principal (51). L'arbre principal est constitué d'un bras (68) en prise avec un ensemble rainure-pivot-came à billes (69, 70, 71). Lorsque la came à billes tourne, cette dernière translate linéairement le plateau de pression qui vient serrer le *clutch pack* (39). Ce mécanisme de transfert associe un découplage grâce au réducteur et une transformation d'un mouvement rotatif en mouvement rectiligne à travers la came à billes. Le dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage est illustré sur la Fig. 2.16 (Narita et al. 2000).

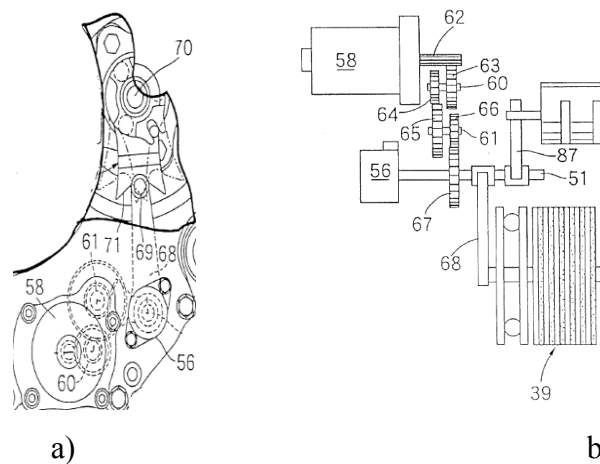


Figure 2.16: Dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage de l'ESP de Honda. a) Dessin de profil b) Schéma fonctionnel de l'ESP (Narita et al. 2000)

Borg Warner a développé un dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage ingénieux utilisant un électroaimant (140) et une armature mobile (150). L'armature et l'électroaimant sont séparés par un vide d'air et une garniture (146). En outre, l'armature est reliée à l'arbre moteur en rotation (10) par une glissière (152). Lorsque l'électroaimant (140) est sous tension, l'armature en rotation (150) est attirée vers l'électroaimant (140) et se déplace donc vers lui grâce à la glissière (152) réduisant ainsi le vide d'air. Lorsque le contact se fait entre l'électroaimant et l'armature par l'intermédiaire de la garniture (146), il y a transmission du couple moteur à une rampe à billes (118), qui en se déplaçant, induit un mouvement linéaire du piston (154) et vient appliquer une force normale sur le plateau de pression de l'embrayage (108) (Beckerman 1999). Ce mécanisme, illustré sur la Fig. 2.17, permet d'utiliser le couple moteur comme principale source d'énergie pour ouvrir l'embrayage, c'est en cela qu'il est original. L'actionneur extrait une fraction de l'énergie cinétique de l'arbre moteur et la convertit en énergie potentielle dans les ressorts (134) et (112). Cependant, comme l'actionneur fonctionne comme un actionneur à réluctance variable, il est possible que ce dernier nécessite une commande avancée du fait de la caractéristique force-déplacement non-linéaire.

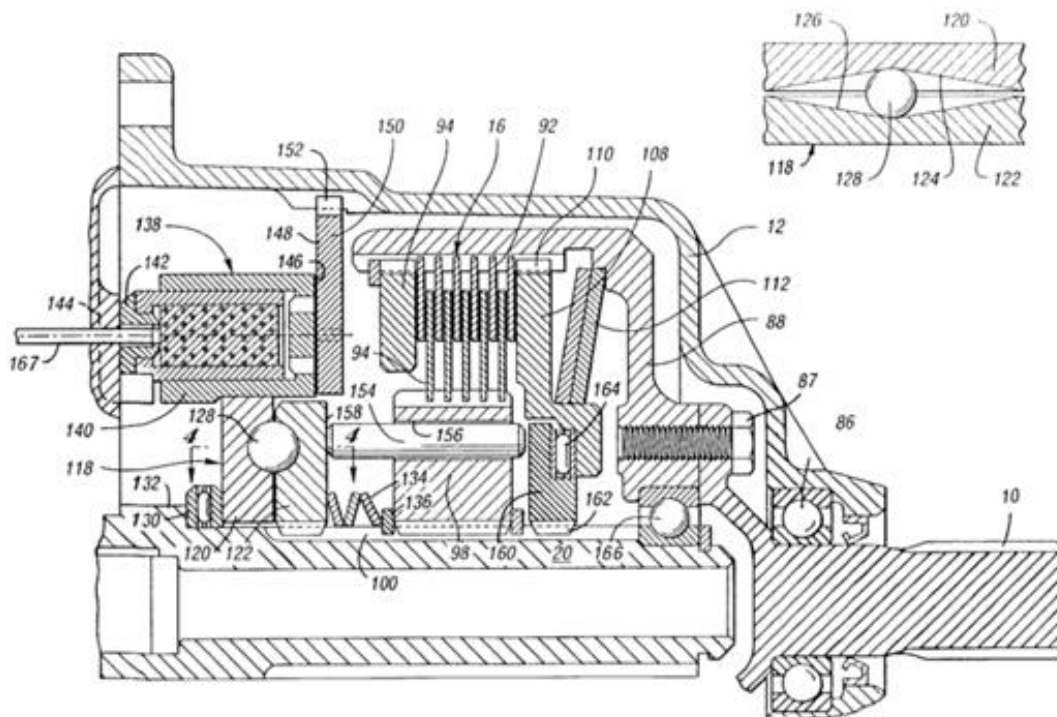


Figure 2.17: Dessin en coupe du dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage breveté par Borg Warner (Beckerman 1999)

Antonov Automotive a breveté un dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage original, ce dernier est illustré sur la Fig. 2.18. Il se base sur un embrayage centrifuge dont les masselottes (128) sont contrôlées grâce à un électroaimant (124). Les masselottes en matériaux ferromagnétiques (128) sont entraînées par l'arbre moteur (1). Pour une certaine vitesse du moteur, ces dernières surmontent les forces induites par les ressorts de rappel (29) du *clutch pack* (14). D'un autre côté, lorsque l'électroaimant (124) est sous tension, un champ magnétique est créé et les masselottes (128), attirées par l'électroaimant (124), se déplacent pour libérer le *clutch pack* (14) (Antonov 1995). L'intérêt d'un tel dispositif vient du fait qu'on ne consomme pas d'énergie pour maintenir le *clutch pack* fermé. De plus, l'engagement devrait être confortable. Cependant, la contrôlabilité des masselottes peut poser un problème car l'actionneur fonctionne comme un actionneur à réluctance variable. De la même manière que pour le concept précédent, une commande avancée est nécessaire du fait de la caractéristique force-déplacement non-linéaire.

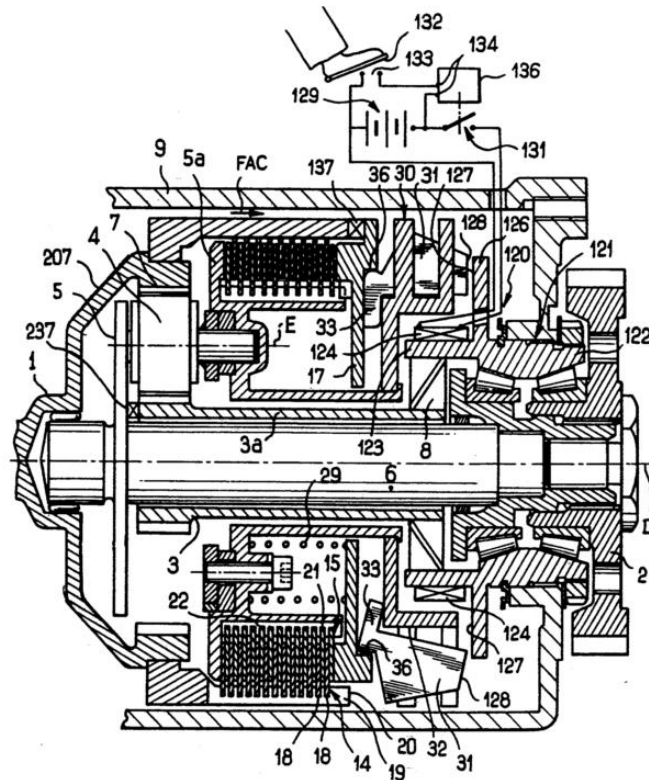


Figure 2.18: Dessin en coupe du dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage breveté par Antonov Automotive (Antonov 1995)

Un article récent (Gao et al. 2014) propose un dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage utilisant un moteur DC et un mécanisme de vis à billes et écrou. L'utilisation d'une vis à billes permet d'améliorer l'efficacité du système vis/écrou : de 50% on passe à 90% d'efficacité. Il y a donc moins de pertes en friction, mais surtout on gagne en facilité de contrôle et en temps de réponse. Le dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage est illustré à la Fig. 2.19, associé à sa loi de contrôle non-linéaire en position, les performances de l'ensemble sont illustrées à la Fig. 2.20. Notamment, on note un temps de réponse inférieur à 150 ms et une erreur en position inférieure à 0.1 mm pour une course de 10 mm contre un ressort de rappel du *clutch pack* ayant une raideur de 80 kN/m.

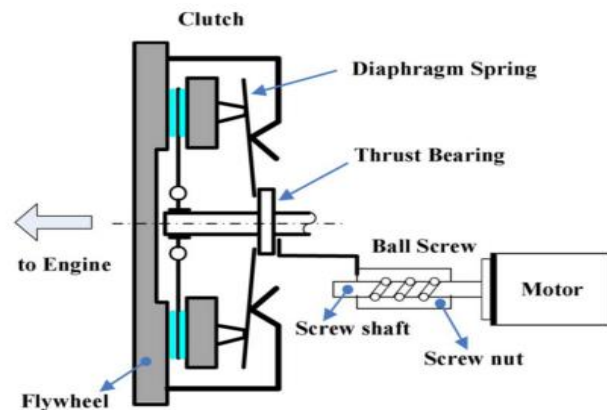


Figure 2.19: Schématisation du dispositif d'actionnement électromécanique (Gao et al. 2014)

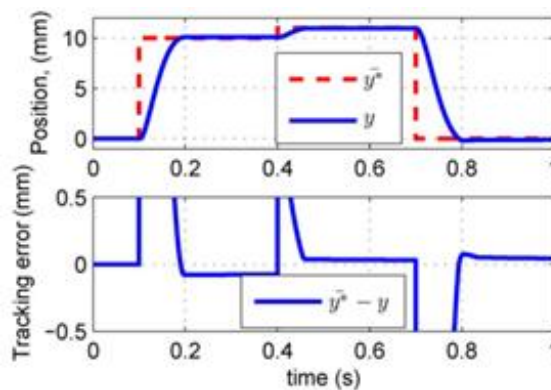


Figure 2.20: Résultats de simulation du *Triple-Step Non-Linear Control* en position du dispositif d'actionnement électromécanique (Gao et al. 2014). En pointillés la consigne en position et en traits pleins la réponse du système

Le *Yamaha Chip Controller-Shift* (YCC-S) est une AMT développée par Yamaha et qui équipe ses motocyclettes FJR1300AS. Cette AMT repose sur le principe d'un moteur électrique rotatif (44) dont le rotor engrené avec une roue dentée (50). Cette roue dentée (50) est liée à une autre roue (32), elle-même en liaison d'un côté avec un ressort de rappel (20) et de l'autre avec un piston hydraulique maître/esclave. Le piston hydraulique esclave (14) est quant à lui en liaison rigide avec le plateau de pression du *clutch pack* (10). Lorsque le moteur électrique est alimenté, il vient exercer un couple sur la roue (32) afin d'induire une pression dans le piston hydraulique maître/esclave, i.e. induire une pression sur le plateau de pression de l'embrayage. Ce mécanisme de transfert associe un découplage grâce à l'engrenage du rotor et de la roue dentée et une démultiplication de la force grâce au piston hydraulique maître/esclave. Le dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage est illustré à la Fig. 2.21 (Kosugi 2008).

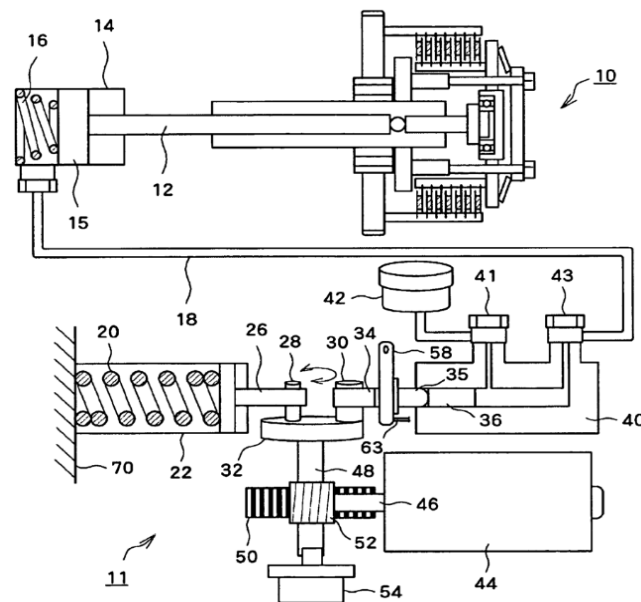


Figure 2.21: Schématique du dispositif d'actionnement électromécanique YCC-S (Kosugi 2008)

2.3.3 Actionnement piézoélectrique

Les actionneurs/moteurs piézoélectriques reposent sur l'effet piézoélectrique inverse, permettant la déformation d'un corps lorsque ce dernier est soumis à un champ électrique (Hemsel et al. 2002). La haute densité d'énergie et de puissance constitue un des principaux avantages de ces actionneurs piézoélectriques (Pons 2005). Cette

propriété a permis le développement de plusieurs types d'actionneurs piézoélectriques ces dernières années. Une revue des actionneurs/moteurs piézoélectriques à levier de fréquence est effectuée dans (Peng et al. 2015). Dans cette étude, les actionneurs/moteurs piézoélectriques sont séparés en plusieurs familles comme l'illustre la Fig. 2.22. Dans notre cas, nous aborderons simplement des généralités sur les *quasi-static motors* (moteurs piézoélectriques quasi-statiques) et les *ultrasonic motors* (moteurs piézoélectriques ultrasoniques). Mais commençons tous d'abord par introduire la brique élémentaire de ces actionneurs/moteurs piézoélectriques : les piézostacks (PZT)

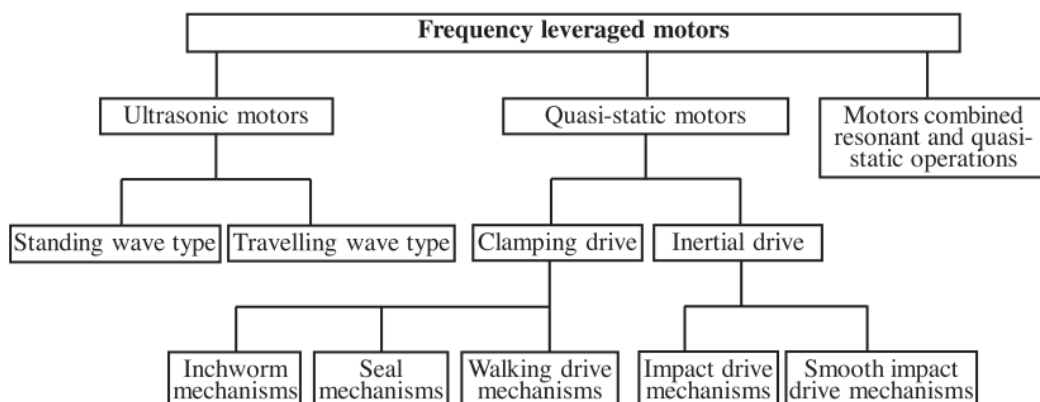


Figure 2.22: Classification des actionneurs/moteurs piézoélectriques à levier de fréquence (Peng et al. 2015)

2.3.3.1 Les piézostacks

Les piézostacks consistent en un empilement de cellules piézocéramiques chacune reliée à une électrode. Lorsque les cellules piézocéramiques sont mises sous tension, on obtient une addition des déplacements et des efforts longitudinaux comme illustré sur la Fig. 2.23. On peut ainsi espérer déplacer une charge importante (de plusieurs kN), mais sur une petite distance (généralement 0.1% de la taille du piézostack) (Ferrier et al. 2011). Le maintien de l'effort se fait à tension constante et n'entraîne donc qu'un faible courant de fuite (comme une charge capacitive). On note donc une économie d'énergie. La précision des piézostacks est aussi très fine, elle peut atteindre le nanomètre. Aussi, la bande passante de ces actionneurs est très grande (entre 1 kHz et 22 kHz) ce qui améliore leurs performances. Plusieurs constructeurs comme PiezosystemJena proposent aujourd'hui une large gamme de piézostacks permettant de répondre aux besoins de l'industrie comme la série des *Piezo High Load Actuator*. Cependant, les piézostacks restent des actionneurs très onéreux tout comme l'électronique de puissance nécessaire

à leur bon fonctionnement. On note aussi que leur température d'utilisation est limitée (pas plus de $+150^{\circ}\text{C}$ pour les piézostacks). De plus, la faible course des piézostacks reste le principal inconvénient de ces actionneurs. Toutefois, des mécanismes d'amplification permettant d'augmenter la plage d'opération sur laquelle ils agissent ont été développés ces dernières années notamment dans le milieu médical.

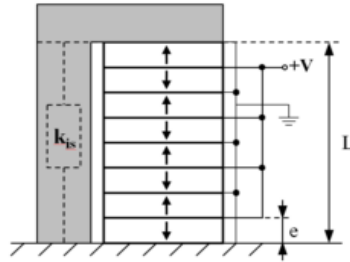


Figure 2.23: Configuration d'un actionneur piézostack préchargé (Ferrier et al. 2011)

2.3.3.2 Les moteurs piézoélectriques quasi-statiques

D'autres recherches ont conduit à la conception de moteurs piézoélectriques quasi-statiques. Ces derniers sont généralement constitués de plusieurs piézostacks avec deux modes de déplacement. Le premier mode est un mode de déplacement long : un premier piézostack est énergisé pleinement et de façon intermittente haute fréquence afin de reproduire un mouvement d'allongement puis de rétraction sur la pleine course du piézostack. Le second mode est un mode de déplacement fin : un second piézostack est énergisé avec une tension contrôlée afin d'effectuer un contrôle de position nanométrique du piézostack (Peng et al. 2015). Par exemple, une dynamique de mouvement dite *Walker-Inchworm* ou *Pusher-Inchworm* peut être reproduite, c'est le *Inchworm mechanism* comme l'illustre la Fig. 2.24. Une autre stratégie consiste à se baser sur la différence de friction entre plusieurs éléments, c'est le *Seal mechanism* comme illustré sur la Fig. 2.25. Enfin, une dernière stratégie se base la différence d'inertie entre plusieurs éléments, c'est l'*Impact drive mechanism* comme illustré sur la Fig. 2.26. La mise sous tension des différents piézostack en suivant les schémas dynamiques illustrés sur les Fig. 2.24, Fig. 2.25 et Fig. 2.26 permet le déplacement d'un arbre pas à pas. Grâce à la très large bande passante des piézostacks, lorsque la séquence décrite est réalisée à haute fréquence, on obtient un déplacement de l'arbre à haute vitesse. Ainsi, les moteurs piézoélectriques quasi-statiques présentent de nombreux avantages : une course d'actionneur rapide et en théorie infinie, une usure très faible, une précision très fine, un

effort linéaire important et un maintien de l'effort sans consommation d'énergie ou presque. Par exemple, pour le mécanisme employé sur la Fig. 2.27, les piézostacks utilisés ont une taille de 50 mm pour un déplacement unitaire de 50 μm . Des simulations révèlent qu'on peut espérer atteindre une force de serrage de l'arbre de 15000N et une force linéaire de 1500 N suivant le déplacement longitudinal. Actionné à 1kHz, l'arbre peut se déplacer à une vitesse d'environ 44mm/s (Ferrier et al. 2011). Cependant, l'association de plusieurs piézostacks rend les moteurs piézoélectriques quasi-statiques très dispendieux, tout autant que leur électronique de puissance. Ils restent aussi limités par la température d'opération des piézostacks. Pour plus de détails, un tableau des performances des moteurs piézoélectriques quasi-statiques développés ces dernières années est présenté dans (Peng et al. 2015).

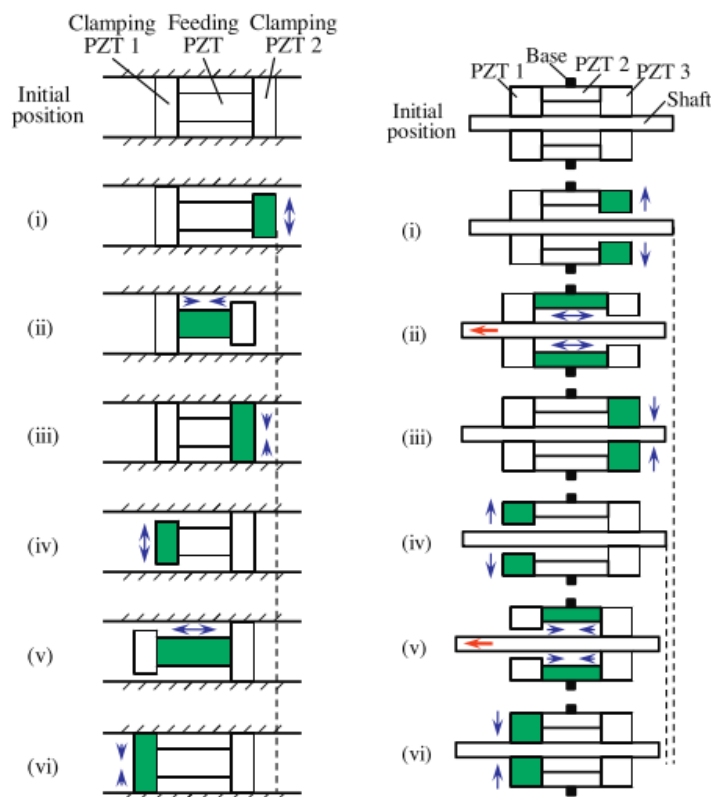


Figure 2.24: Moteur piézoélectrique quasi-statique basé sur le *Inchworm mechanism*: À gauche un mouvement dit *Walker-Inchworm*, À droite un mouvement dit *Pusher-Inchworm* (Peng et al. 2015)

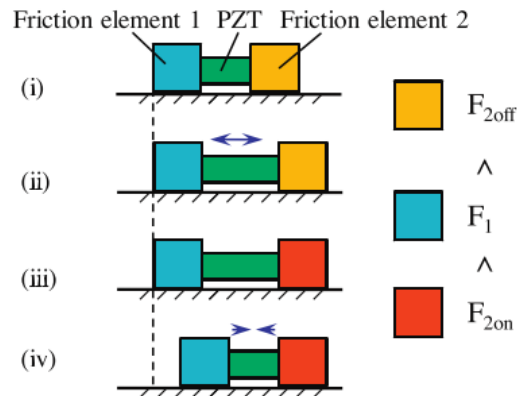


Figure 2.25: Moteur piézoélectrique quasi-statique basé sur *Seal mechanism* (Peng et al. 2015)

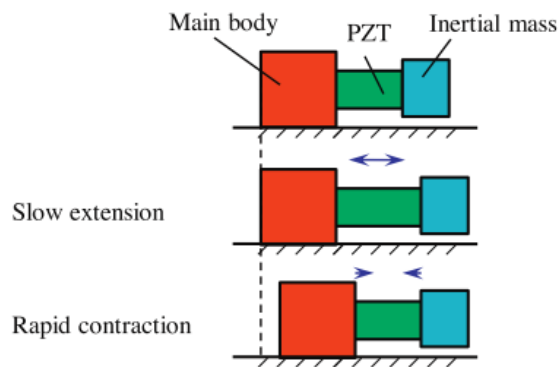


Figure 2.26: Moteur piézoélectrique quasi-statique basé sur *Impact drive mechanism* (Peng et al. 2015)

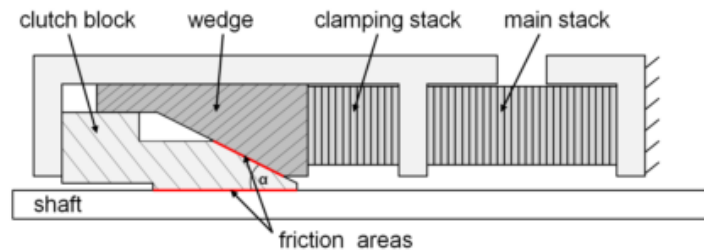


Figure 2.27: Moteur piézoélectrique quasi-statique basé sur le *Inchworm mechanism* (Ferrier et al. 2011)

2.3.3.3 Les moteurs piézoélectriques ultrasoniques

Un moteur piézoélectrique ultrasonique est un moteur utilisant la vibration ultrasonique pour produire une force motrice. Un rotor (ou une glissière) placé contre le stator peut être entraîné grâce à la friction entre ces derniers. Un moteur piézoélectrique ultrasonique crée une onde stationnaire ou une onde progressive par excitation des piézostacks sur leur mode propre. Les moteurs piézoélectriques ultrasoniques peuvent donc être divisés en deux groupes selon les méthodes de propagation des ondes, les moteurs à ondes stationnaires et les moteurs à ondes progressives. Pour induire le mouvement mécanique de rotation, un mouvement elliptique du stator doit être formé par les ondes. Comme le montre la Fig. 2.28, le stator d'un moteur à ondes stationnaires est composé d'un piézostack et d'une pièce vibrante. La pièce vibrante génère une flexion et le piézostack est excité avec une tension alternative, ce qui entraîne des trajectoires elliptiques à la pointe du stator. De A vers B, le stator se connecte au rotor et le pousse légèrement grâce à la friction entre ces derniers. De B vers A, le stator est libéré du rotor et aucun mouvement n'est transmis à ce dernier. Par conséquent, des déplacements de longues distances peuvent être obtenus en répétant ce mouvement elliptique. Ces moteurs piézoélectriques ultrasoniques offrent une densité de puissance élevée, un couple élevé à basse vitesse, une faible inertie, une large bande passante, et un couple de maintien sans alimentation. Cependant, ces derniers sont assez dispendieux, ils nécessitent aussi une alimentation haute fréquence. Ils restent aussi limités par la température d'opération des piézostacks. Pour plus de détails, un tableau des performances des moteurs piézoélectriques ultrasoniques développés ces dernières années est présenté dans (Peng et al. 2015).

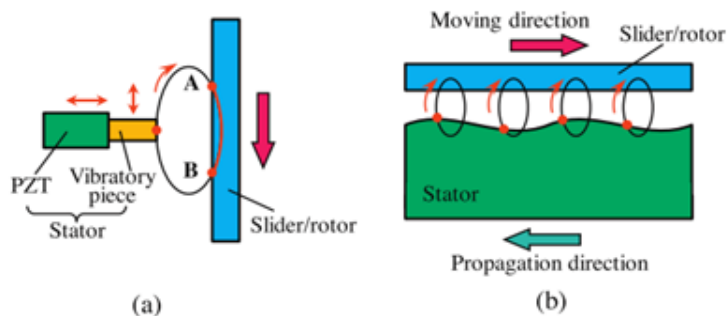


Figure 2.28: Principe de fonctionnement du moteur piézoélectrique ultrasonique : (a) Fonction par onde stationnaire (b) Fonctionnement par onde progressive (Peng et al. 2015)

2.3.3.4 Les applications dans l'industrie

La première application industrielle de production de masse des actionneurs piézoélectriques vient d'une imprimante matricielle créée par NEC, qui a été motivée par l'invention de l'actionneur piézoélectrique multicouche (MLA) par The Penn State University. Par la suite, plusieurs innovations dans le domaine de la photographie ont été réalisées grâce aux actionneurs piézoélectriques tels que l'obturateur avec un actionneur piézoélectrique bimorphe par Minolta et le mécanisme de mise au point automatique avec moteurs piézoélectriques ultrasoniques par Canon. Les applications dans le domaine l'automobile ont commencé en 1990 avec la création par Toyota d'une suspension électronique modulée utilisant les MLA. Aussi, Siemens parvient à développer un système d'injection diesel utilisant des MLA malgré les hautes températures de l'environnement d'injection (Uchino 2008). Le Tab. 2.2 présente quelques applications dans lesquelles les actionneurs piézoélectriques ont été industrialisés.

Tableau 2.2: Historique de développement des actionneurs piézoélectriques (Uchino 2008)

Year	Key technology	Commercialization
1978	PMN electrostrictor (Penn State)	
1978	Cofired MLA (Penn State)	
1981	High d/k single crystal (TI Tech)	
1982	Ultrasonic Motors (Shinsei)	
1987		Dot matrix printer (NEC)
1987		Camera auto focus (Canon)
1988	Linear π -type USM (Shophia U)	
1989		Camera shutter (Minolta)
1989	Monic/Cymbal (Penn State)	Piezo suspension (Toyota)
1990		Headrest control (Toyota)
1995		Inkjet printer (Epson)
1999		Wrist watch (Seiko)
2000		Diesel injection (Siemens)
2000	Compact USM (Penn State)	

2.3.4 Synthèse des technologies d'actionnement

Les différentes technologies d'actionnement présentées dans les sections précédentes sont répertoriées dans le Tab. 2.3. Chaque technologie est jugée suivant plusieurs critères correspondant aux exigences/contraintes industrielles. L'idée ici est de synthétiser l'état de l'art des technologies d'actionnement.

- **Consommation d'énergie:** Critère d'évaluation de la consommation d'énergie relative d'une technologie. Cette consommation d'énergie est relative à la force déployée, à la course, et au temps d'actionnement.
- **Performances:** Critère d'évaluation permettant de juger les performances de chaque technologie. Il s'agit notamment de son temps de réponse, de la bande passante, et de la précision de commande que l'on peut escompter avec chaque technologie.
- **Risque technologique:** Critère d'évaluation permettant de juger si la technologie d'actionnement est éprouvée et mature. L'idée ici est d'éviter tout problème dû à une mauvaise connaissance de la technologie.
- **Intégration/Encombrement:** Critère d'évaluation permettant de juger si la technologie d'actionnement sera intégrable au véhicule. Il est nécessaire que sa masse et son encombrement conviennent à l'espace dédié à la transmission. Aussi, la technologie d'actionnement devra pouvoir fonctionner durablement dans l'environnement autour du moteur (corrosion, poussières, vibrations, températures élevées, huile moteur)
- **Coût:** Critère d'évaluation permettant de juger le coût de la technologie d'actionnement.

Le concept électrohydraulique de référence est celui utilisé dans l'AMT du véhicule étudié. Sa surconsommation d'énergie est la principale source de motivation du projet. Elle est en bonne partie due au fait que la pompe, entraînée par le moteur, consomme de l'énergie en permanence. La technologie électrohydraulique est cependant bon marché, robuste et éprouvée puisqu'il s'agit d'une technologie utilisée depuis plus de 20 ans dans l'actionnement d'embrayage d'AMT. Parmi toutes les technologies utilisées dans l'actionnement d'embrayage d'AMT, c'est celle qui présente les meilleures performances. Du fait de son industrialisation, c'est aussi la référence en termes d'intégration au produit et de risque technologique.

Un concept constitué d'un moteur électrique rotatif, d'un mécanisme de transformation rotation/translation et d'éléments de découplage pourrait être le meilleur candidat pour l'actionnement de l'embrayage. D'une part, le découplage de l'effort grâce à des éléments mécaniques et/ou hydrauliques permettrait l'utilisation d'un moteur électrique rotatif haute vitesse et faible couple qui, associé à un frein électrique, permettrait de répondre à l'objectif d'une faible consommation énergétique pour un *duty cycle* optimisé. D'autre part, l'optimisation de la transformation rotation/translation et du découplage permettrait d'obtenir un temps de réponse suffisamment rapide. Aussi, il s'agit d'un concept qui a déjà vu le jour sous plusieurs formes dans les AMT d'automobiles, le risque technologique est donc plutôt faible et l'intégration à une transmission devrait se faire aisément. De plus, les moteurs électriques rotatifs candidats ont des prix abordables (BLDC, BLAC) voire même très bas (BDC). Toutefois, un défi de commande demeure pour atteindre les objectifs de performance, car les éléments de transformation rotation/translation introduisent des non-linéarités (frottements secs, jeux, etc.)

Un concept basé sur un moteur électrique linéaire et des éléments de réduction d'effort serait aussi un très bon candidat. La réduction de l'effort grâce à des éléments mécaniques et/ou hydrauliques permettrait l'utilisation d'un moteur électrique linéaire de faible puissance qui, associé à un frein électrique, permettrait de répondre à l'objectif d'une faible consommation énergétique pour un *duty cycle* optimisé également. L'optimisation de la réduction de l'effort et du moteur linéaire permettrait d'obtenir un temps réponse très faible et une large bande passante, sans doute meilleure que dans le concept précédent. Aussi, un mouvement linéaire direct permettrait de supprimer les enjeux de commande présents avec les éléments de transformation rotation/translation dans le concept précédent. De plus, ce concept a déjà été utilisé pour l'actionnement d'embrayage d'une AMT, le risque technologique est donc faible, et l'intégration à une transmission sera tout aussi facile. Cependant, le prix des moteurs linéaires est plutôt élevé ce qui pénalise grandement ce concept.

Les actionneurs piézoélectriques présentent les meilleures performances pour le *duty cycle* correspondant à notre cas d'étude. Leur caractéristique capacitive est très intéressante, car elle permet de maintenir un effort durablement, sans consommer d'énergie. Ils sont ceux qui possèdent la meilleure densité de puissance, le meilleur temps de réponse, et la plus large bande passante. Cependant, les actionneurs piézoélectriques sont très dispendieux et l'électronique de puissance utilisée pour les alimenter l'est tout

autant. Aussi, leur température d'utilisation est restreinte (pas plus de 150°C pour les piézostacks). Il serait donc nécessaire de les délocaliser ou d'intégrer un système de dissipation de chaleur, mais cela ajouterait un coût supplémentaire à un dispositif d'actionnement qui serait déjà très onéreux. Enfin, la technologie d'actionnement piézoélectrique est celle qui présente le plus important risque technologique, car elle n'a jamais été utilisée dans un dispositif d'actionnement d'embrayage.

Tableau 2.3: Tableau comparatif des concepts

Type d'actionnement	Électrohydraulique	Électromécanique rotatif/linéaire	Électromécanique linéaire/linéaire	Piézoélectrique
Concepts	- Pompe hydrau. - Servovalve - Piston	- Moteur élec. Rotatif - Élément trans. rot/lin - Élément de découplage - Frein	- Moteur élec. linéaire - Élément réduc. effort - Frein	- Piézostack ou Moteur piézo. - Élément réduc. effort
Consommation d'énergie	0	8	9	10
Performances	9	8	9	10
Risque Techno.	10	9	9	4
Intégration	10	9	9	4
Coût	8	9	5	0
Total	7,4	8,6	8,2	5,6

2.4 Stratégies de commande d'embrayage manuel robotisé/automatisé : cas opérationnels généraux

Dans la plupart des cas opérationnels généraux (*launch*, *upshift* and *downshift*), le contrôle d'un embrayage se fait en commandant la force de serrage des disques d'embrayage. On a donc la force de serrage de l'embrayage comme variable d'entrée et la vitesse de rotation relative entre les disques d'entrée et de sortie comme variable de sortie (Glielmo et al. 2004) (Garofalo et al. 2001) (Serrarens & Dassen 2004). En effet comme vu dans la section précédente, la force de serrage est directement liée au couple transmis à l'embrayage et à la vitesse de rotation relative entre les disques d'entrée et les disques de sortie. D'une part, le but de la commande est de réaliser un premier

engagement (appelé *launch*) confortable (sans vibration, oscillation et sans caler le moteur). D'autre part, la commande doit pouvoir assurer un désengagement et un réengagement très rapide lors d'un *upshift* ou lors d'un *downshift*. Pour chaque phase opérationnelle, la stratégie de contrôle doit prévoir une gestion de l'énergie consommée par le dispositif d'actionnement.

Le point délicat de la stratégie de contrôle d'un embrayage robotisé réside dans la réalisation du *launch* et peut nécessiter une architecture de commande en deux niveaux comme celle développée par Gauthier pour le contrôle de la SE6 de BRP (Gauthier 2010) illustrée sur la Fig. 2.29.

En général, la partie haut niveau de la commande permet de définir le couple de référence à transmettre par l'embrayage en fonction de l'état du moteur et du véhicule. Dans le cas de la stratégie de contrôle de Gauthier, ce couple de référence est défini en fonction du couple moteur, de la commande de gaz, de la vitesse du moteur et de la vitesse du véhicule. La partie bas niveau de la commande permet de contrôler la force de serrage du *clutch pack* à partir d'un profil de référence. Dans le cas de la stratégie de contrôle de Gauthier, un contrôle adaptatif de l'embrayage permet de définir la pression de référence dans le piston d'embrayage afin de satisfaire la commande de couple de l'utilisateur (Gauthier 2010).

2.4.1 Commande haut niveau

La commande haut niveau, définissant le couple de référence à transmettre par l'embrayage en fonction de l'état du moteur et du véhicule, est la plupart du temps une table définie par le constructeur automobile, permettant d'assurer un certain confort lors d'un *launch* et d'un *shift*. Pour le *launch*, les tables utilisées par les constructeurs automobiles permettent de reproduire un *launch* semblable à celui d'un embrayage centrifuge. C'est le cas notamment de Subaru (Sakai 1988) qui utilise une commande haut niveau basée sur une table définissant le couple d'embrayage à transmettre au *driveline* en fonction de la vitesse de l'arbre moteur. D'autres recherches menées par General Motors (Kim et al. 2007) ont défini une carte dictant le couple d'embrayage à transmettre au *driveline* en fonction de la vitesse du moteur et de l'ouverture du papillon de gaz. Cette carte est présentée sur la Fig. 2.30.

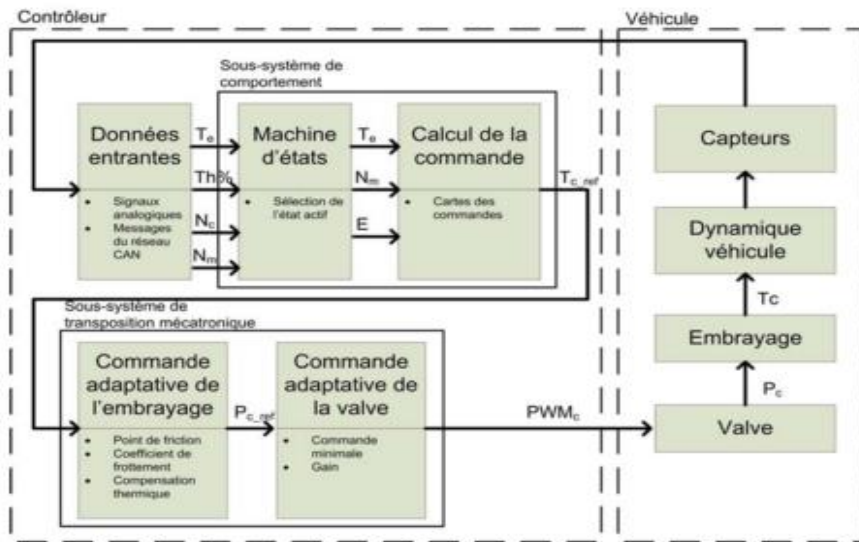


Figure 2.29: Contrôleur d'embrayage à deux niveaux (Gauthier 2010)

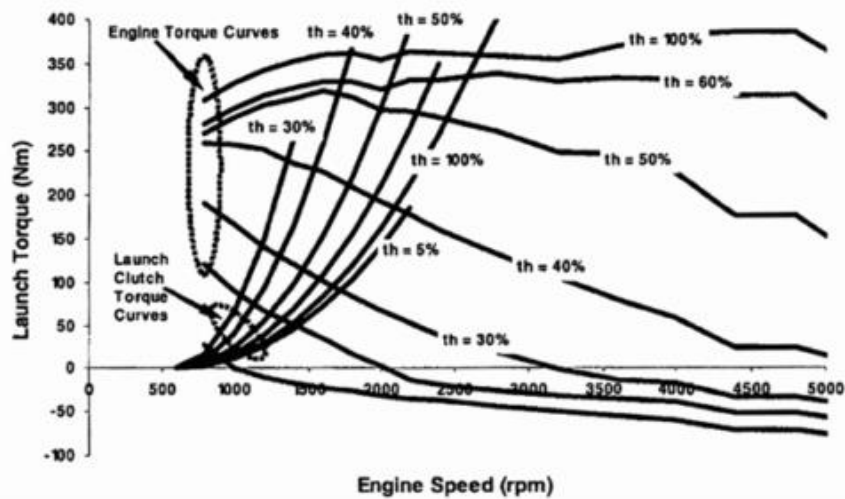


Figure 2.30: Loi de contrôle de l'embrayage GM (Kim et al. 2007).

2.4.2 Commande bas niveau

Un embrayage est un système mécanique hautement non-linéaire et dont les paramètres vont varier au cours du temps. En effet, il faut s'attendre à ce que certains paramètres de l'embrayage varient à court terme comme les coefficients de friction, la raideur des ressorts de rappel, la raideur du *clutch pack*, etc. Mais, il faut aussi s'attendre à ce que des paramètres varient à long terme comme l'usure des garnitures des disques d'embrayage ce qui rend impossible la prédiction du point de *kisspoint* à long terme

(Sun & Hebbale 2005). Tout ceci induit des non-linéarités qui nécessitent la mise en place d'une stratégie de contrôle avancée pour la commande bas niveau.

2.4.2.1 Stratégie de contrôle robuste

Les stratégies de commande robustes permettent de conserver une certaine stabilité et les performances du système contrôlé malgré des incertitudes structurelles (paramétriques) ou non-structurelles (dynamiques non-modélisées). Par exemple, pour les incertitudes structurelles, on convient que les températures de fonctionnement de l'embrayage vont de -5°C à 150°C ce qui entraîne forcément une dilatation des pièces mécaniques comme les ressorts d'embrayage. Leur raideur et leur amortissement changent donc au cours du temps. La viscosité des huiles et des lubrifiants utilisés en est aussi impactée. Ce qui entraîne une variation des coefficients de friction dynamiques/visqueux, des amortissements, etc. Concernant les incertitudes non-structurelles, il faut tenir compte du fait que la modélisation du système ne prendra en compte que les principales dynamiques et qu'il est possible que des dynamiques non-modélisées viennent déstabiliser le système ou réduire ses performances. Un contrôleur peu robuste comme un simple PID perdrait donc en performance et en stabilité face à ces deux types d'incertitudes.

2.4.2.1.1 Contrôle par compensateur Linéaire Quadratique (LQ)

La stratégie de contrôle Linéaire Quadratique (LQ) est une stratégie de placement de pôles indirect qui vise à minimiser le critère quadratique suivant (Alazard et al. 1999):

$$J = \int X^T Q X + U^T R U dt \quad (2.4)$$

où on a le modèle d'état suivant

$$\begin{aligned} \dot{X} &= AX + BU \\ Y &= CX \end{aligned} \quad (2.5)$$

avec X la matrice d'état, U le vecteur des entrées et Y le vecteur des sorties. Il s'agit d'une méthode de contrôle robuste et performante qui a déjà été utilisée dans le contrôle d'embrayage. Ses performances et sa robustesse sont étudiées dans (Glielmo & Vasca 2000)(Van Der Heijden et al. 2007)(Dolcini 2007) pour le cas d'un *launch*.

2.4.2.1.2 Contrôle par compensateur H_∞

Le contrôle par compensateur H_∞ consiste en un modelage de la boucle de commande, on appelle cela le *loop-shaping*. En pratique, il faut le voir comme un moyen d'imposer un gabarit au modèle nominal (Alazard et al. 1999). Pour cela, on traduit les spécifications de gain, de bande passante et d'erreur statique pour créer les fonctions de transfert de pondération W_1, W_2, W_3 et répondre au problème de sensibilité mixte comme illustré sur la Fig. 2.31 (Alazard et al. 1999) dans le cas où l'atténuation $\gamma \approx 1$ avec la fonction de sensibilité S et la fonction de sensibilité complémentaire T . Les fonctions de pondération vont permettre de déduire la fonction de transfert du compensateur K , permettant de répondre aux spécifications de commande. Dans (Oh et al. 2013) un dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage d'une AMT est modélisé et un contrôle en position par compensateur H_∞ est comparé à un simple contrôle en position par PID. Au final, en plus d'être plus robuste, le contrôle par compensateur H_∞ donne un meilleur suivi de la consigne en position.

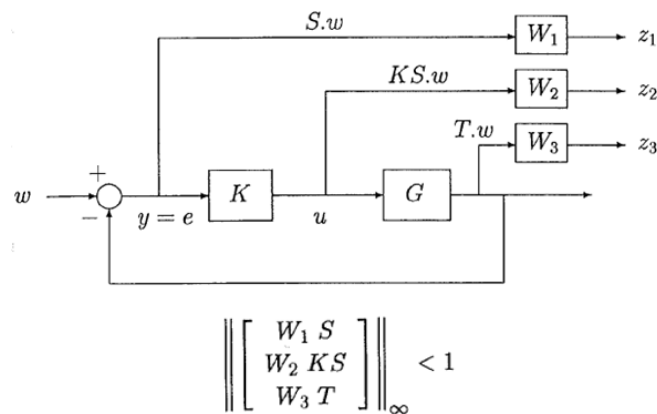


Figure 2.31: Le problème de sensibilité mixte pour la synthèse du compensateur H_∞ (Alazard et al. 1999)

2.4.2.1.3 Contrôle par mode glissant (SMC)

Le but du contrôleur par mode glissant (SMC) est de commander un système incertain présentant des non-linéarités en réalisant un contrôle par rétroaction avec changement de commande de manière discontinue (contrôleur à structure variable). L'objectif de la commande discontinue est de contraindre en permanence la trajectoire du système non-linéaire à évoluer sur une surface de glissement prédéfinie dans l'espace d'état. Pour faire converger le système non-linéaire dans l'état voulu, il sera nécessaire de réaliser le changement de commande à haute fréquence (*high-speed switched feedback control*). La

commande discontinue tout ou rien est plus rapide qu'une commande linéaire et permet de rendre le système insensible à certaines perturbations lorsque l'état de ce dernier est sur la surface de glissement. Prenons le cas d'un système d'ordre n :

$$\dot{x}^{(n)} = f(X) + b(X)u \quad (2.6)$$

où $X = [x \ \dot{x} \ \ddot{x} \ \dots \ x^{(n-1)}]^T$ est le vecteur d'état du système, u est l'entrée de contrôle du système et x est une sortie du système. Les fonctions $f(X)$ et $b(X)$ ne sont pas connues exactement, mais sont bornées par une fonction continue et connue de X . Posons X_d l'état dans lequel on désire faire converger et maintenir le système. Le problème de contrôle consiste donc à faire converger la trajectoire de X vers X_d dans l'espace d'état malgré les incertitudes sur les fonctions $f(X)$ et $b(X)$.

On définit alors l'erreur relative entre la trajectoire de X et X_d telle que :

$$\tilde{X} = X - X_d = [\tilde{x} \ \dot{\tilde{x}} \ \ddot{\tilde{x}} \ \dots \ \tilde{x}^{(n-1)}]^T \quad (2.7)$$

On définit aussi la surface de glissement évoluant au cours du temps $s(X, t)$ telle que :

$$s(X, t) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right)^{n-1} \tilde{X} \quad (2.8)$$

avec λ qui est un scalaire correspondant à la bande passante du système. Dans le cas $n = 2$ on peut réduire Eq. (2.8) telle que :

$$s(X, t) = \dot{\tilde{x}} + \lambda \tilde{x} \quad (2.9)$$

Le cas où $n=2$ est illustré sur la Fig. 2.32 (Slotine & Li 1991). L'objectif du contrôle est de choisir une loi de contrôle u permettant de faire converger $s(X, t)$ vers 0. Cette loi de contrôle u sera discontinue et fonction du signe de $s(X, t)$ de manière à ce que, quand la trajectoire du système est au-dessus ou en dessous de la surface de glissement, la loi de contrôle u le ramène vers la surface de glissement. La force du SMC est sa robustesse qui permet de compenser les incertitudes des fonctions $f(X)$ et $b(X)$. En pratique, les dynamiques négligées rendent impossible une commutation à une fréquence infinie, aussi cela entraînent un phénomène d'oscillation (*chattering* en anglais) autour de la surface de glissement.

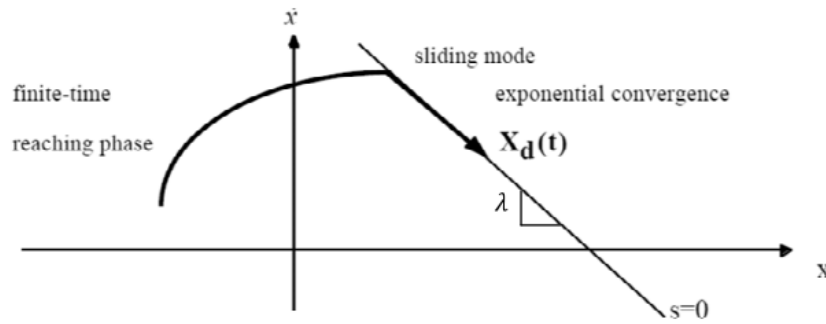


Figure 2.32: Représentation graphique du problème dans le cas où $n=2$ (Slotine & Li 1991)

Dans (Wang et al. 2006), un modèle non-linéaire de l'ensemble embrayage et actionneur électrohydraulique est modélisé et l'étude compare en simulation les performances et la robustesse d'un simple contrôleur proportionnel ajusté et d'un SMC pour le contrôle de la position de l'actionneur. Les performances dynamiques simulées du SMC sont illustrées Fig. 2.33.

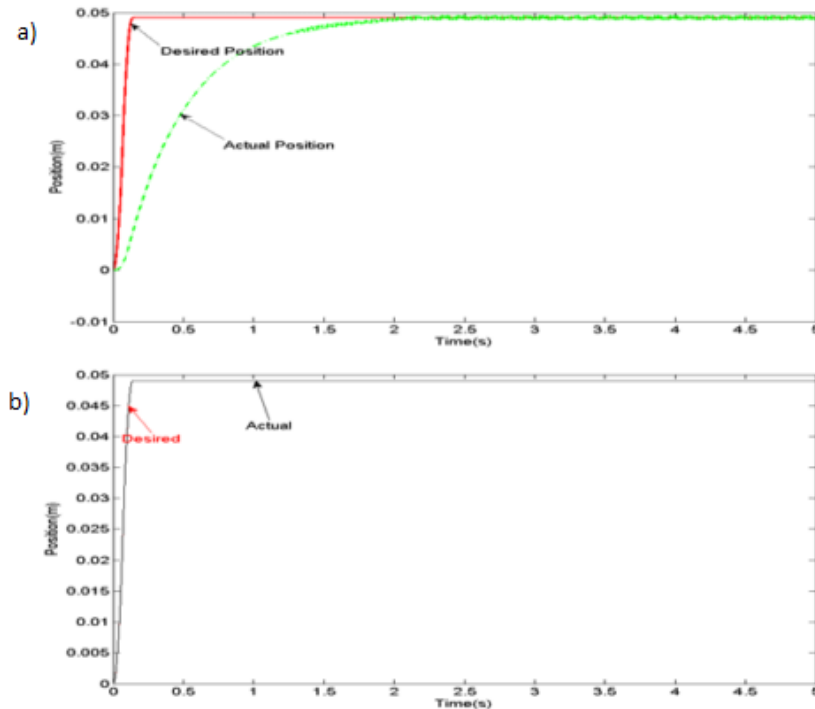


Figure 2.33: Simulation de la réponse à un échelon de position de l'actionneur électrohydraulique a) Contrôleur proportionnel ajusté b) SMC (Wang et al. 2006)

Dans (Song & Sun 2012), un modèle dynamique du système d'actionnement électrohydraulique d'embrayage est réalisé et validé à l'aide de données expérimentales. Ensuite un SMC est développé pour contrôler la pression d'embrayage. Afin de limiter l'amplitude du *chattering*, les données expérimentales précédemment obtenues sont utilisées pour déterminer les limites des variations paramétriques du système, puis les gains de bang-bang du SMC sont calculés en fonction de ces limites de variations paramétriques. Ainsi, les gains de bang-bang sont optimisés: ils rendent le SMC robuste tout en réduisant autant que possible l'amplitude du *chattering*. Les performances dynamiques expérimentales du SMC sont présentées sur la Fig. 2.34 pour un cas d'engagement d'embrayage.

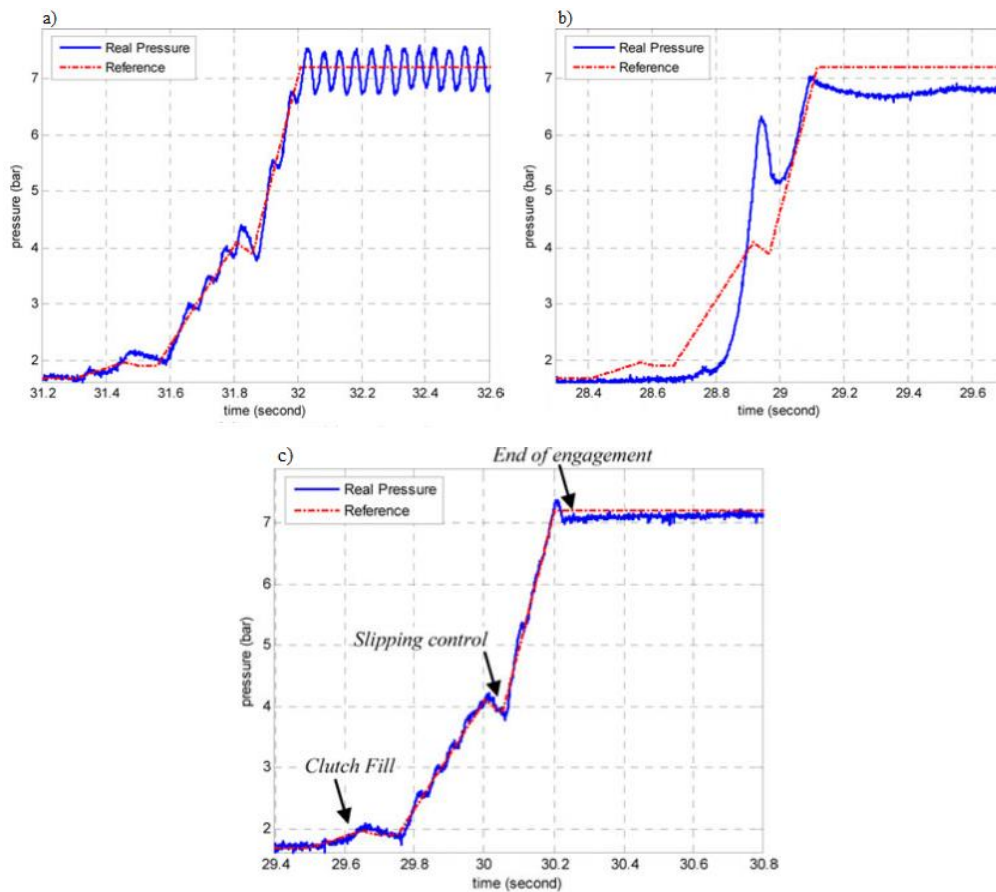


Figure 2.34: Réponse en pression du SMC pour un cas d'engagement d'embrayage: a) Gains de bang-bang sur-dimensionnés b) Gains de bang-bang sous-dimensionnés c) Gains de bang-bang optimisés avec les données expérimentales des variations paramétriques (Song & Sun 2012)

Dans (Li et al. 2016), l'auteur utilise une méthode améliorée du SMC basée sur une surface de glissement non-linéaire afin d'améliorer la rapidité de convergence et la précision de suivi de la référence en pression. Il est appelé *Terminal-Sliding-Mode Controller* (TSMC). De plus, le contrôleur intègre un observateur d'incertitude (ESO) afin d'estimer les incertitudes du modèle utilisé dans le TSMC. Cet observateur permet de réduire les gains du TSMC et donc de réduire le phénomène de *chattering*. Le contrôleur est baptisé TSMC+ESO. Les performances du TSMC et du TSMC+ESO sont comparées sur la Fig. 2.35. Le TSMC+ESO permet clairement de réduire le phénomène de *chattering* et présente un meilleur suivi de consigne.

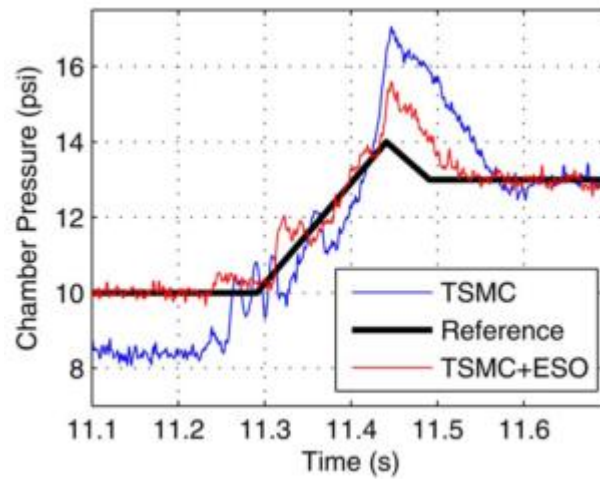


Figure 2.35: Réponse en pression expérimentale du TSMC et du TSMC+ESO (Li et al. 2016)

Le cas du contrôle d'un actionneur électromécanique d'embrayage d'AMT avec un contrôleur par mode glissant est étudié dans (Yong-Sheng 2006) et (Long & Li 2015). Dans ces deux articles, le contrôle par mode glissant est amélioré par une logique floue adaptée afin de diminuer l'*overshoot* et le *chattering* tout en atteignant la surface de glissement rapidement. Les performances de deux contrôleurs par mode glissant avec logique floue sont comparées dans (Long & Li 2015) et sont illustrées sur la Fig. 2.36.

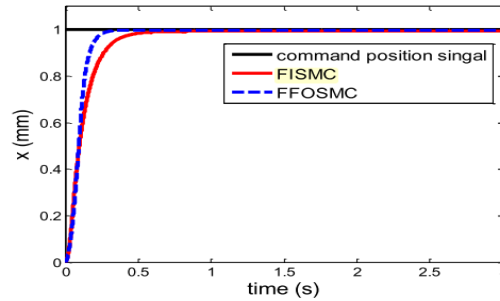


Figure 2.36: Simulation de la réponse à un échelon de position de l'actionneur électromécanique commandé par un contrôleur par *Fuzzy Integral Sliding Mode Controller* (FISMC) et par *Fuzzy Fractional Order Sliding Mode Controller* (FFOSMC) (Long & Li 2015)

2.4.2.2 Stratégie de contrôle adaptative

Dans un embrayage, l'évolution des différents paramètres du système en fonction du temps due à l'usure et aux conditions d'opérations ne permet pas de connaître avec précision les paramètres du système. L'idée du contrôleur adaptatif est de mettre en service un contrôleur qui s'adaptera par lui-même à l'évolution temporelle du système en réalisant une identification en ligne des paramètres instationnaires (Aström & Wittenmark 2008). Les paramètres identifiés sont usuellement extraits des signaux de commande et de réponse du système sous contrôle. Ce type de commande est particulièrement pertinent lorsque la structure mathématique du modèle ne change pas et lorsque ses paramètres évoluent très lentement au cours du temps par rapport à la dynamique du système. Finalement, la méthode adaptative permet de bénéficier de la propriété dite de *self-tuning*, c'est-à-dire du réglage automatique du contrôleur lors de sa mise en service.

2.4.2.2.1 Contrôle par adaptation d'un modèle

Dans le cas d'un embrayage, le principal paramètre incertain et variant au cours du temps est la pression de *kisspoint*, car celle-ci peut varier d'un véhicule à un autre et tout au long du cycle de vie du produit. Gauthier a mis au point une commande adaptative basée sur l'estimation en ligne de la pression de *kisspoint* de l'embrayage de la transmission SE6 (Gauthier 2010). En effet, la force de serrage des disques d'embrayage est directement liée à la pression du piston d'embrayage. Aussi, cette

pression est donnée par une relation entre le couple à transmettre et des coefficients à estimer qui évoluent de manière non-linéaire.

$$P_c = \hat{A}T_{tx} + \hat{P} \quad (2.10)$$

où P_c est la pression dans le piston d'embrayage, T_{tx} est le couple à transmettre, \hat{A} est le gain estimé entre le couple à transmettre et la pression dans le piston d'embrayage nécessaire pour transmettre ce couple, \hat{P} est la pression dans le piston d'embrayage estimée pour amener l'embrayage au point de kisspoint. Afin d'estimer les paramètres de l'embrayage on représente l'Eq. (2.10) par un vecteur régresseur:

$$y_k = \phi_k^T \hat{\theta}_k \quad (2.11)$$

où $\phi_k = [u_k \quad 1]$ est le vecteur d'entrée, $y_k = P_c$ est la sortie et $\hat{\theta}_k$ est le vecteur des deux paramètres à estimer. L'indice k indique le temps discret. L'erreur entre la sortie mesurée et la sortie estimée du modèle est :

$$e_k = y_k - \phi_k^T \hat{\theta}_{k-1} \quad (2.12)$$

La procédure d'identification développée par (Gauthier 2010) utilise le classique algorithme *Regularized Recursive Least Square with Forgetting Factor (rRLS - λ)* qui se base sur la minimisation du critère quadratique suivant:

$$J_n(\theta) = \sum_{k=1}^n \lambda^{n-1} e_k^2 \quad (2.13)$$

Ce critère avec facteur d'oubli λ permet de pondérer les données en fonction de leur temps d'acquisition : les vieilles données ainsi oubliées permettent de s'assurer que l'identification porte sur les données les plus récentes. Ainsi, le facteur d'oubli permet de régler la priorité de l'algorithme pour suivre les paramètres qui évoluent. La forme récursive de l'algorithme est définie par :

$$\hat{\theta}_k = \hat{\theta}_{k-1} + (1 - \lambda)P_k e_k \phi_k \quad (2.14)$$

où P_k est la matrice de gain d'adaptation. Pour garantir la stabilité de l'algorithme, la matrice de gain d'adaptation doit être régularisée de cette manière :

$$P_k = (R_k + \delta_1 I)^{-1} + \delta_2 I \quad (2.15)$$

Finalement, la matrice de covariance s'écrit telle que :

$$R_k = R_{k-1} + (1 - \lambda)(\phi_k \phi_k^T - R_{k-1}) \quad (2.16)$$

Ainsi, l'algorithme vient modifier le vecteur des paramètres estimés $\hat{\theta}$ qui minimise le critère $J_n(\theta)$. En pratique, l'algorithme requiert les données de plusieurs engagements pour faire converger les paramètres estimés. La régularisation de l'algorithme s'est avérée indispensable pour éviter l'oscillation des paramètres estimés pour l'application visée (Gauthier 2010). In fine, les résultats expérimentaux sur véhicules ont démontré l'efficacité de la méthode d'estimation pour adapter la relation entre la pression du piston d'embrayage et la commande électrique de la valve solénoïde lors de l'évolution de la température du moteur comme illustré sur la Fig. 2.37. C'est cette méthode de commande adaptative qui a été implantée dans le contrôleur de l'actuel actionneur électrohydraulique d'embrayage utilisé dans la transmission SE6 du Spyder F3 CAN-AM® de BRP.

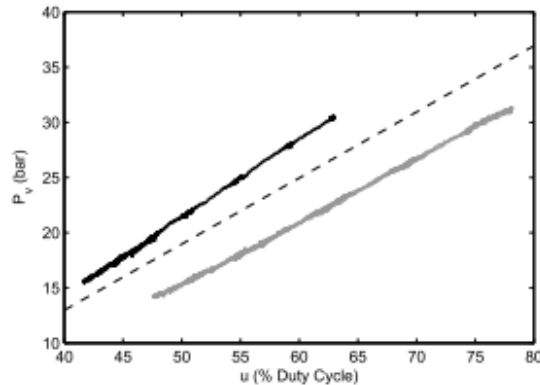


Figure 2.37: Comparaison des relations entre la pression d'une valve solénoïde et sa commande u en PWM pour une température froide (noir), chaude (gris) et pour un modèle non-adaptatif (pointillé) (Gauthier 2010)

2.4.2.2 Contrôle par adaptation des gains d'un compensateur

Dans (Hua 2005), le contrôle adaptatif se fait par l'adaptation des gains d'un compensateur Proportionnel-Intégral (PI) contrôlant le *duty cycle* des valves solénoïdes d'un actionneur électrohydraulique d'embrayage. Le compensateur PI utilise l'erreur de position $e = x_{pt} - x_p$ et les gains K_i et K_p ajustés en fonction du coefficient de flux hydraulique K_0 identifié en ligne. L'architecture du contrôleur est illustrée sur la Fig. 2.38. Finalement, l'adaptation des gains du compensateur PI en fonction du flux hydraulique permet de diminuer l'erreur de position absolue $e_a(i) = x_p(i) - x_{pt}(i)$ pour

chaque itération de commande et l'erreur de position cumulée $e_t(i) = \sum_{k=1}^n x_p(i) - x_{pt}(i)$. Les résultats illustrés sur la Fig. 2.39 montrent une nette amélioration de la précision avec la méthode adaptative. La propriété de *self-tuning* permet d'atteindre une meilleure précision.

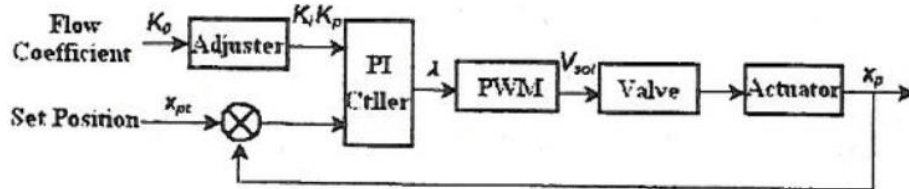


Figure 2.38: Architecture du contrôleur par adaptation du PI (Hua 2005)

Table 1: The Comparing Result

		PI control (mm)	Adaptive Method (mm)
$K_0 = 0.035$	$e_{a\max}$	1.6	1.4
	e_t	21.2	18.4
$K_0 = 0.030$	$e_{a\max}$	1.9	1.8
	e_t	24.3	17.0
$K_0 = 0.025$	$e_{a\max}$	2.3	2.1
	e_t	27.2	18.8

Figure 2.39: Comparaison des erreurs absolues max. et cumulées entre un contrôle par PI classique et un contrôle par PI adapté en fonction du flux hydraulique (gain K_0) (Hua 2005)

2.5 Stratégies de commande d'embrayage manuel robotisé/automatisé : contrôle de vibration du *driveline*

2.5.1 Principe de base : Contrôle du serrage de l'embrayage

Des oscillations de courroie ont été observées sur le véhicule de sport-tourisme à trois roues étudié pour certains régimes moteurs (couples et vitesses spécifiques). Ces oscillations de courroie entraînent des vibrations sur tout le véhicule et sont ressenties négativement par l'utilisateur; elles créent une sensation d'inconfort. En considérant l'expérience de l'utilisateur, une des solutions empiriques suggérées pour résoudre ce problème vibratoire est la modulation de la force de serrage de l'embrayage. Aussi, des études antérieures ont effectivement démontré l'intérêt de contrôler la force de serrage

d'un embrayage dans le but de limiter/contrôler des vibrations dans le *driveline* d'un véhicule.

Dans (Minh, 2012) et (Minh & Pumwa 2013), une partie du travail réalisé concerne des essais expérimentaux de réduction de vibration du *driveline* d'une Honda Civic 1.611 avec une AMT 5 vitesses. L'embrayage manuel robotisé/automatisé de l'AMT est piloté en pression par un contrôleur Proportionnel-Intégral-Dérivé (PID). Un premier essai expérimental révèle que la fréquence critique du *driveline* du véhicule est autour de 31Hz, ce qui correspond à une vitesse moteur de 1860 tr/min pour un couple donné. Un deuxième essai consiste à réguler la pression d'embrayage grâce au PID afin de faire varier le glissement de l'embrayage entre 1 et 5% lorsque la vitesse de moteur entre dans la région critique. Le glissement introduit permet de créer un décalage entre la vitesse de moteur et la vitesse du *driveline*. Cela permet alors de sortir de la région fréquentielle d'instabilité du *driveline* comme l'illustre la Fig. 2.40. Cependant, il est aussi noté qu'un tel contrôleur est très sensible aux variations paramétriques: par exemple, le coefficient de friction des disques d'embrayage varie au cours du temps. Ainsi, en pratique, un contrôleur plus robuste que celui présenté dans l'article serait nécessaire pour cette application.

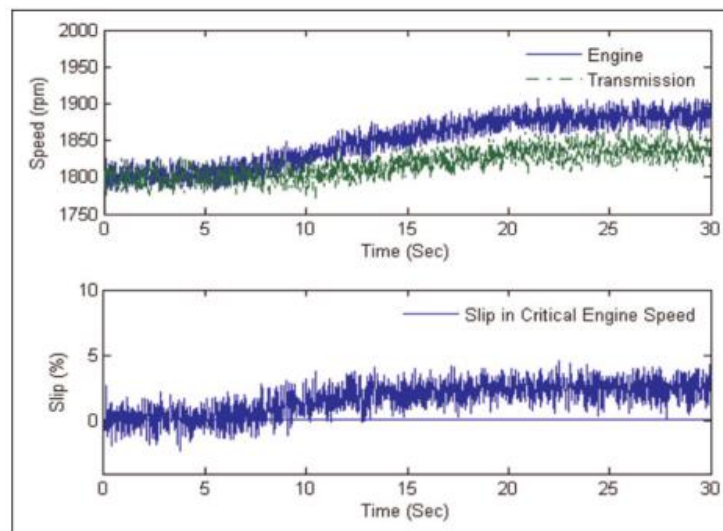


Figure 2.40: Comparaison de la vitesse de moteur et de la vitesse du *driveline* sous l'effet d'un glissement de l'embrayage à 2,5% (Minh & Pumwa 2013)

Dans (Mashadi & Badrykoochi 2015), les auteurs abordent la réduction des vibrations du *driveline* d'un véhicule par le contrôle de son système d'embrayage. Dans un premier

temps, ils proposent une modélisation de la dynamique du *driveline* du véhicule en incluant des jeux, un modèle de friction de l'embrayage sec et un modèle de glissement des roues du véhicule. Ce modèle est ensuite validé avec des données expérimentales. En suivant, un concept de contrôleur de force de serrage d'embrayage est développé pour réduire les vibrations du *driveline*. L'idée ici est de diminuer la force de serrage de l'embrayage lorsque des vibrations sont détectées dans le *driveline* pour, d'une part limiter l'amplitude du couple transmissible du moteur vers le *driveline* et d'autre part créer un glissement dans l'embrayage pour amortir les vibrations. L'auteur utilise un contrôleur linéaire boucle fermée qui se base sur un retour d'information d'accélération du *driveline* pour commander ou non une baisse de la force de serrage dans l'embrayage. L'efficacité de la stratégie est illustrée sur la Fig. 2.41 par des simulations avec le modèle précédemment construit et validé. À noter qu'en pratique, de la même manière que pour la précédente étude, un contrôleur plus robuste serait nécessaire pour cette application.

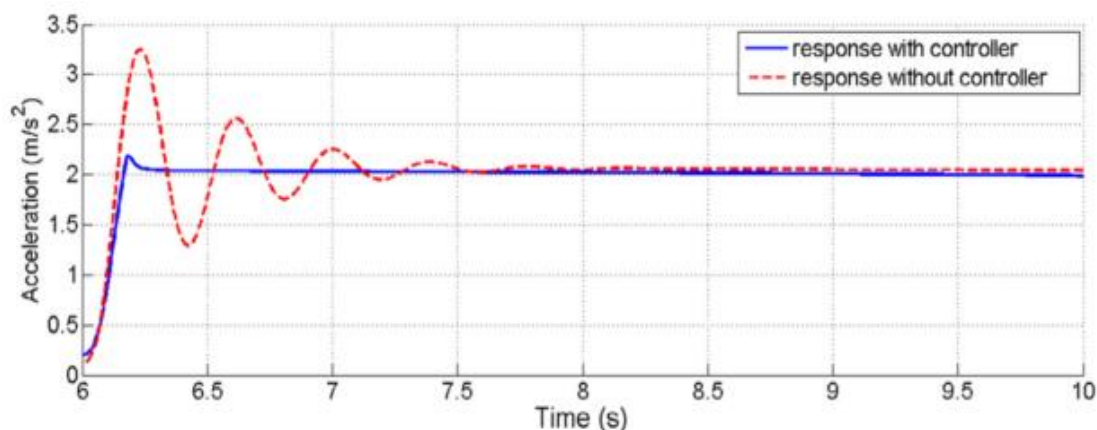


Figure 2.41: Simulation de la réponse du *driveline* du véhicule avec et sans contrôleur (Mashadi & Badrykoohi 2015)

2.5.2 Mise en œuvre : Contrôle du glissement de l'embrayage

La force de serrage de l'embrayage permet de déterminer la quantité de couple transmise du moteur vers le *driveline* lorsque l'embrayage est en état de glissement (Esnault 2009). Cependant, une variable fait directement référence à la puissance mécanique transmise, il s'agit de la vitesse relative entre les disques d'entrée et de sortie : le glissement de l'embrayage. Une variation soudaine du glissement est perceptible pour l'utilisateur du véhicule. Ainsi, en pratique, il est préférable de piloter le glissement de l'embrayage afin de garder un contrôle sur ce dernier et éviter tout désagrément pour

l'utilisateur. Dans cette idée, le contrôle de la force de serrage de l'embrayage se fera indirectement par le contrôle direct de la variable de glissement de l'embrayage. Toutefois, le contrôle du glissement de l'embrayage reste un défi en raison de sa dynamique hautement non-linéaire et de ses paramètres très incertains (variation en fonction du temps et de l'état du véhicule). De plus, l'environnement bruité de l'embrayage rend le contrôle du glissement de l'embrayage beaucoup plus complexe car il faut extraire les données pertinentes de signaux très parasités (Myklebust & Eriksson 2015).

La conception des embrayages de pontage sur les convertisseurs de couple (TCC) a amené les industriels à développer de nouvelles solutions de contrôle de glissement d'embrayage robustes et précises. En effet, pour les TCC un mode de glissement de l'embrayage est introduit pour obtenir une différence de vitesse appropriée entre la pompe et la turbine et donc obtenir un compromis entre l'efficacité énergétique et le contrôle d'éventuelles vibrations.

Dans (Otanez, P., Samie, F., Lee, C., and Kao 2009), un contrôle en boucle fermée sur le glissement de l'embrayage est utilisé pour contrôler l'embrayage d'un TCC. Les résultats expérimentaux pour un véhicule utilitaire de General Motors, équipé d'une transmission automatique à 6 vitesses, sont présentés dans l'article. Le contrôle en boucle fermée sur le glissement de l'embrayage doit être très réactif pour gérer les différentes demandes de couple du conducteur, les conditions de route et les différents niveaux de glissement pilotés. Cela nécessite une fine calibration des gains du contrôleur (*gain scheduling* en anglais) pour obtenir un contrôle de glissement de l'embrayage précis pour tous les scénarios de conduite.

Au contraire, dans (Yao et al. 2017), un contrôleur PID autoréglable (*self-tuning* en anglais) est conçu afin d'améliorer la fluidité et le temps de synchronisation du processus de glissement de l'embrayage. En outre, le PID autoréglable s'adapte à la variation du coefficient de frottement. Les résultats de simulation montrent que l'erreur statique est plus faible avec le PID autoréglable qu'avec un PID conventionnel (avec des gains fixes).

Dans (Hebbale, K., Lee, C., Samie, F., Kao 2011), pour un TCC, l'auteur développe un contrôleur en boucle ouverte basé sur un modèle du glissement de l'embrayage en fonction de la pression d'embrayage. Avec l'ajout d'une boucle fermée sur le glissement de l'embrayage, l'auteur obtient un suivi précis de la consigne de glissement d'embrayage.

Dans (Dourra, H., Kedar-Dongarkar, G., Elashhab, S., and Zohdy 2009), la dynamique d'un TCC est identifiée hors ligne. Puis un contrôleur de glissement d'embrayage est synthétisé par la méthode de *loop shaping* $H\infty$. Ce dernier est robuste contre les dynamiques non-modélisées et contre les variations paramétriques. Les essais expérimentaux sur un véhicule indiquent que le système de contrôle atteint un bon niveau de fiabilité et de stabilité.

Dans (Higashimata, A., Adachi, K., Segawa, S., Kurogo 2004), un algorithme de contrôle robuste est utilisé pour concevoir un contrôleur de glissement d'embrayage pour de faibles vitesses de véhicule. Ce dernier est conçu par μ -*synthesis* afin de le rendre robuste et d'obtenir les performances désirées. Une action boucle ouverte est rajoutée au contrôleur afin d'améliorer la réponse. Finalement, des essais expérimentaux sur un véhicule démontrent que le contrôleur est très efficace pour les faibles vitesses du véhicule.

2.6 Conclusions

Concernant le projet de recherche (1) :

Au regard de l'état de l'art des technologies d'actionnement d'embrayage pour AMT dont la synthèse est présentée en Tab. 2.3, la technologie électromécanique à entraînement rotatif et incluant des éléments de transformation rotation/translation est celle qui obtient le meilleur score final et qui est par conséquent retenue. En effet, malgré des avancées flagrantes en recherche et développement sur les différentes technologies d'actionnement, comme les céramiques piézoélectriques ou les fluides MR, le coût élevé de ces technologies et leur fiabilité rendent rédhibitoires ces choix pour ce projet. Toutefois, si la sélection d'un concept électromécanique peut paraître plus classique, les défis de contrôle associés nécessitent le développement d'une commande avancée originale. L'état des connaissances sur le contrôle des actionneurs électromécaniques d'embrayage démontre une forte activité de recherche et l'expérimentation de nombreux algorithmes. Concernant cette technologie d'actionnement d'embrayage, la littérature mentionne des composantes fortement non-linéaires, des incertitudes non-structurées, des évolutions temporelles des systèmes et des signaux bruités. Les stratégies de contrôle publiées se répartissent entre les commandes robustes et les commandes adaptatives. Ainsi, au regard des défis de contrôle soulevés pour l'actionnement électromécanique d'embrayage, une stratégie de contrôle robuste par mode glissant est retenue pour la commande bas niveau de l'actionneur électromécanique d'embrayage. Pour la commande

haut niveau, la stratégie de contrôle adaptative développée dans (Gauthier 2010) est utilisée. Par ce choix, on se focalise sur les défis de commande bas niveau.

Concernant le projet de recherche (2) :

En s'appuyant sur les publications existantes et les premières solutions empiriques pour le contrôle d'instabilités dans le *driveline* de véhicules, une stratégie de contrôle par modulation de la force de serrage de l'embrayage semble être efficace pour supprimer/contrôler les oscillations de courroie de transmission observées sur le véhicule étudié. En pratique, pour des raisons de confort et de sécurité, on pressent qu'il est préférable de contrôler la force de serrage de l'embrayage de manière indirecte par le contrôle de la variable de glissement de l'embrayage. De par sa dynamique hautement non-linéaire, ses paramètres très incertains et son environnement très bruyé, le contrôle du glissement de l'embrayage reste un grand défi qui nécessite le développement d'un algorithme avancé et original. Aussi, le mécanisme théorique de génération des oscillations peut relever d'une dynamique non-linéaire complexe qui serait pertinente et originale d'étudier. De plus, l'annulation d'oscillations de courroie de transmission par le contrôle du glissement n'a pas été spécifiquement publiée. Au-delà de la solution mécatronique, il y a donc un fort intérêt à proposer un modèle théorique afin d'explicitement le phénomène physique, et le moyen d'agir dessus.

CHAPITRE 3. Conception et contrôle d'un dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage: théorie et étude expérimentale

3.1 Avant-propos

Auteurs et affiliations:

Robin Temporelli : Étudiant au doctorat, Université de Sherbrooke, Faculté de Génie, Département de génie mécanique

Philippe Micheau : Professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de Génie, Département de génie mécanique

Maxime Boisvert : Professionnel de recherche, Université de Sherbrooke, Faculté de Génie, Département de génie mécanique

Titre:

Control of an Electromechanical Clutch Actuator using a Dual Sliding Mode Controller: Theory and Experimental Investigations

Date de soumission:

Août 2017

Revue:

IEEE Transactions On Mechatronics

Titre français:

Contrôle d'un actionneur électromécanique d'embrayage utilisant un *Dual Sliding Mode Controller*: Théorie et Investigation expérimentales

Contribution au document:

Cet article de journal est un document de recherche qui présente le nouveau dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage dimensionné/optimisé et sa stratégie de

contrôle développée. Un modèle analytique de ce dernier est construit, incluant des composantes non-linéaires telles qu'une raideur de système discontinue et une composante de frottement sec. Puis un prototype du nouvel actionneur électromécanique d'embrayage est intégré avec son embrayage sur un banc d'essai. Les investigations expérimentales sur le comportement du système global confirment les non-linéarités pressenties. Ainsi, au regard des défis de contrôle soulevés, une stratégie de contrôle robuste basée sur un *Dual Sliding Mode Controller* (DSMC) est développée pour piloter le nouvel actionneur électromécanique d'embrayage. Finalement, à l'aide du banc d'essai, les performances et la robustesse du nouvel actionneur électromécanique d'embrayage associé à son DSMC sont validées sous différentes conditions d'opérations. Aussi, dans le but de répondre à la problématique de recherche, les performances et la précision de réponse du nouvel actionneur électromécanique d'embrayage associé à son DSMC sont comparées à celles de l'actuel actionneur électrohydraulique d'embrayage de l'AMT du véhicule étudié associé à son propre contrôleur. Ainsi, une solution de contrôle robuste, performante et originale est proposée pour résoudre les défis de commande bas niveau soulevés par la conception du nouveau dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage.

Résumé français:

Pour un véhicule équipé d'une transmission manuelle automatisée (AMT), la performance et le confort du groupe motopropulseur du véhicule dépendent en grande partie de la stratégie de contrôle de l'actionneur d'embrayage manuel robotisé/automatisé. Le contrôleur doit assurer le bon déroulement des cas opérationnels généraux de l'embrayage: des *launch* confortables (des départs arrêtés en douceur sans caller le véhicule), des *upshift/downshift* rapides (changement de rapport) et des ouvertures d'embrayage rapides (en cas d'urgence). Pour les AMT présentes sur le marché automobile, le contrôle de l'embrayage est le plus souvent géré par la commande de la pression d'embrayage indépendamment de la technologie d'actionnement utilisée. Toutefois, le contrôle de la pression d'embrayage est une tâche complexe au regard des non-linéarités de ce dernier et des paramètres incertains variant dans le temps. Le défi est d'autant plus important avec des technologies d'actionnements électromécaniques. Dans cet article, un *Dual Sliding Mode Controller* (DSMC) est proposé afin de contrôler la pression d'embrayage avec le nouvel actionneur électromécanique (EMA) développé. Dans un premier temps, l'embrayage et le nouveau concept d'EMA sont présentés et modélisés analytiquement. Le modèle inclut notamment deux composantes non-linéaires: une composante de raideur discontinue et une composante de frottement sec. Ensuite, le prototype de l'EMA qui a été conçu, est installé sur un banc d'essai avec son

embrayage normalement ouvert et l'ensemble est placé dans une chambre environnementale. Par la suite, des études expérimentales révèlent à la fois les non-linéarités prédites dans la partie théorique, mais permettent aussi d'identifier plusieurs modèles numériques de la dynamique du système pour plusieurs températures. À partir de ces investigations expérimentales, l'architecture et l'algorithme du DSMC sont développés. La robustesse du DSMC est ensuite prouvée par une analyse de Lyapunov au regard des variations paramétriques du système dues aux variations de température. Aussi, l'utilisation originale de la composante bang-bang propose la possibilité de surmonter la friction statique sans provoquer de *chattering*. Ensuite, le banc de test précédemment conçu est utilisé pour mettre en évidence la robustesse et les performances de l'EMA associé à son DSMC. Pour de simples commandes d'échelon de pression, l'EMA associé à son DSMC présente des temps de réponse en pression très courts, quelle que soit la température. Aussi, indépendamment de la température, l'EMA associé à son DSMC présente une grande précision de réponse, cela prouve expérimentalement la robustesse du DSMC contre les variations paramétriques du système liées aux variations de température. Ces résultats expérimentaux mettent également en évidence la capacité du DSMC à gérer les deux non-linéarités du système. Enfin, pour quatre cas opérationnels critiques, les performances et la précision de réponse de l'EMA associé à son DSMC sont comparées à celles de l'actuel actionneur électrohydraulique d'embrayage (EHA) de l'AMT du véhicule étudié associé à son contrôleur adaptatif (AC). Au regard des erreurs en pression absolue moyennes (MPE), des écarts-types d'erreur en pression associés (PESD) et des temps de réponse, nous concluons que le nouvel EMA associé à son DSMC est plus performant et plus précis que l'EHA associé à son contrôleur AC.

3.2 Abstract

As compared to a Manual Transmission (MT), Automated Manual Transmission (AMT) offers improvements in terms of driving comfort and shift quality. However, for AMT, the powertrain performance and comfort of a vehicle are largely dependent on the clutch control strategy. The aim of this strategy is to ensure the smooth running of clutch operational cases: comfortable clutch launches (smooth vehicle take-off without jerking), fast upshift/downshift (gear ratio changes) and fast clutch openings. In most industrial cases, clutch control is managed by clutch pressure control irrespective of clutch actuation technology. However, clutch pressure control represents a challenge with regard to clutch non-linearities and time-varying parameters. This challenge is

much more difficult with electromechanical clutch actuation technologies. In this article, a Dual Sliding Mode Controller (DSMC) is proposed in order to control clutch pressure with an electromechanical actuator (EMA). The clutch and its EMA are modeled through an analytical model including two non-linear components: a stiffness discontinuity component and a dry friction component. The EMA was prototyped and installed on a test bench with its normally open clutch pack, and subsequently enclosed in an environmental chamber. Experimental investigations revealed both predicted non-linearities in the system and allowed identifying several numeric models of the system's dynamics for several temperatures. In keeping with these experimental investigations, the DSMC architecture and algorithm was developed, in which the robustness of the DSMC was proven through a Lyapunov analysis and the original use of the bang-bang component revealed enabling to overcome static friction without introducing chattering. Lastly, the test bench setup was used to experimentally highlight controller robustness and performance. For simple step commands, the EMA and its DSMC featured fast pressure responses regardless of the temperature. Moreover, irrespective of the temperature, the EMA and its DSMC had accurate pressure responses; this proves experimentally the robustness of the controller against temperature-varying parameters. Hence, these experimental control results also highlight the ability of the DSMC to handle both latter non-linearities. Finally, under four critical clutch operational cases, the control performance and accuracy of the EMA and its DSMC was compared with the control performance and accuracy of the current integrated electrohydraulic clutch actuator (EHA) and its associated Adaptive Controller (AC). With regard to the absolute Mean Pressure Error (MPE), its associated Pressure Error Standard Deviation (PESD) and time responses, the new EMA and its DSMC were more performant and accurate than the current integrated EHA and its AC for these four critical clutch operational cases.

3.3 Introduction

As compared to a Manual Transmission (MT), Automated Manual Transmission (AMT) offers improvements in terms of driving comfort and shift quality. However, for AMT, the powertrain performance and comfort of a vehicle are largely dependent on the clutch control strategy. The aim of the clutch control strategy is to ensure the smooth running of clutch operational cases: comfortable clutch launches (smooth vehicle take-off without jerking), fast upshift/downshift (gear ratio changes) and fast clutch openings. In most industrial cases, clutch control is managed by clutch pressure control, irrespective of clutch actuation technology (Gauthier & Micheau 2012). Indeed, as

defined in (Esnault 2009), the transmitted clutch torque is a function of the clutch slip and the normal clutch clamping force (i.e. clutch pressure). In keeping with this notion, numerous authors use the clutch pressure in order to control the transmitted clutch torque and the clutch slip (Glielmo et al. 2004), (Garofalo et al. 2001), (Serrarens & Dassen 2004) and (Gauthier & Micheau 2012). Typically, the control strategy is divided into two parts. A high-level control strategy is used to command the transmitted clutch torque as a function of vehicle states (engine torque, engine speed, throttle opening, etc.). In most of cases, this is a table assembly built by the manufacturer to match clutch operational specifications (Kim et al. 2007). Since transmitted clutch torque is a function of clutch pressure, the clutch pressure command can be deduced and a low-level control strategy is developed in order to control the clutch pressure. However, clutch pressure control remains a challenge relative to clutch non-linearities and time-varying parameters (Sun & Hebbale 2005). Moreover, depending on the clutch actuation technology, its complexity may increase. For example, an electromechanical clutch actuation assembly often induces backlashes and dry friction non-linearities in the clutch system which render conventional controllers such as Proportional-Integral-Derivative (PID) unusable. Robust control strategies have been used to overcome these challenges. For example, a Linear Quadratic (LQ) strategy was used in (Glielmo & Vasca 2000), (Van Der Heijden et al. 2007) and (Dolcini 2007) to ensure smooth clutch engagements. In (Oh et al. 2013), an H-infinity controller was used to control the pressure plate position using an electromechanical clutch actuator. Sliding Mode Controllers (SMC) are also widely used for clutch pressure control in electrohydraulic clutch actuation (Wang et al. 2006), (Song & Sun 2012), (Li et al. 2016) and electromechanical clutch actuation (Long & Li 2015), (Yong-Sheng 2006). non-linear controllers have also been investigated; in (Gao et al. 2014) a non-linear feedforward-feedback controller was used in order to control the pressure plate position using an electromechanical clutch actuator. In (Langjord et al. 2010), a dual-mode switched control for an electropneumatic clutch actuator was experimentally investigated. Another means to overcome clutch time-varying parameters is the use of adaptive control strategies. For example, the relationship between the transmitted clutch torque and the clutch pressure is a slow time-varying relationship (due to clutch wear). In (Gauthier 2010), this relationship was identified online using a regularized Recursive Least Square algorithm with forgetting factor (rRLS - λ).

In the present work, a low-level clutch pressure control strategy is proposed in order to control the prototyped electromechanical clutch actuator (EMA) presented in

(Temporelli et al. 2017a). The actuator consists of a DC motor with an electromagnet brake, a gear stage, a slider driven by a screw/nut/bearing assembly and a closed hydraulic master/slave piston in contact with the pressure plate. In this system, a first non-linearity arises from the stiffness discontinuity in the system, i.e. the spring stiffness before the kisspoint and the internal clutch pack stiffness after the kisspoint. The second non-linearity stems from the dry friction in the system assembly. The static friction component in the screw/nut assembly yields a high hysteretic behavior to the global system. In addition, dynamic friction components in the screw/nut assembly and in the hydraulic master/slave piston are temperature-varying since lubricant viscosity and oil viscosity affect these components. Both non-linearities render the control of such electromechanical system more complex. In order to overcome these challenges, the clutch pressure controller was built with a Dual Sliding Mode Controller (DSMC), i.e. one SMC per system stiffness to overcome stiffness non-linearity. Each controller is based on a preliminary identified numeric model of the system's dynamics including the global dynamic friction component, after which a bang-bang component is added in order to render the controller robust against model parametric variations (the dynamic friction is temperature-varying). In addition, the originality of the controller is that the bang-bang component allows overcoming static friction without introducing chattering. This is achieved by smoothing out the control discontinuity in a thin boundary layer neighboring the switching surface (Slotine & Li 1991).

First of all, the new EMA and its normally open (N/O) clutch pack are modeled through an analytical model including a stiffness discontinuity and a dry friction component. Then, the EMA is prototyped and installed on a test bench with its clutch, and thereafter enclosed in an environmental chamber in order to experimentally determine the system's non-linearities and to study its dynamics at several temperatures. Afterwards, in keeping with these previous investigations, the EMA's controller is presented in which the architecture and algorithm of the DSMC are developed, thereby leading to present the robustness analysis of the controller using the Lyapunov method and the original use of the bang-bang component in order to overcome static friction without introducing chattering. Thereafter, the previous experimental setup is used to perform experimental tests at several temperatures in order to highlight controller robustness and performance: for the EMA, the DSMC is used in order to track several clutch pressure reference profiles at several temperatures, namely simple step commands and complex commands for critical clutch operational cases. For the latter experimental tests, the EMA and its DSMC are compared to the current integrated electrohydraulic clutch actuator (EHA) and its associated Adaptive Controller (AC). The pressure

reference tracking accuracy is then compared for both technologies and controllers, followed by conclusions drawn.

3.4 The electromechanical clutch actuator: theoretical investigations

3.4.1 Longitudinal motion equations

A Normally Open (N/O) clutch is used for the study which is represented as a mass-spring-damper system illustrated in Fig. 3.1. The clutch pack is maintained open by return springs. Return springs are pre-loaded to release the clutch pack when no actuation force is applied. The N/O feature is chosen for fail-safe reasons: the clutch pack must normally open in case of a sudden vehicle engine failure. The motion equation of the N/O clutch is defined by:

$$m_c \ddot{x}_c = F_c - F_s(x_c) - b_c \dot{x}_c \quad (3.1)$$

where m_c is the clutch pack mass, x_c is the pressure plate position, F_c the clutch clamping force applied on the pressure plate, $F_s(x_c)$ is the global stiffness force function of x_c including the stiffness of the return spring and the stiffness of the internal clutch pack, and b_c is the equivalent system damping coefficient of the clutch mass-spring-damper system. The pressure plate position is divided into two position ranges: $\Delta open$ is the cumulated gap between discs when the clutch pack is released while $\Delta close$ is the cumulated gap between discs at kisspoint, this gap being due to the geometry of the disc stack. Hence, the global stiffness force $F_s(x_c)$ is discontinuous (*Non-linearity n°1*) and is defined by:

$$F_s(x_c) = \tilde{k}_c x_c = \begin{cases} k_{c1} x_c & \forall x_c \in \Delta open \\ [k_{c1} x_{c1} + k_{c2} (x_c - x_{c1})] & \forall x_c \in \Delta close \end{cases} \quad (3.2)$$

where \tilde{k}_c is the global non-linear stiffness of the mass-spring-damper system, k_{c1} is the stiffness of the return spring, k_{c2} is the stiffness of the internal clutch pack due to disc stack geometry, x_{c1} is the pressure plate position at kisspoint. The hydraulic master/slave piston consists in a master chamber, a hydraulic hose and a slave chamber. The clutch clamping force brought respectively to the master piston and to the slave piston are defined by:

$$F_p = pA_p \text{ and } F_c = pA_c \quad (3.3)$$

with p is the pressure in the hydraulic master/slave piston, A_p is the cross-sectional area of the master chamber and A_c is the cross-sectional area of the slave chamber. Considering the hydraulic hose as a mass-spring-damper system with an equivalent stiffness k_h and an equivalent viscous damping b_h , the pressure is written as:

$$p = \frac{1}{A_h} \left[k_h \left(\frac{A_p}{A_h} x_p - \frac{A_c}{A_h} x_c \right) + b_h \left(\frac{A_p}{A_h} \dot{x}_p - \frac{A_c}{A_h} \dot{x}_c \right) \right] \quad (3.4)$$

where A_h is the cross-sectional area of the hydraulic hose, A_p is the cross-sectional area of the master chamber, A_c is the cross-sectional area of the slave chamber, x_p is the position of the master chamber and x_c the position of the slave chamber (i.e. the pressure plate position). The expansion pressure loss at slave cylinder entry, the contraction pressure loss at master cylinder exit and the friction loss in the hydraulic hose are included in the equivalent viscous damping b_h . The viscous friction due to contact between seals of moving pistons and chambers is included in the equivalent viscous damping b_c . Thus, Eq. (3.1) can be rewritten:

$$m_c \ddot{x}_c = k_h \left(\frac{A_p A_c}{A_h^2} x_p - \frac{A_c^2}{A_h^2} x_c \right) + b_h \left(\frac{A_p A_c}{A_h^2} \dot{x}_p - \frac{A_c^2}{A_h^2} \dot{x}_c \right) - \tilde{k}_c x_c - b_c \dot{x}_c \quad (3.5)$$

3.4.2 Rotary motion equations

A rigid slider/screw/nut/bearing assembly transforms rotary motion into a longitudinal motion. The screw/nut assembly is reversible thereby rendering the electromechanical clutch actuator (EMA) safe in case of engine failure. The dynamics of the screw is governed by the following motion equation:

$$J_v \ddot{\theta}_v = T_g - b_b \dot{\theta}_v - \xi_p F_p \quad (3.6)$$

where J_v is the inertia of the screw/nut assembly, $\ddot{\theta}_v$ is the angular acceleration of the screw, $\dot{\theta}_v$ is the angular speed of the screw, T_g is the torque applied on the screw from the gear stage and b_b is the linear viscous friction coefficient of the bearing. The torque coefficient ξ_p is a function of the slider torque coefficient ξ_s and the screw/nut torque coefficient ξ_v such that:

$$\xi_p = \frac{1}{\frac{1}{\xi_v} - \frac{1}{\xi_s}}, \quad \xi_s = \frac{d_s}{2f_s} \quad \text{and} \quad \xi_v = \frac{r_v}{n_v} \quad (3.7)$$

where $d_s/2$ is the distance between the slider and the center of the screw, f_s is the friction coefficient of the slider, r_v is the screw kinematic coefficient (link to the pitch) and n_v is mechanism efficiency defined as follows (Juvinal & Marshek 2012):

$$n_{v,up} = \frac{\cos\alpha_n - f_v \tan\beta}{\cos\alpha_n + f_v \cot\beta} \quad \text{and} \quad n_{v,dn} = \frac{\cos\alpha_n + f_v \tan\beta}{f_v \cot\beta - \cos\alpha_n} \quad (3.8)$$

where β is the lead angle and α_n is the thread angle and f_v defines the dry friction (*Non-linearity n°2*) of the screw/nut assembly; it is dependent on the screw state (static or dynamic) such that:

$$f_v = \mu_v(1 + (K_{brk_v} - 1)e^{-\gamma_v|\dot{\theta}_v|}) \quad (3.9)$$

where μ_v , K_{brk_v} and γ_v are the dynamic friction coefficient, the static breakaway friction coefficient and the transition coefficient for the screw/nut assembly, respectively.

A DC motor supplied by a current I_m is associated with an electromagnet brake supplied by current I_b . The dynamics is governed by the following motion equation:

$$J_{eq}\ddot{\theta}_m = K_{TM} \cdot I_m + r_b K_b I_b - b_m \dot{\theta}_m - T_{lm} \quad (3.10)$$

where K_{TM} is the motor torque constant, K_b is the electromagnet brake torque coefficient, r_b is the mean garniture radius of the electric brake, b_m is the motor shaft viscous damping coefficient, $\ddot{\theta}_m$ is the motor shaft angular acceleration, $\dot{\theta}_m$ is the motor shaft angular speed, J_{eq} is the total equivalent rotary inertia brought to the motor shaft and T_{lm} is the total load torque brought to the motor shaft such that:

$$T_{lm} = \frac{r_g}{n_g \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_m)} [b_b r_g \dot{\theta}_m + \xi_p F_p] \quad (3.11)$$

where r_g is the gear stage ratio and n_g is the gear stage efficiency.

3.4.3 Non-linear state-space model

The non-linear state-space model of the system with states $X = (x_c, \dot{x}_c, \theta_m, \dot{\theta}_m)'$, inputs $U = (I_m, I_b)$ and outputs $Y = p$ is deduced from Eq. (3.3), (3.5), (3.10) and (3.11):

$$\dot{X} = \begin{pmatrix} \dot{x}_c \\ \ddot{x}_c \\ \dot{\theta}_m \\ \ddot{\theta}_m \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dot{x}_c \\ a_{21}x_c + a_{22}\dot{x}_c + a_{23}\theta_m + a_{24}\dot{\theta}_m \\ \dot{\theta}_m \\ \frac{K_{TM} \cdot I_m + r_b K_b I_b}{J_{eq}} - g(x_c, \dot{x}_c, \theta_m, \dot{\theta}_m) \end{pmatrix} \quad (3.12)$$

$$Y = \frac{k_h}{A_h^2} (A_p r_v r_g \theta_m - A_c x_c) + \frac{b_h}{A_h^2} (A_p r_v r_g \dot{\theta}_m - A_c \dot{x}_c) \quad (3.13)$$

where

$$a_{21} = -\frac{k_h A_c^2 + A_h^2 \tilde{k}_c}{A_h^2 m_c}, \quad a_{22} = -\frac{b_h A_c^2 + A_h^2 b_c}{A_h^2 m_c} \quad (3.14)$$

$$a_{23} = \frac{A_p A_c r_v r_g k_h}{A_h^2 m_c}, \quad a_{24} = \frac{A_p A_c r_v r_g b_h}{A_h^2 m_c}$$

and

$$g(x_c, \dot{x}_c, \theta_m, \dot{\theta}_m) = \left(\frac{b_m}{J_{eq}} \right) \dot{\theta}_m + \frac{r_g}{n_g \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_m) J_{eq}} [b_b r_g \dot{\theta}_m + \xi_p (a_{41} x_c + a_{42} \dot{x}_c + a_{43} \theta_m + a_{44} \dot{\theta}_m)] \quad (3.15)$$

where

$$a_{41} = -k_h \frac{A_p A_c}{A_h^2}, \quad a_{42} = -b_h \frac{A_p A_c}{A_h^2}$$

$$a_{43} = k_h \frac{A_p^2}{A_h^2} r_v r_g, \quad a_{44} = b_h \frac{A_p^2}{A_h^2} r_v r_g \quad (3.16)$$

The fixed parameters of the electromechanical assembly and clutch are presented in Tab. 3.1. However, a number of previous parameters are unknown (-) and are comprised of temperature-varying parameters.

Table 3.1: Electromechanical assembly and clutch features

Parameters	Symbols	Values	Units
Minimal pressure plate position	x_{c0}	0	mm
Kisspoint pressure plate position	x_{c1} or x_{PK}	2.5	mm
Maximum pressure plate position	x_{c2}	3	mm
Return spring stiffness	k_{c1}	252.0	N/mm
Internal clutch pack stiffness	k_{c2}	4866.5	N/mm
Hydraulic master/slave piston equivalent stiffness	k_h	-	N/mm
System equivalent damping	b_c	285.252	Ns/mm
Hydraulic master/slave piston equivalent damping	b_h	-	Ns/mm
Clutch pack mass	m_c	1.715	Kg
Oil density at 20°C	ρ	850	Kg/m ³
Oil dynamic viscosity at 40°C	μ	0.075	Pa.s
Oil bulk modulus at 20°C	B	1.5e9	Pa
Oil and piston masse	m_p	0.387	Kg
Slave chamber cross-sectional area	A_c	1520	mm ²
Master chamber cross-sectional area	A_p	201.0	mm ²
Hydraulic hose cross-sectional area	A_h	28.27	mm ²
Hydraulic hose length	l_h	50	mm
Kisspoint pressure	P_{KP}	6	bar
Linear bearing viscous friction coefficient	b_b	1.92e-06	Nm/rad/s
Screw/nut kinematic coefficient	r_v	9.54e-04	m/rad
Thread angle	α	14.5	°
Lead angle	β	15.2	°
Screw/nut dynamic friction coefficient	μ_v	-	
Screw/nut static breakaway friction force coefficient	K_{brk_v}	-	
Screw/nut transition coefficient	γ_v	-	
Distance between the slider and the center of the screw	$d_s/2$	6.7	mm
Slider dynamic friction coefficient	f_s	0.01	
Gear stage ratio	r_g	1/5.3	
Gear stage efficiency	n_g	0.95	
Total equivalent rotary inertia	J_{eq}	1.99e-05	Kg/m ²
Motor torque constant	K_{TM}	6.39	mNm/A
Motor shaft viscous damping	b_m	1.355e-05	Nm/rad/s
Electromagnet brake torque coefficient	K_b	818	N/A
Electromagnet brake mean garniture radius	r_b	8.6	mm

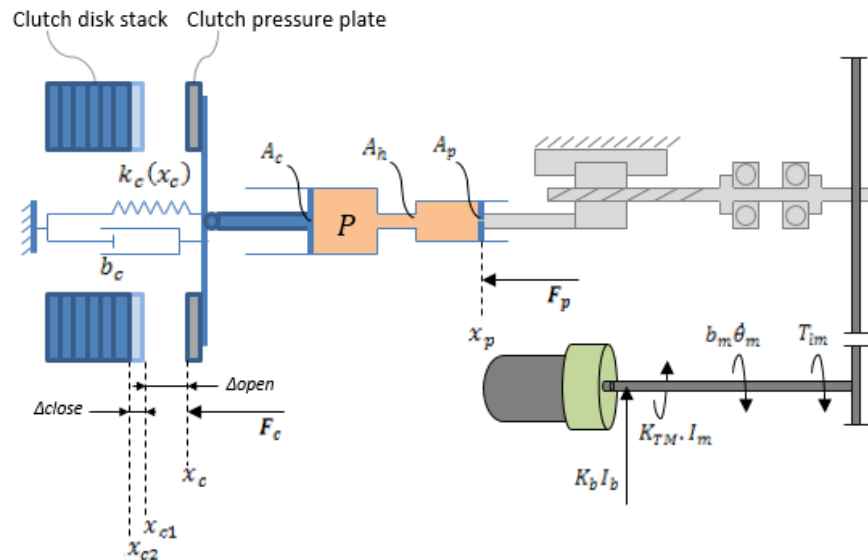


Figure 3.1: Schematic model of the electromechanical clutch actuator (EMA)

3.4.4 Parametric uncertainties: unknown and varying parameters

The previous analytical model includes a static and dynamic friction model (dry friction) for the screw/nut assembly and a standalone dynamic friction model for the hydraulic master/slave piston. Parameters defining the static friction and the dynamic frictions in the screw/nut assembly (μ_v , K_{brk_v} and γ_v) and parameters defining the dynamic friction in the hydraulic master/slave piston (k_h , b_h) are respectively dependent on lubricant viscosity and oil viscosity. While these parameters could be determined through experimental investigations, the method is however even more complex due to the temperature-varying nature of the parameters. Indeed, Fig. 3.2 illustrates experimental investigations on lubricant viscosity of the screw/nut assembly and on oil viscosity of the hydraulic master/slave piston. Viscosity of the lubricant and the oil was measured at several temperatures. As can be seen, from 50°C to -5°C, the lubricant increases its viscosity at minimum 24 times while the oil increases its viscosity 22 times. Thus, previous cited parameters are deeply a function of the temperature and we can therefore predict parametric variations as a function of the temperature of the clutch environment.

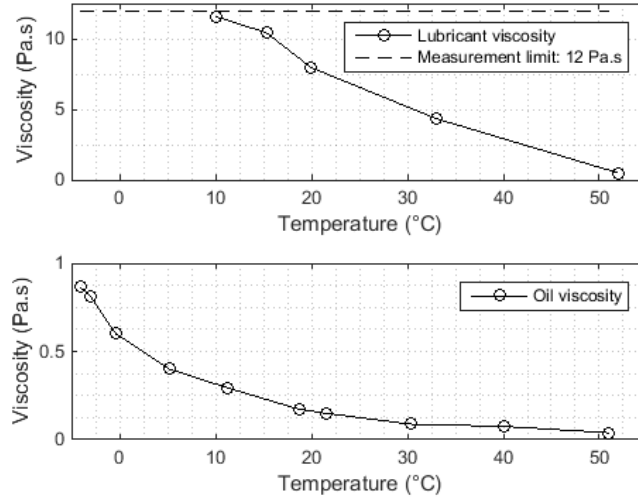


Figure 3.2: Experimental investigation: lubricant viscosity vs. temperature and oil viscosity vs. temperature

3.4.5 Linear state-space model and model reduction

From section 3.4.3, the non-linear state-space model was analyzed around a working point in this section:

- *Assumption n°1*: The system operates for $\mathbf{x}_c \in \Delta_{open}$, hence we only consider the stiffness of the return spring (*Non-linearity n°1* is null), i.e. we assume $\tilde{\mathbf{k}}_c = \mathbf{k}_{c1}$.
- *Assumption n°2*: The system is in a dynamic state, i.e. $\dot{\mathbf{x}}_c > \mathbf{0}$, $\dot{\mathbf{x}}_p > \mathbf{0}$ and $\dot{\boldsymbol{\theta}}_m > \mathbf{0}$, hence stiction is overcome in the system (*Non-linearity n°2* is null), i.e. we assume $\mathbf{f}_v = \boldsymbol{\mu}_v$ and input I_b is not used (no electromagnet brake).
- *Assumption n°3*: Considering the curve of oil viscosity vs. temperature in Fig. 3.2, oil features and hydraulic master/slave piston sizing in Tab. 3.1, it is possible to calculate the expansion pressure loss at slave cylinder entry, the contraction pressure loss at master cylinder exit and the friction loss in the hydraulic hose, at several temperatures. From these calculations, the equivalent viscous damping \mathbf{b}_h is calculated for several temperatures. In contrast, if we assume that oil density variations and oil bulk modulus variations due to temperature variations are negligible, hence the equivalent stiffness \mathbf{k}_h can be assumed as a constant. In addition, considering the curve of lubricant viscosity vs. temperature in Fig. 3.2, a wide range of values is assumed for the screw/nut dynamic friction coefficient $\boldsymbol{\mu}_v$. According to (Juvinal & Marshek 2012), the dynamic friction coefficient $\boldsymbol{\mu}_v$ typically varies between 0.08 and 0.20 under

conditions of ordinary service and lubrication and for the common materials of steel against cast iron. Hence, since the clutch environment temperature varies from -5°C to 50°C , a wider range is considered for the screw/nut dynamic friction coefficient μ_v . These parameter values are listed in Tab. 3.2.

The linear state-space model of the system around the latter working point is deduced with states $X = (x_c, \dot{x}_c, \theta_m, \dot{\theta}_m)'$, input $U = I_m$ and output $Y = p$:

$$\dot{X} = \begin{pmatrix} \dot{x}_c \\ \ddot{x}_c \\ \dot{\theta}_m \\ \ddot{\theta}_m \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dot{x}_c \\ a_{21}x_c + a_{22}\dot{x}_c + a_{23}\theta_m + a_{24}\dot{\theta}_m \\ \dot{\theta}_m \\ \frac{K_{TM} \cdot I_m}{J_{eq}} - g(x_c, \dot{x}_c, \theta_m, \dot{\theta}_m) \end{pmatrix} \quad (3.17)$$

$$Y = \frac{k_h}{A_h^2} (A_p r_v r_g \theta_m - A_c x_c) + \frac{b_h}{A_h^2} (A_p r_v r_g \dot{\theta}_m - A_c \dot{x}_c) \quad (3.18)$$

where

$$\begin{aligned} a_{21} &= -\frac{k_h A_c^2 + A_h^2 k_{c1}}{A_h^2 m_c} \quad , \quad a_{22} = -\frac{b_h A_c^2 + A_h^2 b_c}{A_h^2 m_c} \\ a_{23} &= \frac{A_p A_c r_v r_g k_h}{A_h^2 m_c} \quad , \quad a_{24} = \frac{A_p A_c r_v r_g b_h}{A_h^2 m_c} \end{aligned} \quad (3.19)$$

and

$$g(x_c, \dot{x}_c, \theta_m, \dot{\theta}_m) = \left(\frac{b_m}{J_{eq}} \right) \dot{\theta}_m + \frac{r_g}{n_g J_{eq}} [b_b r_g \dot{\theta}_m + \xi_p (a_{41} x_c + a_{42} \dot{x}_c + a_{43} \theta_m + a_{44} \dot{\theta}_m)] \quad (3.20)$$

where

$$\begin{aligned} a_{41} &= -k_h \frac{A_p A_c}{A_h^2} \quad , \quad a_{42} = -b_h \frac{A_p A_c}{A_h^2} \\ a_{43} &= k_h \frac{A_p^2}{A_h^2} r_v r_g \quad , \quad a_{44} = b_h \frac{A_p^2}{A_h^2} r_v r_g \end{aligned} \quad (3.21)$$

Finally, for the linear state-space model, the unknown parameters K_{brk_v} and γ_v are simply neglected according to *Assumption n°2*, while k_h , b_h , and μ_v are calculated according to *Assumption n°3*. Ultimately, from eigenvalues of matrix A, the poles of the linear state-space model for minimum (-5°C) and maximum (50°C) temperatures are

calculated and listed in Tab. 3.3. Regardless of the temperature, the system has one dominant pole \mathbf{p}_3 since it is at minimum 10 times slower than the three other poles. Hence, according to these investigations, the linear state-space model can be reduced to a simple first order system such that:

$$H(s) = \frac{\mathbf{b}}{s + \mathbf{a}} \tag{3.22}$$

where, \mathbf{b}/\mathbf{a} is the static gain and $1/\mathbf{a}$ is the time constant of the first order model. These theoretical investigations are used for system identification in the next section.

Table 3.2: Electromechanical assembly and clutch features

Parameters	Symbols	Values	Units
Hydraulic master/slave piston equivalent stiffness	k_h	2184.5	N/mm
Hydraulic master/slave piston equivalent damping at 50°C	$b_{h50^\circ C}$	1.645	Ns/mm
Hydraulic master/slave piston equivalent damping at -5°C	$b_{h-5^\circ C}$	34.5	Ns/mm
Screw/nut dynamic friction coefficient at 50°C	$\mu_{v50^\circ C}$	0.04	
Screw/nut dynamic friction coefficient at -5°C	$\mu_{v-5^\circ C}$	0.4	

Table 3.3: Poles of the linear state space model at 50°C and at -5°C

Poles	50°C	-5°C
\mathbf{p}_1	-2.93e+06	-5.83e+07
\mathbf{p}_2	-1.25e+03	-63.03
\mathbf{p}_3	-0.90	-0.89
\mathbf{p}_4	-9.7	-24.1

3.5 The electromechanical clutch actuator: experimental investigations

In this section, the experimental model-identification principle is oriented toward the experimental identification of the system's non-linearities and the experimental identification of a numeric model of the system's dynamics, based on its linear domains. Hence, in order to experimentally determine the system's non-linearities and study its dynamics, at several temperatures, the previously presented electromechanical clutch actuator (EMA) was prototyped and installed on a test bench with its N/O clutch pack, and thereafter enclosed in an environmental chamber. For several temperatures, the method consisted in:

1. Studying the quasi-static behavior of the system using a low excitation frequency in order to determine its static non-linearities.
2. Studying the dynamic behavior of the system using a faster excitation frequency in order to determine its dynamic non-linearities.
3. Identifying a numeric model of the system's dynamics, on its linear domains, using a high excitation frequency.

3.5.1 Experimental setup

The experimental setup is presented in Fig. 3.3 and 3.4. It consists in the prototyped EMA with its drive and the instrumented N/O clutch pack with several sensors and powered by a 12V battery. A pressure sensor (a) is placed on the slave cylinder to measure an accurate pressure P_{EMA} in the master/slave cylinder. A load cell (b), placed between the clutch pack and the slave cylinder, is used to measure the accurate load on the clutch pack. A laser sensor (c), placed on the clutch pack and oriented toward the pressure plate, is used to measure the accurate displacement of the pressure plate. A Hall Effect sensor (d) is used to acquire the electrical current required by the DC motor and the electromagnet brake. The EMA is piloted by a real-time rapid prototyping system (Opal-RT) with a 1000 Hz sampling frequency, sending PWM commands U_M and U_B to the drive for the DC motor and the electromagnet brake, respectively. The real-time rapid prototyping system also communicates with the PC for software implementation and data acquisition. Note that the pressure signal should be the only signal used in the final control strategy. Lastly, the EMA and its instrumented N/O clutch pack are enclosed in an environmental chamber in order to perform tests at several temperatures.

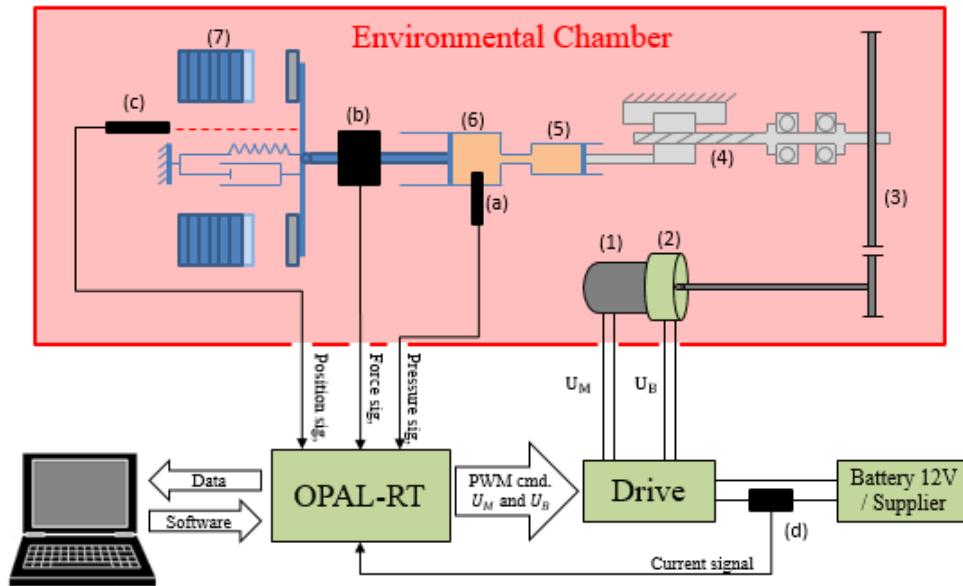


Figure 3.3: Experimental test bench of the prototyped electromechanical clutch actuator (EMA).

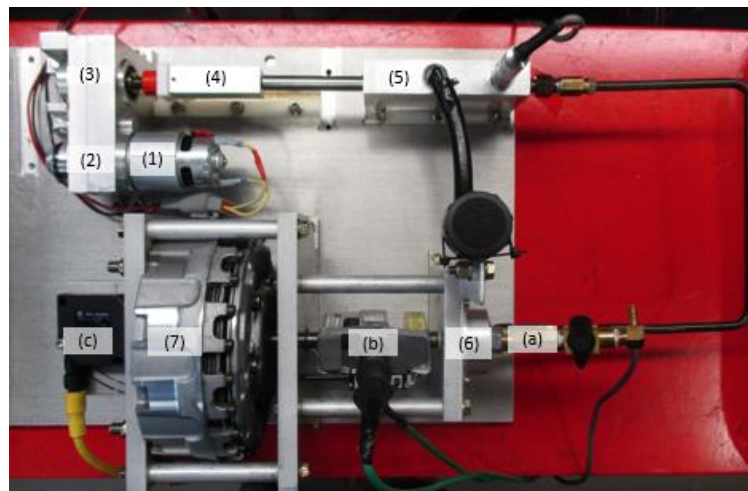


Figure 3.4: The prototyped electromechanical clutch actuator (EMA) with its instrumented N/O clutch pack with several sensors (seen from above): (1) DC Motor, (2) Electromagnet brake, (3) Gear reducer, (4) Screw/nut assembly, (5) Master chamber, (6) Slave chamber, (7) Clutch pack, (a) Pressure sensor, (b) Load cell, (c) Laser sensor.

3.5.2 Hysteresis of the system at several temperatures

The previously presented experimental test bench was first used to investigate the quasi-static behavior of the system, at several temperatures, in order to identify the system's static non-linearities. With this in mind, several slight PWM ramps U_M (positive and negative) were performed in order to trace the hysteretic curves of the system at several temperatures. Fig. 3.5a presents hysteretic curves of the system for a low excitation frequency, namely the system pressure response P_{EMA} versus the PWM command U_M at several temperatures.

- Observation 1.1: Regardless of the environment temperature, internal system non-linearities affected the size and shape of the hysteretic curves. Indeed, at low temperatures (-5°C and 0°C) as well as at high temperatures (20°C and 50°C), the large width of the hysteretic curves exhibited static friction components in the system (*Non-linearity n°2*).

- Observation 1.2: For pressure decreasing at high temperatures and at low temperatures, negative PWM ramps U_M were too slight to maintain the system in dynamic state, hence large and non-regular pressure stages (stick-slip phenomenon) were observed, i.e. the static friction (*Non-linearity n°2*) was only punctually overcome. In the same manner, for pressure increasing at both high temperatures and low temperatures, positive PWM ramps U_M were too slight to maintain the system in dynamic state, hence small and non-regular pressure stages (stick-slip phenomenon) were observed, i.e. the static friction (*Non-linearity n°2*) was also punctually overcome.

The experimental test bench was secondly used to investigate the dynamic behavior of the system, at several temperatures, in order to identify the system's dynamic non-linearities. With this in mind, several faster PWM ramps U_M (positive and negative) were performed in order to trace hysteretic curves of the system at several temperatures. Fig. 3.5b presents hysteretic curves of the system for a faster excitation frequency, namely the system pressure response P_{EMA} versus the PWM command U_M at several temperatures.

- Observation 2.1: As previously, at low temperatures as well as at high temperatures, the large width of the hysteretic curves exhibited static friction components in the system (*Non-linearity n°2*).

- Observation 2.2: As previously, for pressure decreasing at high temperatures, negative PWM ramps U_M were too slight to maintain the system in a dynamic state, hence large and non-regular pressure stages (stick-slip phenomenon) were observed, i.e.

the static friction (*Non-linearity n°2*) was only punctually overcome. However, for pressure increasing at high temperatures and at low temperatures, positive PWM ramps U_M were sufficiently fast to maintain the system in dynamic state i.e. the static friction (*Non-linearity n°2*) were fully overcome.

- *Observation 2.3:* At low temperatures as well as at high temperatures, two slopes for increasing pressure and two slopes for decreasing pressure were observed. This highlights the non-linearity of the system previously presented: i.e. stiffness discontinuity in the system (*Non-linearity n°1*); a first slope matches the stiffness of the spring before the kisspoint ($P_{KP} = 6$ bars) and a second slope matches the internal clutch pack's stiffness after the kisspoint.

- *Observation 2.4:* The dynamic behavior of the system was deeply a function of the temperature. Indeed, the viscosity variation (function of the temperature) affected the size of the hysteretic curve. At low temperatures, both the oil viscosity and lubricant viscosity were elevated according to Fig. 3.2 and thus global system dynamic friction was high. Hence, the system required a high absolute PWM command U_M in order to reach a given pressure (i.e. that extends the hysteretic curve). In contrast, at high temperatures, the oil viscosity and lubricant viscosity were low according to Fig. 3.2 and thus global system dynamic friction was low.

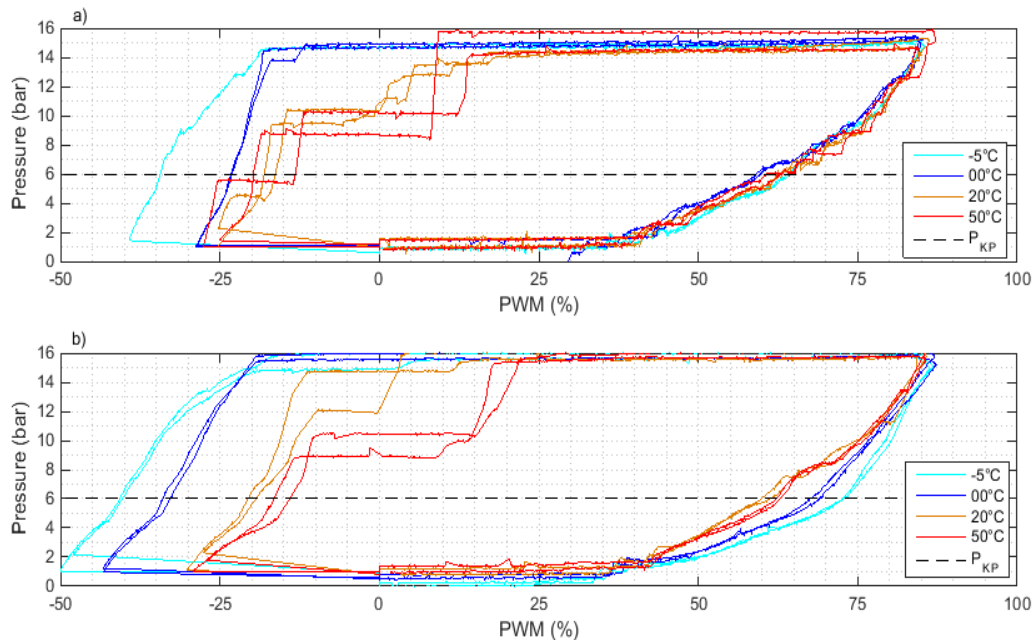


Figure 3.5: Hysteretic curves of the system pressure response P_{EMA} vs. the PWM command U_M at several temperatures: a) Quasi-static b) Dynamic behavior

Hence, the system required a low absolute PWM command U_M to reach a given pressure (i.e. that shortens the hysteretic curve). In other words, temperature variations in the clutch environment induce a static gain variation in the system.

3.5.3 Identification of the system at several temperatures

With these previous observations in mind, the experimental test bench was thirdly used in order to identify a numeric model of the system's dynamics on linear domains. According to *Observation 2.4* the system is definitely temperature-varying, thus identification was performed at several temperatures. Moreover, according to the previous section, *Non-linearity n°1* and *n°2* could introduce bias in the identification process and both had to be overcome during the identification process. Thus, in order to overcome *Non-linearity n°1*, the global working pressure domain was divided into two pressure sub-domains: a first pressure sub-domain \mathbb{P}_1 before the kisspoint pressure P_{KP} and a second pressure sub-domain \mathbb{P}_2 after the kisspoint pressure P_{KP} . Thus, two sub-systems needed to be identified: one in the pressure sub-domain \mathbb{P}_1 and the other one in the pressure sub-domain \mathbb{P}_2 . Furthermore, in order to overcome *Non-linearity n°2*, for the identification of a system in a given pressure sub-domain (\mathbb{P}_1 or \mathbb{P}_2), the PWM command U_M , prior to the identification process, consisted in a preliminary PWM ramp to bring the system into a slight first dynamic state (static friction was overcome). Subsequently, a PWM echelon (high excitation frequency) was ordered and the system identification process was triggered. Hence, a numeric model of the system's dynamics was deduced using a Least Square (LS) algorithm (Lennart Ljung 1999) with the PWM echelon as input and the associated system pressure response as output.

NB 1: Regarding *Observation 2.2*, this identification is only achievable for increasing pressure (i.e. positive PWM command U_M). Indeed, for decreasing pressure (i.e. negative PWM command U_M), the preliminary PWM ramp required to maintain the system in its first dynamic state (after friction overcoming) would make this first system's dynamics not negligible compared to the second system's dynamics (during identification process). Hence, a numeric model of the system's dynamics was identified for increasing pressure only.

NB 2: According the theoretical investigation in section 3.4.5, the system is operating around the previously studied working point using the latter identification method: *Assumption n°1*, *Assumption n°2* and *Assumption n°3* are satisfied. Thus, in these conditions, a simple first order structure is used in order to identify a numeric model of the system's dynamics.

Thus, with this method, two numeric models of the system's dynamics for increasing pressure were identified: one in the \mathbb{P}_1 domain and the second in the \mathbb{P}_2 domain (no bias from *Non-linearity n°1*) and included the dynamic friction component alone (no bias from *Non-linearity n°2*). Hence, eight numeric models were identified (four temperatures -5°C , 0°C , 20°C and 50°C by the two sub-domains \mathbb{P}_1 and \mathbb{P}_2). Each identified numeric model defined a transfer function between a PWM command delta ΔU_M (input) and a system pressure response delta ΔP_{EMA} (output). According to *NB 2*, these eight numeric models were identified as eight first order systems such as Eq. (3.22):

$$H_{D,T}(s) = \frac{b_{D,T}}{s + a_{D,T}} \quad (3.23)$$

where D makes reference to the pressure sub-domain (\mathbb{P}_1 or \mathbb{P}_2), T makes reference to the temperature (-5°C , 0°C , 20°C or 50°C), $b_{D,T}/a_{D,T}$ is the static gain of the first order model for a given pressure sub-domain D and a given temperature T , and $1/a_{D,T}$ is the time constant of the first order model for a given pressure sub-domain D and a given temperature T . Fig. 3.6a and b present the identification of the first order system $H_{1,0^\circ\text{C}}$ and Fig. 3.6c and d present the identification of the first order system $H_{2,0^\circ\text{C}}$. Finally, for these eight numeric models, the identified parameters $a_{D,T}$ and $b_{D,T}$ and their 1σ -standard deviations are presented in Fig. 3.7 and Tab. 3.4.

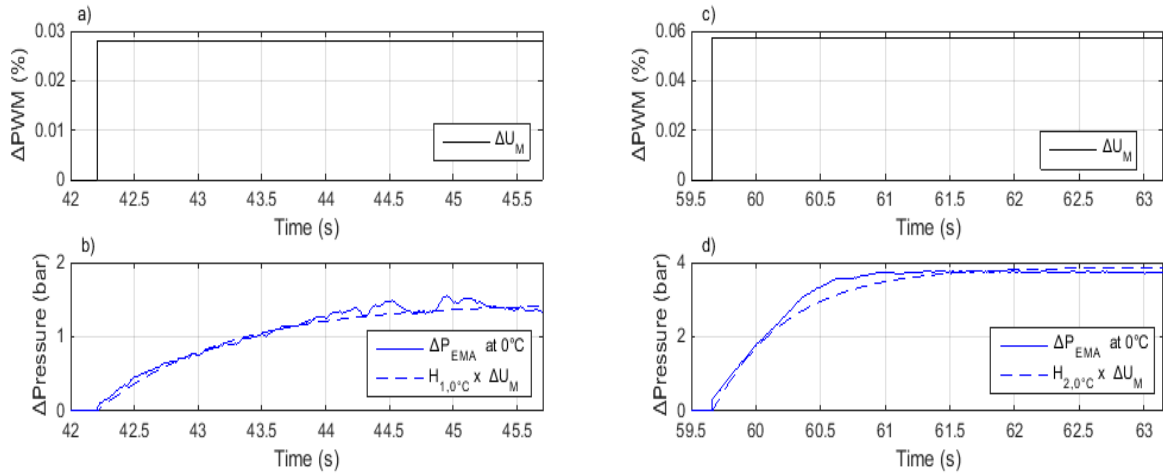
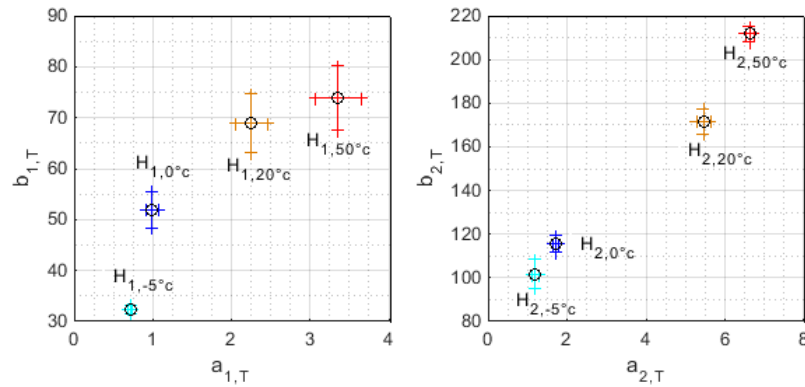


Figure 3.6: Experimental investigation: First order system identification at 0°C

Figure 3.7: Identified parameters $\mathbf{a}_{D,T}$ and $\mathbf{b}_{D,T}$ Table 3.4: Identified parameters $\mathbf{a}_{D,T}$ and $\mathbf{b}_{D,T}$

Systems $\mathbf{H}_{D,T}$	$\mathbf{a}_{D,T}$	$\sigma_{\mathbf{a}_{D,T}}$	$\mathbf{b}_{D,T}$	$\sigma_{\mathbf{b}_{D,T}}$
$\mathbf{H}_{1,-5^\circ\text{C}}$	0.71	0.023	32.3	0.74
$\mathbf{H}_{1,0^\circ\text{C}}$	0.99	0.085	51.8	3.52
$\mathbf{H}_{1,20^\circ\text{C}}$	2.25	0.20	68.8	5.76
$\mathbf{H}_{1,50^\circ\text{C}}$	3.35	0.29	73.8	6.23
$\mathbf{H}_{2,-5^\circ\text{C}}$	1.19	0.095	101.6	6.69
$\mathbf{H}_{2,0^\circ\text{C}}$	1.71	0.067	115.7	3.98
$\mathbf{H}_{2,20^\circ\text{C}}$	5.45	0.18	171.3	5.63
$\mathbf{H}_{2,50^\circ\text{C}}$	6.62	0.11	211.6	3.45

3.6 Robust control of the electromechanical clutch actuator

3.6.1 Global controller architecture

The control of the electromechanical clutch actuator (EMA) was designed in conjunction with the previous investigations. The underlying principle was to base the controller on a previously-identified numeric model of the system's dynamics and render it robust against model parametric variations (*Observation 2.4*). In addition, the controller must overcome static and dynamic non-linearities issues (*Non-linearity n°1 & 2*). The designed controller is presented in Fig. 3.8 and is mainly comprised of a Dual

Sliding Mode Controller (DSMC). One SMC is used in domain \mathbb{P}_1 and the other is used in domain \mathbb{P}_2 (*Non-linearity n°1* is overcome).

A pressure-dependent switch is used to manage the commutation between both controllers. The commutation occurs around the kisspoint pressure P_{KP} according to a relay commutation logic. Since the kisspoint pressure P_{KP} is time-varying as a function of clutch wear, this parameter is regularly identified in specific conditions.

A simple dead zone logic is used in order to maintain a steady clutch pressure with a low current consumption using the electromagnet brake (this is an optional logic, i.e. the DSMC is able to maintain a steady clutch pressure for a medium current consumption with the DC motor).

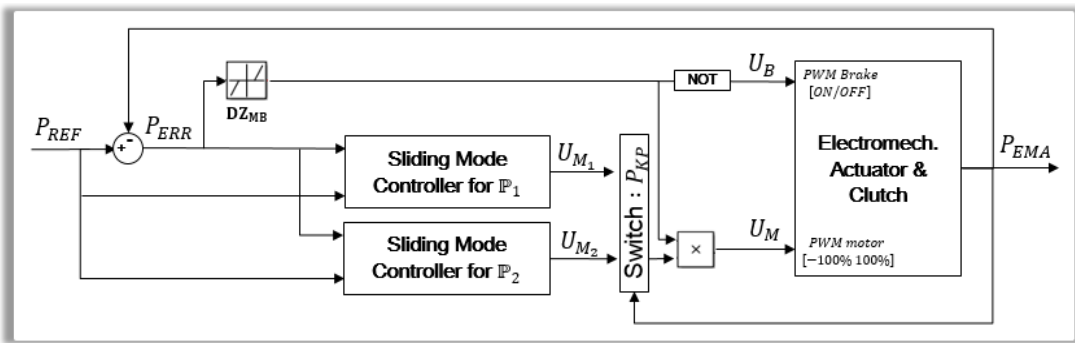


Figure 3.8: Dual Sliding Mode Controller (DSMC) architecture

3.6.2 Sliding Mode Controller design

Fig. 3.9 presents the components of the SMC. Each SMC was constructed with a merge of a previously identified, inverted numeric model component (respectively in \mathbb{P}_1 and in \mathbb{P}_2) and a bang-bang component in order to render the controller robust against model parametric variations (*Observation 2.4* is overcome). The latter component was also used in order to overcome static friction in the system (*Non-linearity n°2* is overcome) without introducing a chattering phenomenon.

For ease of writing in the following sections, $U_{M_D} = u_m$, $U_{F_D} = u_f$, $U_{B_D} = u_{bb}$, $P_{EMA} = y$, $P_{REF} = y_d$, $P_{ERR} = e$.

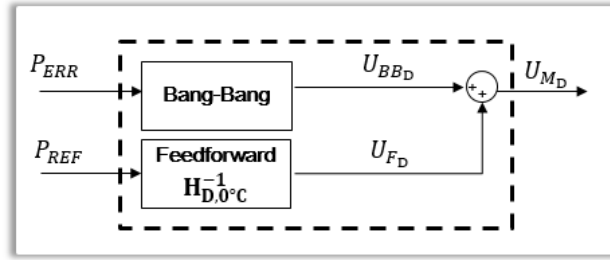


Figure 3.9: Sliding Mode Controller components

3.6.2.1 Two sub-systems considered for both sliding mode designs

Since this is a Dual SMC, one being used in domain \mathbb{P}_1 and the other used in domain \mathbb{P}_2 , one sub-system is considered for each sliding mode design, one in the \mathbb{P}_1 domain and one in the \mathbb{P}_2 domain. For each sliding mode design, the considered system is assumed to be the previously identified numeric model at 0°C , $\mathbf{H}_{D,0^\circ\text{C}}$, such that:

$$\dot{y}(t) = -A_0 y(t) + B_0 u(t) \quad (3.24)$$

where $B_0 = \mathbf{b}_{D,0^\circ\text{C}}$ and $A_0 = \mathbf{a}_{D,0^\circ\text{C}}$. According to latter experimental investigations, the system is temperature-varying i.e. there are parametric variations such that:

$$\mathbf{a}_{D,50^\circ\text{C}} > \mathbf{a}_{D,0^\circ\text{C}} > \mathbf{a}_{D,-5^\circ\text{C}} \leftrightarrow A_{max} > A_0 > A_{min} \quad (3.25)$$

and

$$\mathbf{b}_{D,50^\circ\text{C}} > \mathbf{b}_{D,0^\circ\text{C}} > \mathbf{b}_{D,-5^\circ\text{C}} \leftrightarrow B_{max} > B_0 > B_{min} \quad (3.26)$$

Thus, we define

$$\hat{A} = |A_{max,min} - A_0| \quad \text{and} \quad \hat{B} = |B_{max,min} - B_0| \quad (3.27)$$

3.6.2.2 Sliding mode design

The desired pressure is y_d and the tracking error e is defined as:

$$e = y_d - y \quad (3.28)$$

The global dynamic sliding mode variable s is designed as:

$$s = \lambda e + \dot{e} \quad \text{with} \quad \lambda > 0 \quad (3.29)$$

Thus, the derivative of the sliding mode variable can be calculated using Eq. (3.24) and (3.28)

$$\dot{s} = \lambda A_0 y - \lambda B_0 u - A_0^2 y + A_0 B_0 u - B_0 \dot{u} + \lambda \dot{y}_d + \ddot{y}_d \quad (3.30)$$

Then, taking $\lambda = A_0$, Eq. (3.30) becomes

$$\dot{s} = -B_0 \dot{u} + A_0 \dot{y}_d + \ddot{y}_d \quad (3.31)$$

In order to satisfy the stability criterion $s\dot{s} < 0$, we consider the classic reaching law $\dot{s} = -\gamma \text{sgn}(s)$ where γ is a factor defined as a function of parametric variations such that:

$$\gamma \geq (B_0^{-1} \hat{B} A_0 - \hat{A}) |\dot{y}_d| + (B_0^{-1} \hat{B} - 1) |\ddot{y}_d| + \eta \quad (3.32)$$

where η is a positive constant. Thus, from Eq. (3.31) a sliding mode control law can be deduced as:

$$\dot{u} = B_0^{-1} A_0 \dot{y}_d + B_0^{-1} \ddot{y}_d + B_0^{-1} \gamma \text{sgn}(s) \quad (3.33)$$

Finally, replacing the sign function $\text{sgn}(s)$ by the saturation function $\text{sat}(s)$ in the classic reaching law and integrating Eq. (3.33), the final SMC expression can be assumed as:

$$u = B_0^{-1} A_0 y_d + B_0^{-1} \dot{y}_d + B_0^{-1} \gamma \text{sat}(s) \quad (3.34)$$

where the saturation function $\text{sat}(s)$ is defined as:

$$\text{sat}(s) = \begin{cases} 1 & s > \delta \\ \frac{s}{\delta} & |s| \leq \delta \\ -1 & s < -\delta \end{cases} \quad (3.35)$$

where δ is the boundary layer. A portion of Eq. (3.34) contains the inverted state-space model form $H_{D,0^\circ\text{C}}^{-1}$ of the previously identified numeric model at 0°C with the desired pressure y_d as input. Thus, the final SMC expression is rewritten such that:

$$u_m = u_f + u_{bb} \quad (3.36)$$

where u_f is the feedforward component of the controller and also the inverted state-space model form $H_{D,0^\circ C}^{-1}$ of the previously identified numeric model at $0^\circ C$ with the desired pressure y_d as input:

$$u_f = B_0^{-1}A_0y_d + B_0^{-1}\dot{y}_d \quad (3.37)$$

and u_{bb} is the bang-bang component:

$$u_{bb} = B_0^{-1}\gamma \text{sat}(s) \quad (3.38)$$

3.6.2.3 Sliding mode analysis

3.6.2.3.1 Robustness against parametric variations: Lyapunov Stability

As highlighted in the previous section, the system is temperature-varying i.e. there are parametric variations. The main function of the bang-bang component is to render the controller robust against parametric variations. Hence, in this section, the Lyapunov method was used in order to demonstrate controller stability in spite of model parametric variations. Let the Lyapunov function be:

$$V = \frac{1}{2}s^2 \quad (3.39)$$

From Eq. (3.31) and (3.33) and considering parameters variations, we have:

$$\dot{s} = -B_0[\hat{B}^{-1}\hat{A}\dot{y}_d + \hat{B}^{-1}\ddot{y}_d + \hat{B}^{-1}\gamma \text{sgn}(s)] + A_0\dot{y}_d + \ddot{y}_d \quad (3.40)$$

Then replacing γ by Eq. (3.32) in Eq. (3.40), we obtain:

$$\begin{aligned} \dot{s} &= (A_0 - B_0\hat{B}^{-1}\hat{A})\dot{y}_d + (1 - B_0\hat{B}^{-1})\ddot{y}_d \\ &\quad - \left((A_0 - B_0\hat{B}^{-1}\hat{A})|\dot{y}_d| - (1 - B_0\hat{B}^{-1})|\ddot{y}_d| \right. \\ &\quad \left. - B_0\hat{B}^{-1}\eta \right) \text{sgn}(s) \end{aligned} \quad (3.41)$$

Then, the derivative \dot{V} yields:

$$\begin{aligned} \dot{V} = s\dot{s} &= (A_0 - B_0\hat{B}^{-1}\hat{A})(\dot{y}_ds - |\dot{y}_d s|) + (1 - B_0\hat{B}^{-1})(\ddot{y}_ds - |\ddot{y}_d s|) \\ &\quad - B_0\hat{B}^{-1}\eta |s| \end{aligned} \quad (3.42)$$

Thus, the Lyapunov stability condition $\dot{V} \leq 0$ is verified for,

$$\begin{cases} A_0 - B_0 \hat{B}^{-1} \hat{A} & \geq 0 \\ 1 - B_0 \hat{B}^{-1} & \geq 0 \end{cases} \quad (3.43)$$

Hence, according to Tab. 3.4 and using Eq. (3.25), (3.26) and (3.27), Eq. (3.43) is verified and both SMC (respectively in \mathbb{P}_1 and \mathbb{P}_2) are robust against parametric variations and remain stable in \mathbb{P}_1 and \mathbb{P}_2 , respectively.

3.6.2.3.2 Static friction overcoming without introducing chattering

As highlighted in the previous experimental investigations, the system presented high static friction components (*Non-linearity n°2*). Hence, the bang-bang component could be used in order to unstick the system without introducing chattering.

Indeed, the bang-bang factor γ was oversized in order to unstick the system. As observed in Fig. 3.5, the static friction was higher for decreasing pressure than for increasing pressure, hence the bang-bang factor γ was refined – respecting Eq. (3.32) – such that:

$$\gamma = \begin{cases} \gamma_{up} & s > 0 \\ \gamma_{down} & s < 0 \end{cases} \quad \text{with} \quad \gamma_{down} \gg \gamma_{up} \quad (3.44)$$

Hence, depending on the sign of the sliding variable s , the value of the bang-bang factor γ would be different but sufficiently high to unstick the system. Thus, the system would be preliminary unstuck using the bang-bang effect of the controller in order to reach an upper or a lower pressure reference.

On the other hand, since the bang-bang factor γ was oversized to preliminarily overcome static friction, it could introduce a high chattering phenomenon as the sliding variable s converges to zero. This is why, in the reaching law, the sign function $\text{sgn}(s)$ was replaced by the saturation function $\text{sat}(s)$. Indeed, the saturation function as defined in Eq. (3.35) allows reducing the chattering phenomenon: outside the boundary layer δ , the switch feedback is used and inside the boundary layer δ , a linear feedback is used. The linear feedback allows reducing the effect of the bang-bang factor γ as the sliding variable s converges to zero without degrading controller stability (Slotine & Li 1991).

In addition, since the sliding variable s is a function of the derivative of the error, a high frequency dither is introduced in the bang-bang component u_{bb} . This would also contribute to unstick the system.

3.6.3 Commutation between both sliding mode controllers

A pressure-dependent switch is used to manage the commutation between both controllers. The commutation occurs around the kisspoint pressure P_{KP} according to a relay commutation logic. This pressure set point is the limit pressure between pressure sub-domain \mathbb{P}_1 and pressure sub-domain \mathbb{P}_2 . However, this latter parameter is time-varying as a function of clutch wear. Hence, in order to obtain an accurate separation between both pressure sub-domains and thus achieve an appropriate commutation between both controllers, the kisspoint pressure P_{KP} is regularly online identified: in Fig. 3.5b, as explained in *Observation 2.3*, the stiffness discontinuity in the system reveals two slopes for two system stiffness. Thus, two affine relationships, respectively in pressure sub-domains \mathbb{P}_1 and \mathbb{P}_2 , can be identified and the kisspoint pressure P_{KP} can be deduced from the intersection of both affine relationships. This method is detailed in (Temporelli et al. 2017b). This would render the controller robust against slow time-varying parameters due to clutch wear.

3.6.4 Dead zone logic between the electric motor and the electromagnet brake

In order to maintain a steady clutch pressure with a low current consumption using the electromagnet brake, the controller includes a dead zone band DZ_{MB} on the pressure error such that, as soon as the clutch pressure is in steady state and the pressure error $|P_{ERR}| \leq DZ_{MB}$, the PWM command U_M falls to 0% and the PWM command U_B is raised to 100% in order to maintain the motor shaft position and thus to maintain the steady clutch pressure:

$$U_M = \begin{cases} U_{MD} & \text{if } |P_{ERR}| > DZ_{MB} \\ 0\% & \text{if } |P_{ERR}| \leq DZ_{MB} \end{cases} \quad (3.45)$$

$$U_B = \begin{cases} 0\% & \text{if } |P_{ERR}| > DZ_{MB} \\ 100\% & \text{if } |P_{ERR}| \leq DZ_{MB} \end{cases} \quad (3.46)$$

The DSMC associated with the DC motor is able to maintain a steady standalone clutch pressure. However, in order to reduce power consumption, the electromagnet brake is preferably activated in steady pressure conditions.

3.7 Experimental control results

In this section, experimental control results are shown. The experimental setup presented in section 3.5.1 was used to perform experimental tests at several temperatures in order to highlight controller robustness and performance: the DSMC was used as standalone to track several clutch pressure reference profiles at several temperatures (simple step commands and complex commands for critical clutch operational cases). In order to analyze the robustness and the performance of the DSMC alone, experimental control tests were performed considering a constant kisspoint pressure P_{KP} (i.e. no clutch wear) and without the dead zone logic (i.e. no electromagnet brake).

3.7.1 Results for step commands at several temperatures

In this section, experimental control results for step excitations are presented. At several temperatures, increasing and decreasing pressure step references P_{REF} were commanded in order to evaluate the system pressure response to a high excitation frequency and thus assess robustness and performance of the EMA and its DSMC. Fig. 3.10 presents control results: the pressure step references P_{REF} and the system pressure response P_{EMA} are traced.

In spite of a few low overshoots for high temperature (20°C and 50°C) and according to the absolute Mean Pressure Error (MPE) in steady state and its associated Pressure Error Standard Deviation (PESD) in Tab. 3.5, the system pressure response P_{EMA} converged accurately to the pressure reference P_{REF} irrespective of the system temperature. Thus, the DSMC was robust against parametric variations due to temperature variations. With regard to controller performance, for example for the step from 5 bars to 8 bars (which corresponds to a fast clutch engagement), the time response at 90% was 116 ms, 119 ms, 143 ms and 209 ms respectively at 50°C, 20°C, 0°C and -5°C. Finally, according to the Mean Time Response (MTR) at 90% in Tab. 3.5, the DSMC yielded global fast system pressure responses in spite of system temperature variations. Altogether, these experimental control results highlight the controller's ability to handle both non-linearities (*Non-linearity n°1 & 2*).

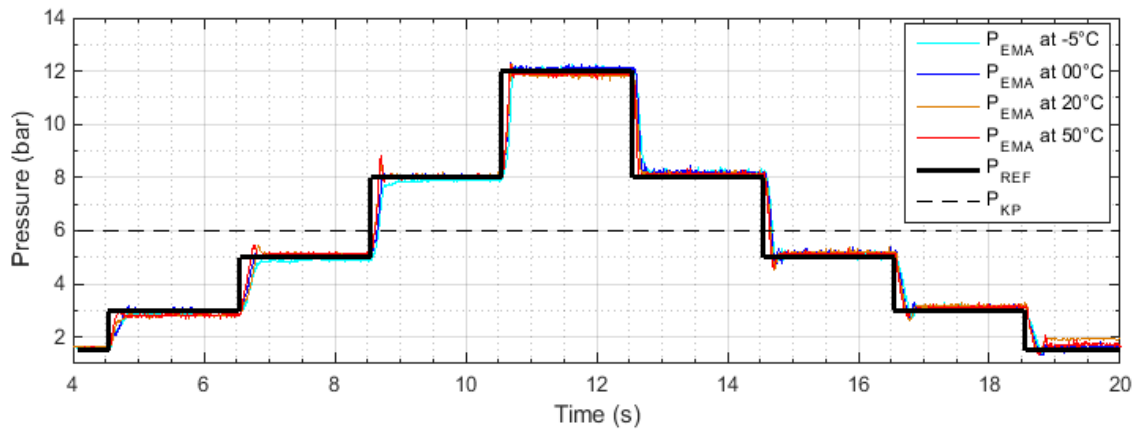


Figure 3.10: EMA pressure response to several step commands at several temperatures.

Table 3.5: Performance and accuracy indices

System Temperatures	EMA + DSMC			
	-5°C	0°C	20°C	50°C
MPE (bar) in steady state	0.108	0.109	0.142	0.124
PESD (bar) in steady state	0.030	0.024	0.026	0.025
MTR at 90% (ms)	214.7	164.3	168.5	120.6

3.7.2 Results for critical clutch operational cases in function temperatures

In this section, experimental control results for four critical clutch operational cases are presented. Indeed, as the electromechanical clutch actuator (EMA) and its DSMC must ultimately be integrated on a vehicle, the latter need to be evaluated for true general clutch operational cases and compared to the currently integrated electrohydraulic clutch actuator (EHA) and its associated Adaptive Controller (AC). Although the EHA and its AC are not detailed in the present article, we can assume that the EHA and its AC are the frame of reference for clutch actuation. Indeed, the EHA and its AC are currently integrated in the commercialized vehicle and the vehicle's transmission is known to be performant and comfortable. Thus, the goal is to highlight that the new EMA and its DSMC are at least as performant and accurate as the currently integrated EHA and its AC.

On the basis of four true vehicle driving cycles, pressure profiles of the four critical clutch operational cases were ordered at several temperatures for the new EMA and its DSMC and only at 20°C for the currently integrated EHA and its AC, namely: a fast launch, a fast upshift, a fast downshift and a fast clutch opening. For the four clutch operational cases, the pressure reference P_{REF} was commanded and the EMA pressure responses P_{EMA} at several temperatures were compared to the EHA pressure response P_{EHA} at 20°C.

Fig. 3.11 presents experimental control results for the fast launch. The fast launch consisted in an aggressive vehicle take off. For example, the vehicle was stopped and the driver ordered a wide-open throttle, such that the clutch had to be engaged as fast as possible without the engine stalling. Hence, this consisted in a fast pressure ramp ordered for a fast vehicle take off. Fig. 3.12 and 3.13 present experimental control results for the fast upshift and the fast downshift. The fast upshift was a clutchless upshift without clutch opening (i.e. pressure reference P_{REF} was not decreased under the kisspoint pressure P_{KP}). Conversely, the fast downshift consisted in a complete clutch disengagement and clutch re-engagement. Fig. 3.14 presents experimental control results for the fast clutch opening. This occurred when the driver suddenly slammed the brake to stop the vehicle while it was in first gear; the clutch thus had to open very quickly to avoid engine stalling. Hence, this consisted in a down pressure echelon, under the kisspoint pressure P_{KP} .

According to Fig. 3.11-3.14, comparing the EMA pressure responses P_{EMA} at several temperatures and the EHA pressure response P_{EHA} at 20°C, the new EMA and its DSMC yielded a better pressure tracking for launch, upshift, downshift and clutch opening than the currently integrated EHA and its AC. These observations are further emphasized in Tab. 3.6:

- For launch, upshift and downshift, irrespective of the temperature and the clutch operational case (except the downshift at -5°C), the absolute Mean Pressure Error (MPE) and its associated Pressure Error Standard Deviation (PESD) was lower for the new EMA and its DSMC than for the currently integrated EHA and its AC at 20°C.
- For the clutch opening case, since it is assimilated as a down pressure echelon under the kisspoint pressure P_{KP} , the time response T_{KP} to decrease the pressure under P_{KP} represented a more relevant criterion in order to evaluate the control performance level. Finally, irrespective of the temperature, the time response T_{KP} was almost equivalent for the new EMA and its DSMC and the currently integrated EHA and its

AC at 20°C. However, a better pressure tracking was still observed for the new EMA and its DSMC than for the currently integrated EHA and its AC at 20°C.

These observations thus demonstrate that the new EMA and its DSMC are more performant and accurate than the currently integrated EHA and its AC for these four critical clutch operational cases. This ensures a smooth running of these four clutch operational cases in the perspective of integrating the new system in the vehicle.

Table 3.6: Pressure tracking indices

	System	EMA + DSMC				EHA + AC
	Temperatures	-5°C	0°C	20°C	50°C	20°C
Launch	MPE (bar)	0.35	0.30	0.26	0.25	0.44
	PESD (bar)	0.29	0.20	0.10	0.10	0.32
Upshift	MPE (bar)	0.49	0.36	0.28	0.32	0.57
	PESD (bar)	0.31	0.22	0.19	0.22	0.30
Downshift	MPE (bar)	1.10	0.72	0.48	0.44	0.73
	PESD (bar)	0.80	0.66	0.33	0.31	0.39
Clutch Opening	T_{KP} (ms)	75	80	60	50	70

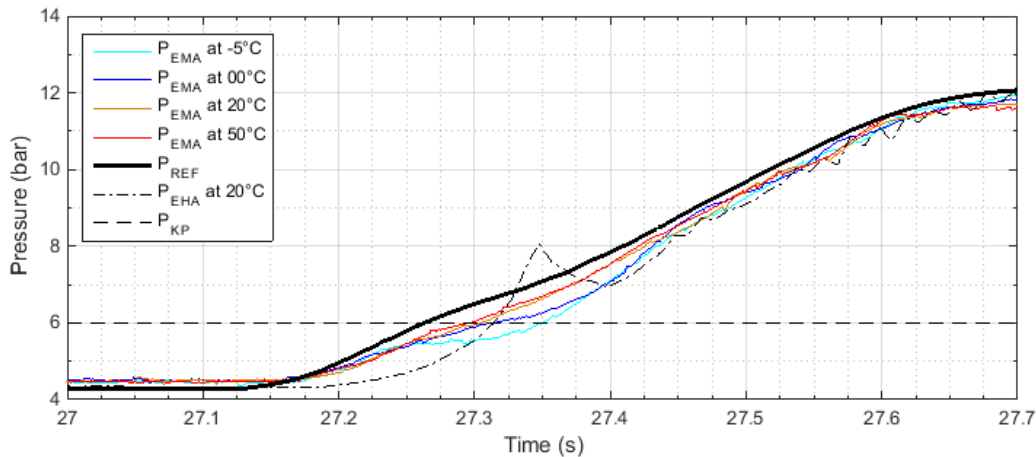


Figure 3.11: EMA & EHA pressure response to a fast Launch order

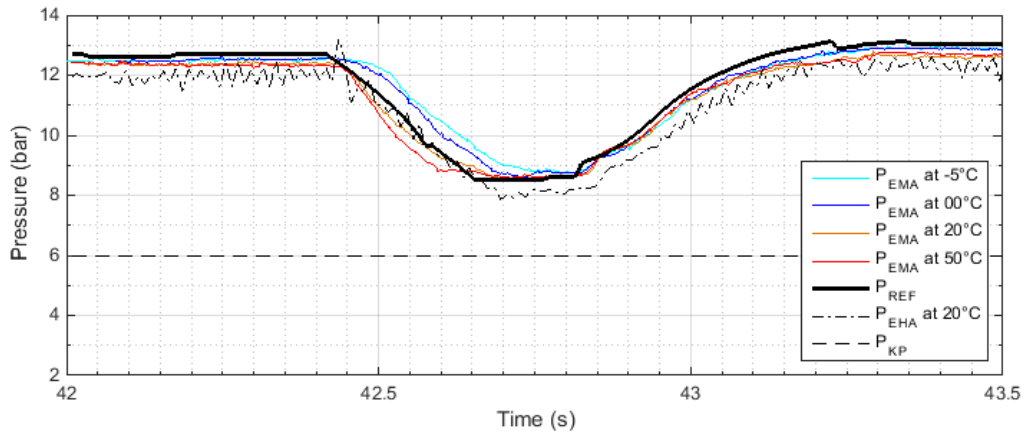


Figure 3.12: EMA & EHA pressure response to a fast Upshift order

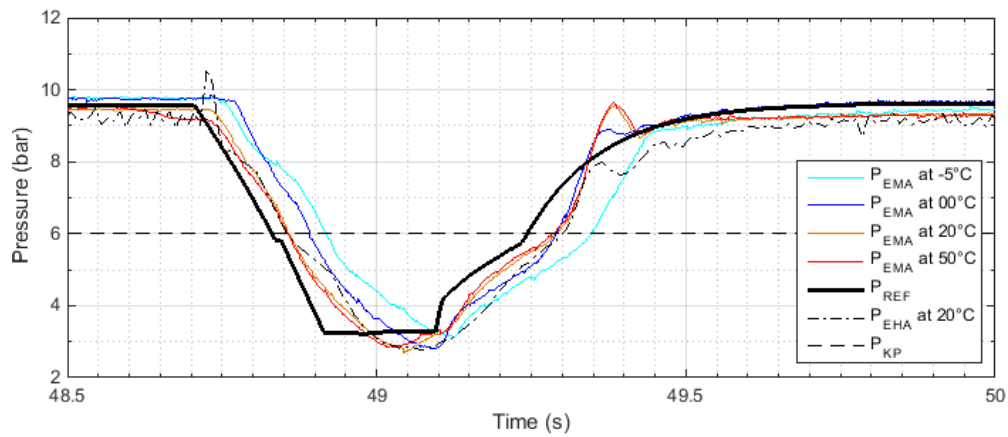


Figure 3.13: EMA & EHA pressure response to a fast Downshift order

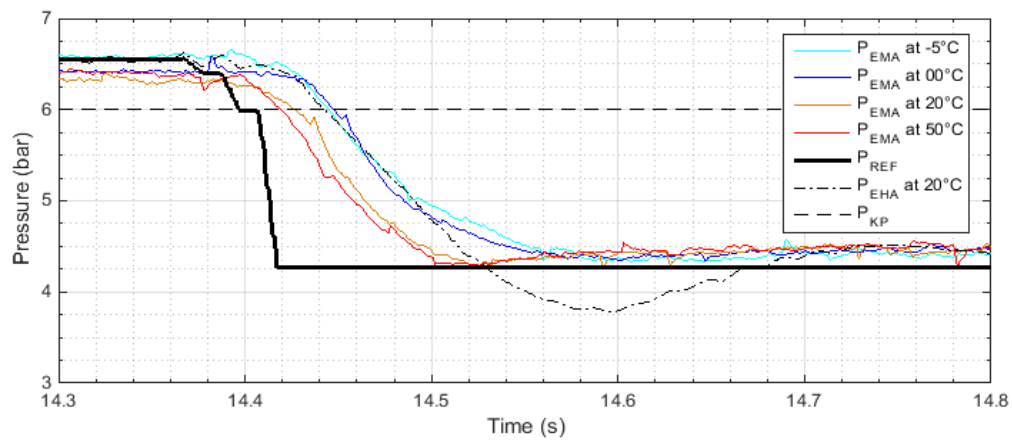


Figure 3.14: EMA & EHA pressure response to a fast Clutch Opening order

3.8 Conclusion

In this article, a Dual Sliding Mode Controller (DSMC) is proposed in order to control the clutch pressure with an electromechanical actuator (EMA). The clutch and its new EMA were modeled through an analytical model including two non-linear components: a stiffness discontinuity component (the clutch return spring stiffness and the internal clutch pack stiffness) and a dry friction component (a static friction component and a temperature-varying dynamic friction component). The EMA was subsequently prototyped and installed on a test bench with its N/O clutch pack, and ultimately enclosed in an environmental chamber. Experimental investigations revealed both predicted non-linearities in the system and allowed identifying several numeric models of the system's dynamics for several temperatures, in its linear domains. Thereafter, in keeping with these experimental investigations, the EMA's controller was presented in which the DSMC architecture and algorithm were developed. This enabled revealing the robustness of the DSMC through a Lyapunov analysis and its novelty through the use of the bang-bang component in order to overcome static friction without introducing chattering. Ultimately, the latter test bench setup was used in order to experimentally highlight controller performance, accuracy and robustness: for the EMA, the DSMC was used in order to track several clutch pressure reference profiles at several temperatures. For simple step commands, the EMA and its DSMC featured fast pressure responses regardless of the temperature. Moreover, irrespective of the temperature, the EMA and its DSMC had accurate pressure responses; this proves experimentally the robustness of the controller against temperature-varying parameters. Hence, these experimental control results also highlight the ability of the DSMC to handle both latter non-linearities. Finally, under four critical clutch operational cases, the control performance and accuracy of the EMA and its DSMC was compared with the control performance and accuracy of the current integrated electrohydraulic clutch actuator (EHA) and its associated Adaptive Controller (AC). With regard to the absolute Mean Pressure Error (MPE), its associated Pressure Error Standard Deviation (PESD) and time responses, the new EMA and its DSMC were more performant and accurate than the current integrated EHA and its AC for these four critical clutch operational cases.

CHAPITRE 4. Évaluation expérimentale de la consommation d'énergie du nouveau dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage: principe de la méthode et application

4.1 Avant-propos

Auteurs et affiliations:

Robin Temporelli : Étudiant au doctorat, Université de Sherbrooke, Faculté de Génie, Département de génie mécanique

Philippe Micheau : Professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de Génie, Département de génie mécanique

Maxime Boisvert : Professionnel de recherche, Université de Sherbrooke, Faculté de Génie, Département de génie mécanique

Titre:

Agile and Low-Cost Experimental Evaluation of Fuel Consumption Reduction of a New Electrified Clutch Transmission Virtually Connected to a Vehicle

Date de publication:

28 Mars 2017

Revue:

SAE Technical Paper – SAE World Congress 2017

Référence:

Temporelli, R., Micheau, P. & Boisvert, M., 2017. Agile and Low-Cost Experimental Evaluation of Fuel Consumption Reduction of a New Electrified Clutch Transmission

Virtually Connected to a Vehicle. *SAE Technical Paper*, (2017-01-1096), p.8.
<http://papers.sae.org/2017-01-1096/>

Titre français:

Évaluation expérimentale agile et faible coût de la réduction de la consommation de carburant d'une nouvelle transmission d'embrayage électrifiée virtuellement reliée à un véhicule.

Contribution au document:

Cet article de conférence est un document de recherche qui expose une nouvelle méthode innovante, agile et faible coût pour évaluer expérimentalement la consommation d'énergie d'un dispositif d'actionnement virtuellement intégré à un véhicule. Dans le but de répondre à la problématique de recherche, cette méthode, baptisée *Actuator-In-the-Loop* (AIL), est utilisée pour évaluer l'économie d'énergie engendrée par l'utilisation du nouvel actionneur électromécanique d'embrayage par rapport à l'actuel actionneur électrohydraulique d'embrayage de l'AMT du véhicule étudié, sur un cycle de conduite normalisé WMTC 3.2.

Résumé français:

La transmission manuelle automatisée (AMT) basée sur la technologie d'actionnement électrohydraulique d'embrayage offre de très bonnes performances et un haut niveau de confort pour un véhicule récréatif. Cependant, la consommation d'énergie engendrée par l'utilisation de cette technologie reste élevée. Dans la plupart des cas, cela est dû à la pompe hydraulique qui est entraînée par le moteur thermique et qui, de ce fait, fonctionne en permanence. L'énergie gaspillée est d'autant plus importante que la pompe hydraulique est souvent surdimensionnée pour être opérationnelle à bas régime moteur. Son efficacité est donc médiocre dans la plupart des cas opérationnels. De plus, des pertes peuvent volontairement être induites dans le piston d'embrayage afin de lubrifier le *clutch pack*. Pour résoudre ce problème, un nouvel embrayage électrique basé sur la technologie d'actionnement électromécanique a été conçu. Afin d'évaluer la réduction de consommation d'énergie engendrée par l'utilisation d'un tel actionneur d'embrayage, une méthode originale, agile et faible coût est présentée et appliquée à notre cas d'étude. En effet, au lieu d'intégrer le nouvel actionneur électromécanique d'embrayage dans un véhicule et d'effectuer des cycles de test d'émission sur route très coûteux, cette méthode originale propose d'effectuer des cycles de test d'émission semi-virtuels. En outre, la méthode permet d'effectuer de nombreuses itérations de test en

peu de temps. Il s'agit de connecter le prototype du nouvel embrayage électrique conçu à un véhicule virtuel afin de le tester comme il serait utilisé dans un véhicule réel. Un système dédié de prototypage rapide en temps réel (Opal-RT) exécute la dynamique du véhicule virtuel et contrôle les algorithmes d'embrayage pour générer des commandes pour l'actionneur d'embrayage en fonction des réponses d'embrayage mesurées et de la dynamique simulée du véhicule virtuel. La méthode, intitulée *Actuator-In-The-Loop* (AIL), est utilisée pour évaluer la consommation de carburant du véhicule virtuel connecté au prototype du nouvel embrayage électrique conçu, conformément au cycle de test d'émission WMTC 3.2. Sur le même cycle de conduite, une comparaison de consommation de carburant est obtenue avec un véhicule virtuel identique équipé d'un actionneur électrohydraulique d'embrayage classique. Finalement, cette évaluation/comparaison expérimentale selon la méthode AIL, nous mène à conclure que l'utilisation du nouvel embrayage électrique conçu entraîne une réduction moyenne de la consommation de carburant du véhicule de 2,95% (par rapport à l'utilisation d'un actionneur électrohydraulique d'embrayage classique).

4.2 Abstract

Automated Manual Transmission (AMT) based on classic electrohydraulic clutch actuation gives high performance and comfort to a recreational vehicle. However, overall power consumption remains high due to the pump efficiency. In addition, the pump is often driven by the vehicle's engine and thus is continuously working. To address this issue, a new electrified clutch based on electromechanical actuation has been designed and prototyped. In order to evaluate the effective fuel consumption reduction using this new clutch actuator, a low-cost and agile method is presented and used in this paper. Indeed, instead of integrating the clutch actuator in a real vehicle and performing expensive real emission test cycles on a road, this original method proposes to perform accurate semi-virtual emission test cycles. Moreover, the method allows to perform numerous test iterations in a short time. This consists in connecting the prototyped new electric clutch to a virtual vehicle in order to test it as it would be used in a real vehicle. A dedicated real-time rapid prototyping system (Opal-RT) runs the simplified vehicle dynamics and controls clutch algorithms to generate commands for the clutch actuator as a function of the measured clutch responses and as a function of the simulated vehicle dynamics. The method, entitled *Actuator-In-The-Loop* (AIL), is used to evaluate the fuel consumption of the virtual vehicle connected to the prototyped new electric clutch, in compliance with the World-wide Motorcycle Emissions Test Cycle 3.2 (WMTC 3.2).

On the same driving cycle, a fuel consumption comparison is achieved with an identical virtual vehicle equipped with a classic electrohydraulic clutch actuator. Finally, this experimental evaluation/comparison by the original AIL method leads to a mean vehicle fuel consumption reduction of 2.95% using the prototyped new electric clutch. For a given vehicle and a given normalized driving cycle, the AIL method allows an accurate, low-cost and agile evaluation of any vehicle's actuator power consumption.

4.3 Introduction

For many years, vehicle performance and comfort have been main selling points for customers. Nevertheless, vehicle fuel consumption is also becoming an important issue. This led vehicle manufacturers to electrify vehicle's systems to improve their efficiencies, thus reducing overall fuel consumption. However, those ecological improvements should not be done at the price of vehicle performance and cost.

The Automated Manual Transmission (AMT) is an important improvement for vehicle performance and vehicle comfort. One or more actuators manage the gear shifting and the clutch actuation. In order to address ecological and economic issues, technologies used for AMT should be challenged as in (Temporelli & Micheau 2015).

Electrohydraulic clutch actuation technology is usually used for AMT or DCT (Montanari et al. 2004) because it is a mature and well-controlled technology. Some of the most famous electrohydraulic transmissions are the BorgWarner DSG transmission, and the SE6 transmission of Bombardier Recreational Products (BRP). The latter, gives high performances and comfort to the recreational vehicle thanks to its control law (Gauthier & Micheau 2012)(Gauthier & Micheau 2010). However, overall power consumption remains high due to the pump efficiency (Kim & Choi 2011). The pump is oversized to allow performing launches and shifts at low engine speeds and therefore delivers an excessive flow of pressurized oil in most driving situations. Besides, on most of these classic electrohydraulic clutch actuators, an overconsumption is observed because the pump is driven by the vehicle's engine, i.e. the pump is continuously working (Montanari et al. 2004). Part of the solution to overcome the latter overconsumption could be to use a variable displacement pump driven by an electric motor as in (Habibi & Goldenberg 1999). This would allow adapting the pump capacity to the duty cycle. However, the pump efficiency remains a major issue too (Kim & Choi 2011) and power savings are achievable using a purely electromechanical technology.

For those reasons, as for gear shifting (Turner et al. 2006), electromechanical clutch actuators are interesting alternative solutions for vehicle manufacturers to reduce power consumption. Clutch transmissions, based on electromechanical technologies, have been designed (Kim & Choi 2011) (Gao et al. 2014) (Moon et al. 2005) (Turner & Ramsay 2004) (Iles-Klumpner et al. 2006) and produced as the Getrag 6DCT250, the AISIN MC25/MC5 transmission, the Peugeot-Citroën Electrical Gearbox Control (EGC) made by ZF and the Opel Easytronic Transmission made by ZF too. Clutch transmissions based on electromechanical technologies have been produced for recreational vehicles too, as the Honda Electrical Shift Program (ESP) and the Yamaha YCC-S transmission.

Besides, as the hybrid motorization is being developed for vehicles, the interest to electrify the clutch is increasing. A project led by the University of Sherbrooke is focusing on the development of a new efficient and cost-effective electromechanical clutch actuator for a recreational vehicle. The interest of this development has been pointed out through a basic prediction of fuel consumption reduction by clutch electrification in (Temporelli & Micheau 2015).

Recently, the previous electrified clutch based on electromechanical technology has been prototyped and its control law has been developed. In order to evaluate the effective fuel consumption reduction using this new clutch actuator, a low-cost and agile method is presented and used in this paper. Indeed, instead of integrating the clutch actuator in a real vehicle and performing expensive real emission test cycles on a road, this original method proposes to perform accurate semi-virtual emission test cycles. Moreover, the method allows to perform numerous test iterations in a short time. This consists in connecting the prototyped new electric clutch to a virtual vehicle in order to test it as it would be used in a real vehicle. A dedicated real-time rapid prototyping system (Opal-RT) runs the simplified vehicle dynamics and controls clutch algorithms to generate commands for the clutch actuator as a function of the measured clutch responses and as a function of the simulated vehicle dynamics. The method is entitled Actuator-In-The-Loop (AIL). On the World-wide Motorcycle emissions Test Cycle 3.2 (WMTC3.2), for each clutch operation, the power consumption of the prototyped new electric clutch is measured and associated to the power consumption of the virtual vehicle. According to this evaluation, on the same driving cycle, a fuel consumption comparison is achieved with an identical virtual vehicle equipped with a classic electrohydraulic clutch actuator using an experimental map of the hydraulic pump power consumption.

First, static energy balance models of the considered electromechanical actuator and the considered electrohydraulic actuator are reminded and the basic prediction of fuel consumption reduction is reminded too. Then, the AIL method is presented and used in order to experimentally evaluate the vehicle fuel consumption reduction using the prototyped new electric clutch. Finally, conclusions about the fuel consumption reduction are drawn at the end of this paper.

4.4 Prediction by energy balance model

Prediction of fuel consumption reduction of a recreational vehicle by electrification of its clutch transmission has been achieved in (Temporelli & Micheau 2015). In this section, static energy balance models of the considered electromechanical actuator and the considered electrohydraulic actuator are reminded. This leads to remind basic prediction conclusions.

4.4.1 The normally open clutch

A Normally Open (N/O) wet clutch is used for the study which is represented as a mass-spring system in Fig. 4.1 and 4.2. The clutch pack is maintained open by return springs. Return springs are pre-loaded to release the clutch pack when no actuation force is applied. The N/O feature is chosen for fail safe reasons: clutch pack has to normally open in case of sudden vehicle's engine failure. The pressure plate position is divided into two position ranges: $\Delta open$ is the cumulated gap between disks when clutch pack is released. $\Delta close$ is the cumulated gap between disks when clutch pack is engaged, the gap is due to the disk stack geometry. The final clutch return force relation is defined by:

$$F_s(x_c) = \begin{cases} k_{c1}x_c & \forall x_c \in \Delta open \\ [k_{c1}x_{c1} + k_{c2}(x_c - x_{c1})] & \forall x_c \in \Delta close \end{cases} \quad (4.1)$$

where, k_{c1} is the spring stiffness, k_{c2} is the internal clutch pack stiffness due to the disk stack geometry, x_c is the pressure plate position, b_c is the damping coefficient of return springs and of the clutch pack. However, b_c is neglected for this energy balance. The considered clutch operational cases for the energy balance study were Launch, Engaged (or Steady) and Shift (Upshift and Downshift).

4.4.2 Static energy model of the electromechanical clutch actuator

The electromechanical actuator, presented in Fig. 4.1, consists in a closed hydraulic master/slave piston, a slider driven by a screw/nut/bearing assembly, a gear reducer and a DC motor with an electromagnet brake. Note that energy required to accelerate moving parts is neglected in this energy balance.

The hydraulic master/slave piston is considered as a rigid element and the damping is not taken into account. Besides, friction losses are neglected compared to work of the hydraulic master/slave piston. The master piston force is defined by:

$$F_{pm} = F_s(x_c) \frac{A_m}{A_s} \quad (4.2)$$

The rotary motion from DC motor is converted into a linear motion thanks to a rigid slider/screw/nut/bearing assembly. The screw/nut assembly is chosen reversible to make the electromechanical clutch system safe in case of engine failure. Slider and screw/nut friction losses are taken into account in the torque coefficient ξ . Bearing friction losses and viscous damping are neglected. Thus, the effective torque screw motion T_s is approximated by:

$$T_s = \xi F_{pm} \quad (4.3)$$

The DC motor speed ω_m is reduced by a gear stage with a gear ratio r_g and efficiency n_g . The equivalent motor torque T_m of the load T_s brought back to the motor's rotor is defined by:

$$T_m = \frac{r_g}{n_g \operatorname{sgn}(\omega_m)} T_s \quad (4.4)$$

The DC motor's viscous damping is neglected in the energy balance compared to the equivalent motor torque. The approximated current I_m required for the equivalent motor torque T_m is defined by:

$$I_m = \frac{T_m}{K_T} \quad (4.5)$$

where, K_T is the constant force coefficient. Moreover, Joule losses are expected due to the internal resistance R_0 . Thus, the total electric power required by the DC motor is defined by:

$$P_m = E_0 I_m + R_0 I_m^2 = U_m I_m \quad (4.6)$$

where U_m is the DC motor voltage supply and E_0 the DC motor's back e.m.f.

An electromagnet brake is coupled to the DC motor to maintain the motor shaft angular position. As soon as the clutch pack is engaged, the electromagnet brake is energized to maintain the motor angular position and thus to maintain clutch disks clamped. Just before the clutch pack disengagement, the electromagnet brake is switched off. For the energy balance, the electromagnet brake is represented by a variable reluctance actuator approximated under usual operating condition. Its dynamics is neglected in the energy balance, the stall current I_b (to maintain clutch disks clamped) alone is considered in the energy balance of the electromagnet brake:

$$P_b = U_b I_b \quad (4.7)$$

where, U_b is the electromagnet brake voltage. As stall current I_b is a constant, the power P_b is a constant too. Finally, electromechanical clutch actuator power consumption is the sum of P_m and P_b .

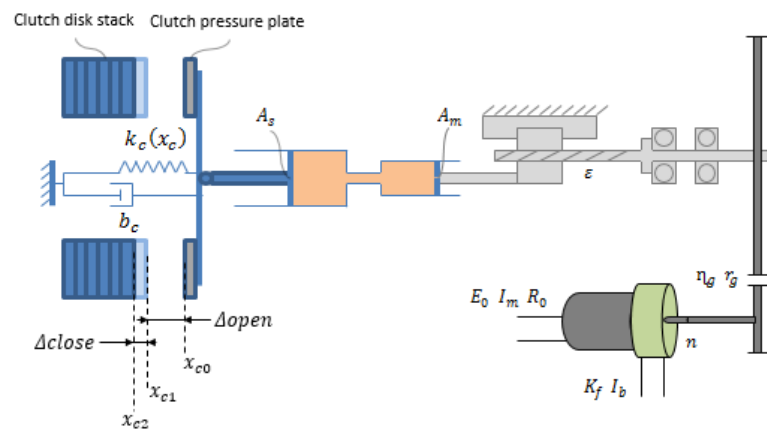


Figure 4.1: Electromechanical clutch actuator schematics model

4.4.3 Static energy model of the electrohydraulic clutch actuator

The electrohydraulic actuator, presented in Fig. 4.2, consists in a hydraulic piston which is supplied by an upstream pressure line. A four-way ON/OFF solenoid valve is energized as soon as the vehicle's engine starts. A hydraulic pump driven by vehicle's engine provides flow to the hydraulic piston. Thus, hydraulic pump is continuously working as soon as vehicle's engine starts. A control valve is used to control flow and pressure in the line.

The hydraulic piston is considered as a rigid element and the damping is neglected in the energy balance. Also, losses through frictions are neglected compared to work of the hydraulic piston. The pump flow q_{pompe} is defined by:

$$q_{pompe} = n_{hyd}\gamma NV_p = q_{wasted} + q_{lost} + q_{piston} \quad (4.8)$$

where, n_{hyd} is the hydraulic efficiency, γ is the gear ratio between vehicle's engine and the pump, N is the vehicle's engine speed, and V_p pump volumetric capacity. The flow q_{wasted} is the wasted flow through the control valve for line pressure regulation. The flow q_{lost} is the flow loss introduced for clutch pack lubrication and cooling. This is approximated by a sharp-edged orifice between the clutch pressure line and the oil tank. The flow q_{piston} is the effective flow through the hydraulic piston. Finally, pump power and thus the electrohydraulic actuator power consumption is defined by:

$$P_H = P_{pompe} = q_{pompe}(p_1 - p_0)/n_{mec} \quad (4.9)$$

where, n_{mec} is the mechanical efficiency, p_1 is the line pressure and p_0 is the oil tank pressure

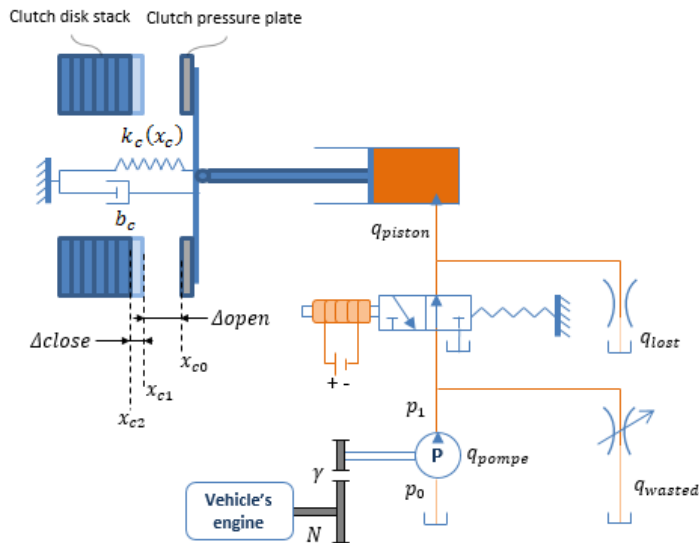


Figure 4.2: Electrohydraulic clutch actuator schematics model

4.4.4 Basic prediction of fuel consumption reduction

By considering previous equations, a basic energy balance model has been created and simulations have been computed considering the three clutch operational cases: Launch, Engaged state (or Steady state) and Shift (Upshift and Downshift). On the WMTC3.2 cycle, and considering all occurrences of all clutch operational cases, the total power consumption of a recreational vehicle equipped with the electromechanical clutch actuator is estimated adding the total power consumption of the electromechanical clutch actuator and the total power consumption of the recreational vehicle equipped with a manual transmission. With the rough assumption that power consumption is linearly proportional to fuel consumption, this leads to predict the fuel consumption of a vehicle equipped with the electromechanical clutch actuator. The same basic estimation has been achieved for a recreational vehicle equipped with the electrohydraulic clutch actuator too. Finally, an estimated fuel consumption reduction of 6.2% is predicted using the electromechanical clutch actuator.

4.5 Experimental evaluation by Actuator-In-The-Loop (AIL) method

In order to support the previous basic prediction, an experimental method has been developed to accurately evaluate the power consumption of the new electrified clutch based on electromechanical technology. The goal is to get a much more accurate

evaluation of the power consumption taking into account acceleration of moving parts and all previous neglected losses. Besides, for fuel consumption interpretation, the Brake Specific Fuel Consumption (BSFC) map of the vehicle's engine is used to interpolate the instant vehicle fuel consumption from power consumption.

The method is based on the same principle as Hardware-In-The-Loop (HIL) simulation: real components are connected with real-time simulated systems (Isermann 2007). However, AIL tests are dedicated to the actuator power consumption and the actuator performances. The principle is to connect the actuator to a real-time rapid prototyping system, which controls the actuator according to the implemented control law and runs simplified vehicle dynamics. In other words, the actuator is connected to a virtual vehicle in order to test it as it would be used in a real vehicle. In our case, the actuator is the prototyped new electric clutch and the virtual vehicle is based on a dynamic model of a recreational vehicle.

4.5.1 Experimental test bench of the prototyped new electric actuator

For AIL tests, the experimental setup is presented in Fig. 4.3 and 4.4. It consists in the prototyped electromechanical clutch actuator with its drive and the instrumented N/O clutch pack with several sensors and supplied by 12V battery. Hydraulic hose section and extremities have been sized to avoid hydraulic friction losses, thus only one pressure sensor (a) is placed on the master cylinder to measure an accurate pressure in the master/slave cylinder (no pressure differential between master/slave chambers). A load cell (b) placed between the clutch pack and the slave cylinder is used to measure the accurate load on the clutch pack. A laser sensor (c) placed on the clutch pack and oriented toward the pressure plate is used to measure the accurate displacement of the pressure plate. A Hall Effect sensor (d) is used to acquire the electrical current required by the DC motor and the electromagnet brake. This is used to calculate the power consumption. The electromechanical clutch actuator is piloted by a real-time rapid prototyping system (Opal-RT) communicating with the PC for software implementation and data acquisition. The Opal-RT system is implemented with a control law based on a high-level clutch simplified logic and a low-level controller. The low-level controller consists in a sliding mode controller and a minimal-time controller for shifting. Note that the pressure signal is the only signal used by the controller.

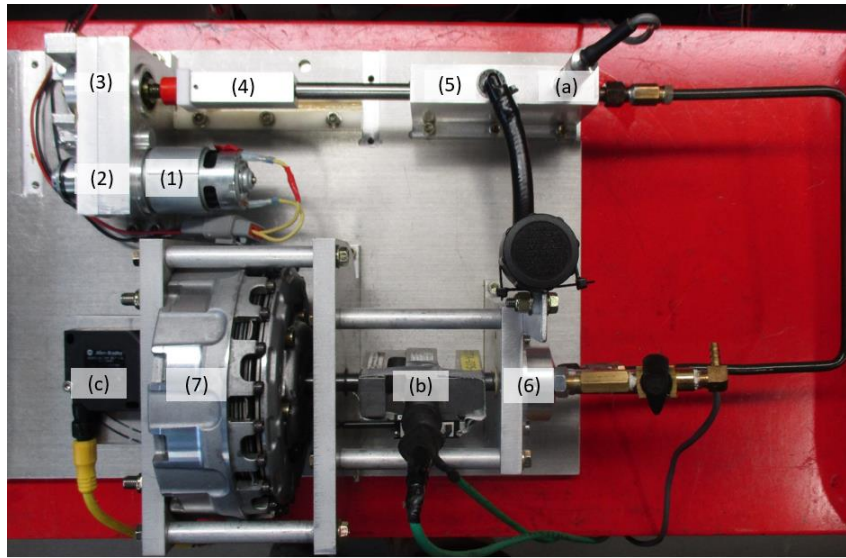


Figure 4.3: The prototyped electromechanical clutch actuator with its instrumented N/O clutch pack with several sensors (seen from above): (1) DC Motor, (2) Electromagnet brake, (3) Gear reducer, (4) Screw/nut assembly, (5) Master chamber, (6) Slave chamber, (7) Clutch pack, (a) Pressure sensor, (b) Load cell, (c) Laser sensor

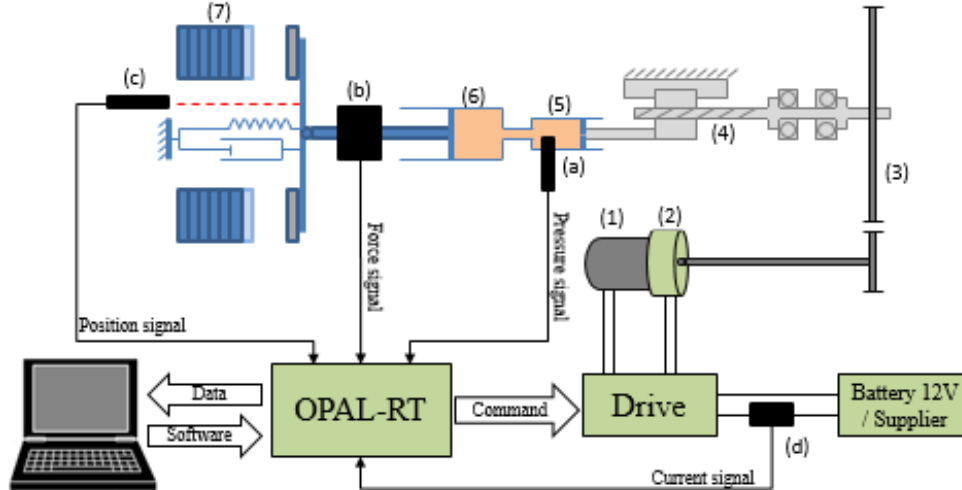


Figure 4.4: Experimental test bench of the prototyped new electric clutch: (1) DC Motor, (2) Electromagnet brake, (3) Gear reducer, (4) Screw/nut assembly, (5) Master chamber, (6) Slave chamber, (7) Clutch pack, (a) Pressure sensor, (b) Load cell, (c) Laser sensor, (d) Hall effect sensor

In addition of the electromechanical clutch actuator control law, the Opal-RT system is implemented with simplified vehicle dynamics to create a virtual vehicle behavior.

Hence the Opal-RT system generates commands for the electromechanical clutch actuator as a function of the measured pressure signals and as a function of the simulated vehicle dynamics. This amounts to connect the prototyped clutch to a virtual vehicle in order to test it as it would be used in a real vehicle. This method allows running tests on a normalized driving cycle to evaluate vehicle fuel consumption of the virtual vehicle connected with the prototyped new electric clutch.

4.5.2 Virtual vehicle simplified logic

For AIL tests, the Opal-RT system is implemented with a simple dynamic model of a recreational vehicle in order to create a virtual vehicle behavior. The implemented simple dynamic model is presented in this section. Total engine power required is defined by the following relation:

$$P_e = P_{mot} + P_{elec} + P_{ca} \quad (4.10)$$

where, P_{mot} is the engine power provided for vehicle motion, P_{elec} is the engine power used and required by the alternator to supply vehicle's electric subsystems (except the clutch actuator), and P_{ca} is the engine power used and required for the clutch actuation. The engine power P_{elec} required for vehicle's electric subsystems is approximated as a constant. The engine power P_{ca} required for a clutch actuation depends on the clutch actuation technology (for manual clutch $P_{ca} = 0$), in our case, the engine power P_{ca} required by the electromechanical clutch actuator is directly measured on the experimental test bench. The engine power P_{mot} provided for vehicle motion is defined as:

$$P_{mot} = \omega_w T_w \eta \quad (4.11)$$

where, ω_w is the rear wheel angular speed in rad/s, η is the efficiency ratio of the driveline from the engine to the rear wheel (This includes efficiencies of the primary reduction, the clutch, the transmission, the final drive and the rear wheel dampers). T_w is the rear wheel torque provided for vehicle motion:

$$J_w \dot{\omega}_w = T_w - (F_{DR} + F_{RR} + F_{IR} + F_{GR}) r_w \quad (4.12)$$

where, $J_w \dot{\omega}_w$ describes the rear wheel torque momentum with J_w is the rear wheel rotating inertia and $\dot{\omega}_w$ is the rear wheel angular acceleration in rad/s². F_{DR} is the vehicle drag resistance, F_{RR} is the vehicle rolling resistance, F_{IR} is the vehicle inertia resistance,

F_{GR} is the vehicle grade resistance and r_w is the rear wheel radius. Resistive forces are defined:

$$F_{DR} = \frac{1}{2} \rho v_v^2 C_d A \quad (4.13)$$

$$F_{RR} = (C_{rr} + k_{rr} V_v) m_v g \quad (4.14)$$

$$F_{IR} = m_v \dot{v}_v \quad (4.15)$$

$$F_{GR} = m_v g \sin(\theta_g) \quad (4.16)$$

where, ρ is the air density, v_v is the vehicle speed in m/s, V_v is the vehicle speed in km/h, \dot{v}_v is the vehicle acceleration in m/s^2 , C_d is the vehicle drag resistance coefficient, A is the vehicle frontal area, C_{rr} and k_{rr} are the vehicle rolling resistance coefficients, m_v is the vehicle mass, g is the gravitational constant, θ_g is the grade of the road. The engine motor speed ω_e in RPM is defined as;

$$\omega_e = \min(1100, \frac{60}{2\pi} \omega_w r(G)) \quad (4.17)$$

where, $r(G)$ is the final ratio between the rear wheel and the engine. This includes a constant primary ratio due to a primary gear after the engine, a variable gear ratio from the gearbox depending on the gear G and a final ratio according to the end of the driveline. Note that engine idle speed is set to 1100 RPM.

The Brake Specific Fuel Consumption (BSFC) map of the vehicle's engine is used to interpolate the instant vehicle fuel consumption according to the total engine power required P_e . The BSFC map of the vehicle's engine uses the total engine torque required T_e and the engine speed ω_e to calculate the instant vehicle fuel consumption.

4.5.3 Driver simplified logic

The virtual vehicle has a 6-speeds gearbox. For the driver simplified logic, shifts are automatically ordered by the real-time controller, as a function of engine speed ω_e , the rear wheel angular acceleration $\dot{\omega}_w$ and the gear G .

An upshift event occurs: **if** the engine speed ω_e is higher than an engine speed limit ω_{e_up} **and** **if** the virtual vehicle is accelerating or cruising ($\dot{\omega}_w > -0.5$) **and** **if** the gear $G < 6$.

A downshift event occurs: if the engine speed ω_e is below an engine speed limit ω_{e_down} and if the virtual vehicle is decelerating or cruising ($\dot{\omega}_w < 0.5$) and if the gear $G > 1$.

4.5.4 High-level clutch simplified logic

In the context of the study, for AIL tests, five clutch states are considered for the high-level clutch simplified logic:

Disengaged state (CS=0): Clutch disks are separated by the cumulated $\Delta open$ gap and $\Delta close$ gap. Pressure plate is in position x_{c0} . This position corresponds to a pressure p_0 in the master/slave cylinder.

Engaged state (CS=1): Clutch disks are strictly stuck between each other by a normal overclamping force. Pressure plate is in position x_{c2} . This position corresponds to a pressure p_2 in the master/slave cylinder.

Launch state (CS=2): It is the transition phase between vehicle stationary and takeoff. Clutch is initially in *Disengaged state*. The clutch actuator response to a pressure ramp command makes the pressure plate travel smoothly across the $\Delta open$ gap until the kisspoint event. Then, the clutch actuator response to an echelon command makes the pressure plate travel quickly across the $\Delta close$ gap, to engage clutch disks between each other with a normal overclamping force (i.e. clutch is finally in *Engaged state*).

Upshift state (CS=3): The clutch is initially in *Engaged state* and the clutch actuator response to an echelon command makes the pressure plate travel quickly until a position $x_{up} \in]x_{c1}; x_{c2}[$. This corresponds to a pressure $p_{up} \in]p_1; p_2[$ in the master/slave cylinder. Where x_{c1} and p_1 are respectively the kisspoint position and the kisspoint pressure. The current gear is exited to enter a new one and finally the clutch actuator response to an echelon command makes the pressure plate travel quickly until the clutch goes back to *Engaged state*.

Downshift state (CS=4): The clutch is initially in *Engaged state* and the clutch actuator response to an echelon command makes the pressure plate travel quickly until a position $x_{down} \in]x_{c0}; x_{c1}[$. This corresponds to a pressure $p_{down} \in]p_0; p_1[$ in the master/slave cylinder. Where x_{c1} and p_1 are respectively the kisspoint position and the kisspoint pressure. The current gear is exited to enter a new one and finally the clutch actuator response to an echelon command makes the pressure plate travel quickly until the clutch goes back to *Engaged state*.

The Fig. 4.5 presents the driver simplified logic combined with the high-level clutch simplified logic in a state flow schematic. Inputs are the engine speed ω_e , engine speed shift limits ω_{e_up} and ω_{e_down} , the rear wheel angular speed ω_w , the rear wheel angular acceleration $\dot{\omega}_w$, the gear G , the gear changed flag (gear has been changed and clutch has been reengaged) and the launch end flag (clutch has been smoothly engaged). Output is the Clutch State CS.

Parameters for the virtual vehicle dynamics and logic are provided in the Tab. 4.1.

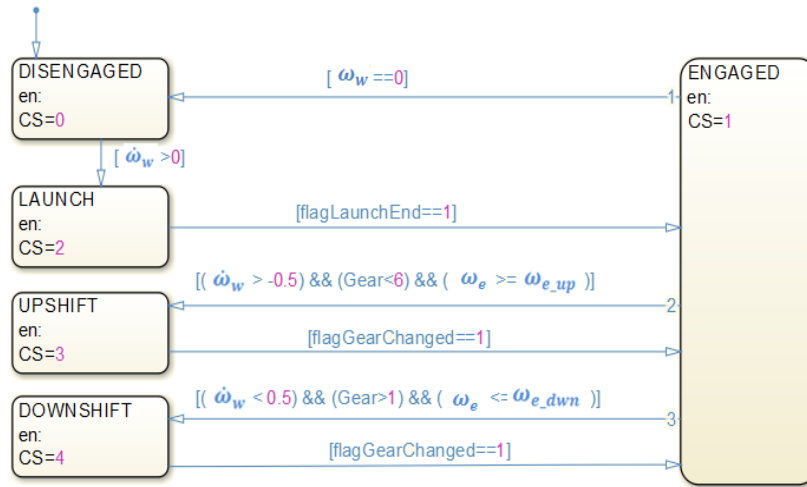


Figure 4.5: State flow of the driver simplified logic combined with the high-level clutch simplified logic

Table 4.1: Parameters for the virtual vehicle dynamics and logic

Parameters	Values	Units	Parameters	Values	Units
P_{elec}	100	W	$r(2)$	4.37	
η	0.9079		$r(3)$	5.16	
J_w	2.097	Kg/m ²	$r(4)$	6.19	
r_w	0.294	m	$r(5)$	7.65	
ρ	1,202	Kg/m ³	$r(6)$	10.03	
$C_d A$	0.7496	m ²	ω_{e_up}	3500	RPM
C_{rr}	0.013		ω_{e_down}	2000	RPM
k_{rr}	2.0e-05		p_0	2.15	bar
m_v	395	Kg	p_1	3.2	bar
θ_g	0	rad	p_2	6.2	bar
g	9.8	m ³ /(Kg ¹ .s ²)	p_{up}	4	bar
$r(1)$	3.68		p_{down}	3	bar

4.5.5 Experimental evaluation of fuel consumption reduction

The experimental test bench and the virtual vehicle previously presented was used to run an AIL test in compliance with the WMTC 3.2. The purpose of the test was to evaluate the fuel consumption of the virtual vehicle connected to the prototyped new electric clutch, in compliance with the WMTC 3.2. According to this evaluation, a fuel consumption comparison was achieved with an identical virtual vehicle equipped with a classic electrohydraulic clutch actuator. The considered electrohydraulic clutch actuator was the one actually used for the AMT of the manufactured recreational vehicle. Its functioning is similar to the one presented in section 4.4.3. Hence, for the second virtual vehicle, the electrohydraulic clutch actuator power consumption derived from experimental data of the hydraulic pump power consumption of the manufactured recreational vehicle. More precisely, it was an experimental map of the hydraulic pump power consumption in function vehicle's engine speed and required clutch pressure.

In keeping with those notions, in Eq. (4.10), for the first virtual vehicle, the power P_{ca} was calculated from the measured current (Hall Effect sensor of the prototyped new electric clutch); for the second virtual vehicle, the power P_{ca} was calculated from the experimental map of the hydraulic pump power consumption. Hence, according to the BSFC map with the calculated engine power required P_e , the fuel consumption was experimentally evaluated for both vehicles.

For the AIL test in compliance with WMTC 3.2: The Vehicle 1 was defined as the vehicle equipped with the new electromechanical clutch actuator (i.e. the virtual vehicle connected to the prototyped new electric clutch). The Vehicle 2 was defined as the vehicle equipped with the classic electrohydraulic clutch actuator (i.e. the identical virtual vehicle including an experimental map of the hydraulic pump power consumption).

Fig. 4.6, 4.7 and 4.8 present for each part of the WMTC3.2 – Urban, Medium and High – a) Vehicle Speed V_v , b) Clutch State CS, c) Total engine power required P_e for both vehicles, d) Instant fuel consumption for both vehicles, e) Total fuel consumption for both vehicles. This allows comparing both vehicle fuel consumptions. On urban part, the Vehicle 1 consumes 5.1% less than the Vehicle 2. On medium part, the Vehicle 1 consumes 2.6% less than the Vehicle 2. On high part, the Vehicle 1 consumes 1.5% less than the Vehicle 2. Finally, considering one urban part, two medium parts and one high

part, this leads to experimentally evaluate a mean vehicle fuel consumption reduction of 2.95% using the new electromechanical clutch actuation technology.

The electromechanical clutch actuator power consumption P_{ca} and the pressure profile are presented for Launch state (CS=2) in Fig. 4.9, Upshift state (CS=3) in Fig. 4.10 and Downshift state (CS=4) in Fig. 4.11. For these clutch states, a high power is required during 30-50 ms (around 600 W), but as the pressure response converges quickly to the pressure command, the electromagnet brake coupled with the DC motor is switched on quickly. This allows maintaining clutch clamping with a constant low power consumption (around 5 W) in Disengaged state (CS=0) and Engaged state (CS=1). As latter states are most common clutch states during a driving cycle (cf. Fig. 4.6b, 4.7b and Fig. 4.8b), the global fuel consumption due to the clutch functioning is relatively low using the electromechanical clutch actuator. This mainly explains the vehicle fuel consumption reduction using the electromechanical clutch actuation technology.

Contrary to the previous basic prediction (-6.2%), BSFC map was used for the experimental evaluation of vehicle fuel consumption reduction (-2.95%). Moreover, the AIL method allows taking into account all acceleration components, friction losses and damping components. This explains such a difference between the previous basic prediction and the experimental evaluation.

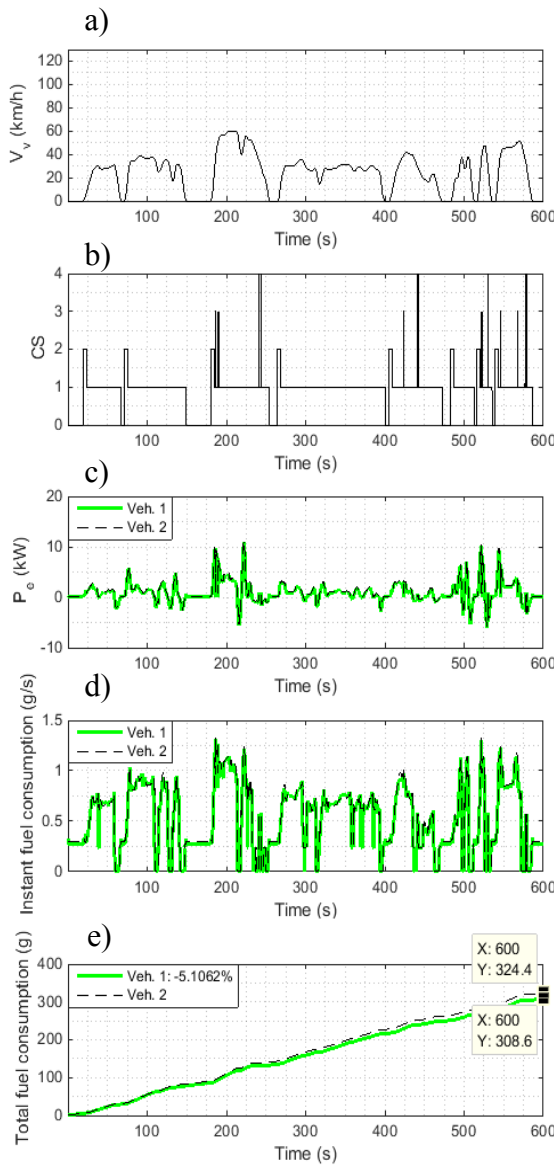


Figure 4.6: WMTc 3.2 Urban part:
 a) Vehicle Speed V_v , b) Clutch State CS, c) Total engine power required P_e ,
 d) Instant fuel consumption, e) Total fuel consumption

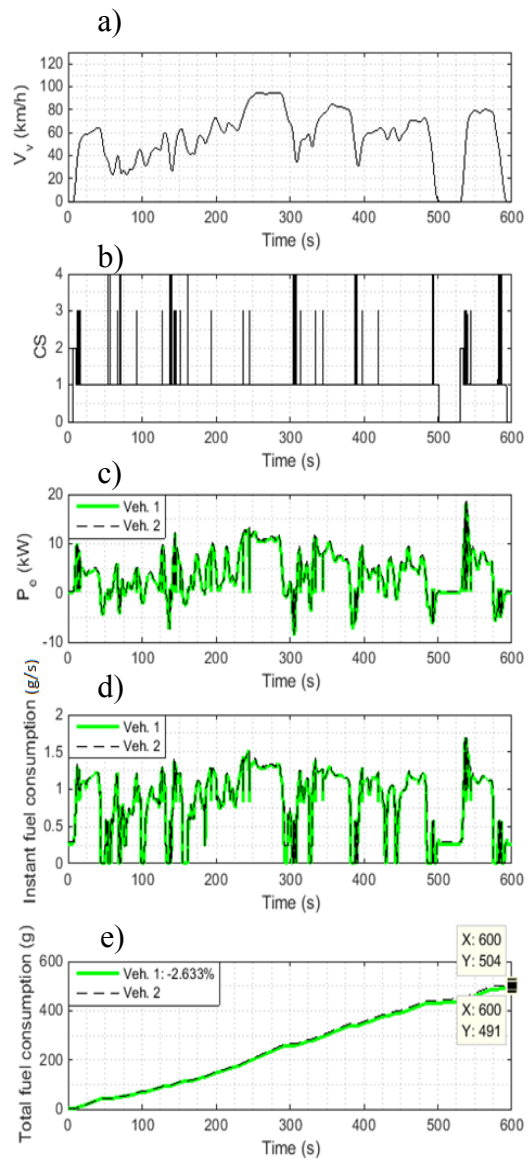


Figure 4.7: WMTc 3.2 Medium part
 a) Vehicle Speed V_v , b) Clutch State CS, c) Total engine power required P_e ,
 d) Instant fuel consumption, e) Total fuel consumption

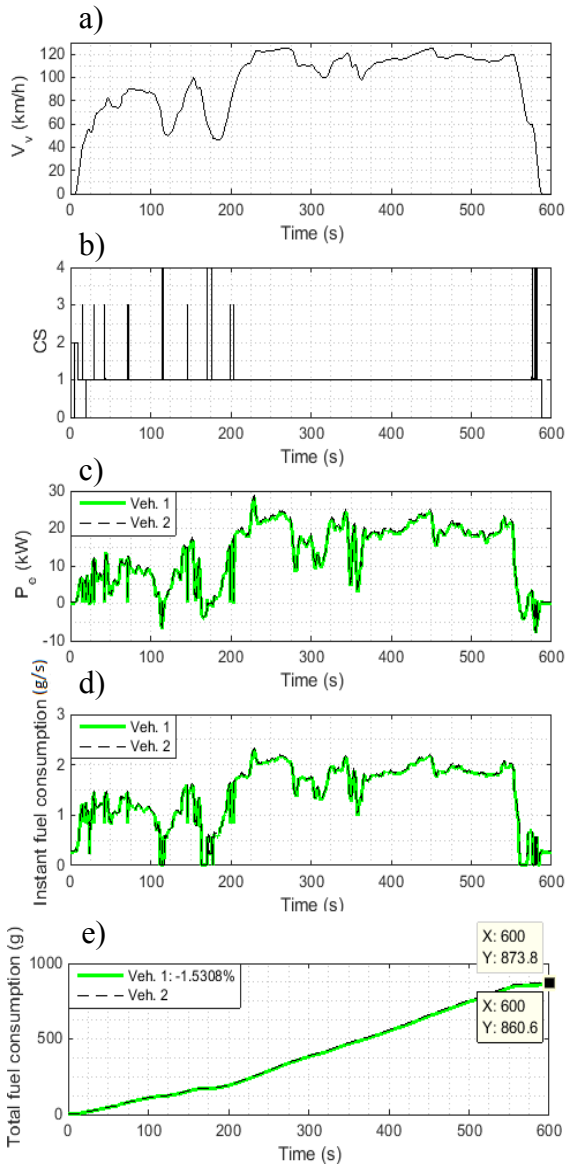


Figure 4.8: WMTc 3.2 High part: a) Vehicle Speed V_v , b) Clutch State CS, c) Total engine power required P_e , d) Instant fuel consumption, e) Total fuel consumption

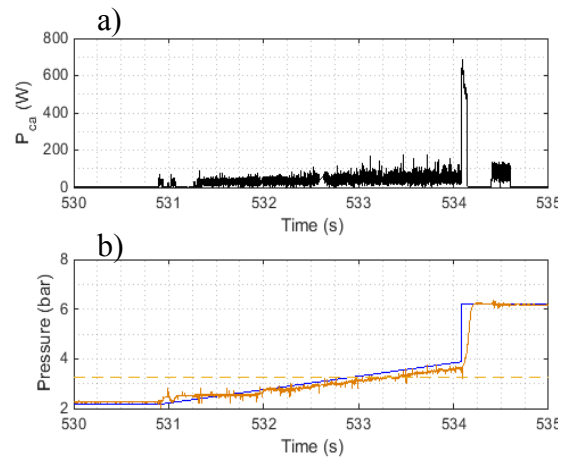


Figure 4.9: Launch state (CS=2): a) Electromechanical clutch actuator power required P_{ca} , b) Clutch Pressure: —Command, —Response, --Kisspoint

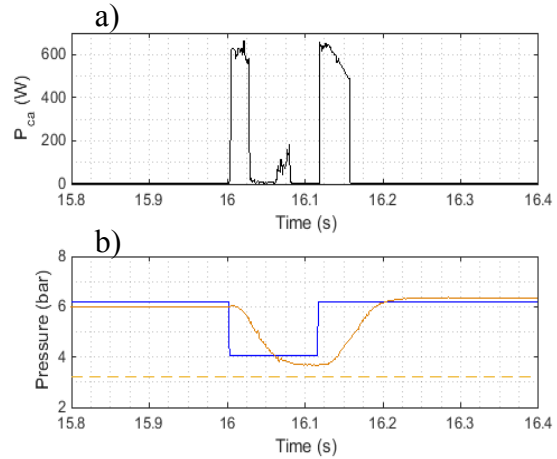


Figure 4.10: Upshift state (CS=3): a) Electromechanical clutch actuator power required P_{ca} , b) Clutch Pressure: —Command, —Response, --Kisspoint

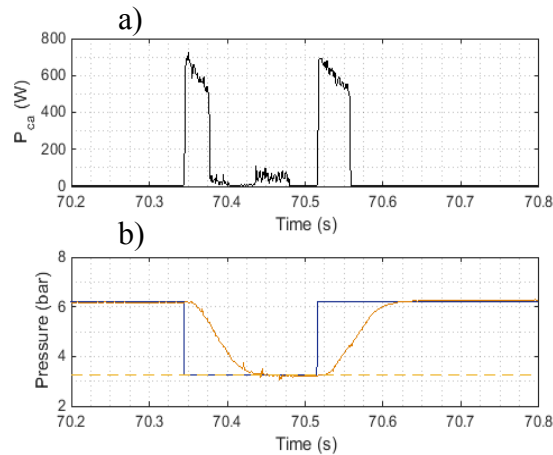


Figure 4.11: Downshift state (CS=4): a) Electromechanical clutch actuator power required P_{ca} , b) Clutch Pressure: —Command, —Response, --Kisspoint

4.6 Conclusion

This paper extends previous work where the interest of clutch electrification based on electromechanical clutch actuation for a recreational vehicle has been highlighted through a basic prediction of vehicle fuel consumption reduction. In order to evaluate the effective fuel consumption reduction using this new clutch actuator, the agile and low-cost AIL method is exposed and applied to a study case. Indeed, instead of integrating the clutch actuator in a real vehicle and performing expensive real emission test cycles on a road, the AIL method allows to perform accurate semi-virtual emission test cycles. Moreover, the method allows to perform numerous test iterations in a short time. In compliance with WMTC3.2, the AIL method is used to experimentally evaluate the fuel consumption of a virtual vehicle connected to the prototyped new electric clutch. On the same driving cycle, a fuel consumption comparison is achieved with an identical virtual vehicle equipped with a classic electrohydraulic clutch actuator using an experimental map of the hydraulic pump power consumption. Finally, this experimental evaluation/comparison by the original AIL method leads to a mean vehicle fuel consumption reduction of 2.95% using the prototyped new electric clutch based on electromechanical technology. For a given vehicle and a given normalized emission test cycle, the AIL method allows an accurate, agile and low-cost evaluation of any vehicle's actuator power consumption.

CHAPITRE 5. Théorie physique du phénomène d'oscillations de courroie et solution mécatronique proposée pour les supprimer

5.1 Avant-propos

Auteurs et affiliations:

Robin Temporelli : Étudiant au doctorat, Université de Sherbrooke, Faculté de Génie, Département de génie mécanique

Philippe Micheau : Professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de Génie, Département de génie mécanique

Titre:

Oscillations Control of a Transmission Belt by Excitation Clipping using Clutch Clamping Control (E4C)

Date de publication:

17 Janvier 2017

Revue:

Journal of Sound and Vibration

Référence:

Temporelli, R. & Micheau, P., 2017. Oscillations control of a transmission belt by Excitation Clipping using Clutch Clamping Control (E4C). *Journal of Sound and Vibration*, 393(April), pp.1–13.

<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X17300056>

Titre français:

Contrôle des oscillations d'une courroie de transmission par coupure de leur excitation en utilisant un contrôle de la force de serrage de l'embrayage (E4C).

Contribution du document:

Cet article de journal est un document de recherche original qui présente une synthèse des travaux menés pour interpréter physiquement, le phénomène d'oscillations de courroie de transmission observé et son contrôle par une solution mécatronique. À partir de l'analyse des données expérimentales, un modèle physique/mathématique est proposé pour expliquer les oscillations de courroie observées. Puis, la solution mécatronique, basée sur une stratégie de contrôle de la force de serrage de l'embrayage, est proposée pour supprimer les oscillations de courroie. Le modèle physique/mathématique est alors mis à jour pour inclure la composante de contrôle des oscillations par coupure de leur excitation en utilisant un contrôle de la force de serrage de l'embrayage (E4C). Ceci donne naissance à un tout nouveau modèle physique/mathématique de comportement de courroie incluant la stratégie E4C. Il est intitulé *Duffing Oscillator with Controlled Parametric Excitation by E4C strategy*. Il s'agit d'une importante source d'originalité pour le présent travail. Finalement, la justesse de prédiction du nouveau modèle physique/mathématique et l'efficacité de la solution mécatronique proposée sont validées expérimentalement.

Résumé français:

Les courroies de transmission sont des systèmes qui sont sujets à des phénomènes non-linéaires tels que des excitations paramétriques qui peuvent amener ces dernières dans des régions d'instabilité, entraînant l'apparition d'oscillations. Ces oscillations peuvent provoquer une réduction de la durée de vie de la courroie, du bruit et des vibrations non-désirées sur le véhicule. La présente étude propose une nouvelle stratégie pour contrôler les oscillations d'une courroie de transmission se comportant comme un oscillateur de Duffing à excitation paramétrique. En effet, pour notre cas d'étude, une courroie de transmission est soumise à des fluctuations de couple périodiques ce qui provoque des fluctuations périodiques de la tension. Ceci est une source d'excitation pour la courroie et entraîne l'oscillation de cette dernière sous certaines conditions. La présence d'un embrayage entre le pignon de la courroie et la source de fluctuations de couple offre un moyen de couper ces fluctuations de couple et ainsi bloquer l'excitation

de la courroie. Dans cette idée, les oscillations de courroie peuvent être contrôlées par une stratégie de coupure de son excitation en utilisant un contrôle de la force de serrage de l’embrayage (E4C). À travers notre cas d’étude, la stratégie E4C est présentée et un nouveau modèle analytique de comportement de courroie avec sa stratégie E4C est élaboré. Les oscillations de courroie libres (E4C n’est pas activé) et les oscillations de courroie contrôlées (E4C est activé) sont observées grâce à un banc d’essai expérimental et prédites grâce au nouveau modèle analytique de comportement de courroie. Enfin, la stratégie E4C supprime avec succès les oscillations de courroie en faisant sortir cette dernière de sa région fréquentielle d’instabilité. Le nouveau modèle analytique de comportement de courroie fournit, en outre, une prédiction précise du comportement de la courroie avec sa stratégie E4C.

5.2 Abstract

A transmission belt is subject to non-linear phenomena such as parametric excitations that can bring the belt in an instability region resulting in large transverse oscillations. These oscillations can cause belt life reduction, noise and unexpected vibration on its environment. The present study proposes a new strategy to control oscillations of a transmission belt subject to periodic tension fluctuations. Indeed, for a transmission belt, periodic torque fluctuations cause periodic belt tension fluctuations, which can be a source of excitation for the belt and resulting in belt oscillations under certain conditions. The presence of a clutch between the belt end-point and the source of torque fluctuations offers a means to clip torque fluctuations and thus to clip belt excitation. In keeping with this notion, belt oscillations can be controlled by an *Excitation Clipping using Clutch Clamping Control* (E4C) strategy. Through an example of a transmission belt subject to periodic tension fluctuations, the E4C strategy is presented and a new analytical model of belt behavior with its E4C strategy is constructed. Free belt oscillations (E4C is not activated) and controlled belt oscillations (E4C is activated) are observed through an experimental setup and predicted owing to the new analytical model. Finally, the E4C strategy leads to frequency unlocking that successfully removes belt oscillations. This new analytical model furthermore provides an accurate prediction of belt behavior with its E4C strategy.

Keywords: Oscillation Control, Transmission Belt, Parametric Excitation, Excitation Clipping, Clutch Clamping Control

Nomenclature

Ω_m	Engine order	n	Number of friction surfaces
Ω	First order of the crankshaft torque oscillation	r_e	Effective radius of a clutch disc
ω	Belt first resonant mode	μ_c	Friction coefficient of the clutch disc garniture
T_{IN}	Torque at clutch input disc	L	Belt free span length
\tilde{T}_{IN}	Torque oscillation component arising from crankshaft first order dynamics spreading out up to the clutch input disc	t	Time
\bar{T}_{IN}	Torque mean component at clutch input disc	c	Belt longitudinal velocity
T_{OUT}	Torque at clutch output disc	v	Belt transverse displacement
\tilde{T}_{OUT}	Torque oscillation component arising from crankshaft first order dynamics spreading out up to the clutch output disc	x	Spatial coordinate
\bar{T}_{OUT}	Torque mean component at clutch output disc	ρ	Belt mass density
P	Belt tension at belt end-point	A	Belt mean cross sectional area
\tilde{P}	Belt tension oscillation component arising from crankshaft first order dynamics spreading out up to the belt end-point	EI	Belt transverse rigidity
\bar{P}	Mean component of the belt tension	EA	Belt longitudinal rigidity
T_{LIM}	Transmittable clutch torque	r_p	Front sprocket radius
$\bar{\omega}$	Clutch mean slip level	β	Gear ratio from clutch output disc to front sprocket
\bar{N}_{IN}	Mean speeds at clutch input disc	η	Belt longitudinal viscous damping
\bar{N}_{OUT}	Mean speeds at clutch output disc	P_{belt}	Belt static tension
\mathcal{S}	Range of the clutch mean slip	X	Dimensionless spatial coordinate
δ	Clutch mean slip limit	V	Dimensionless belt transverse displacement
F_c	Clutch clamping force	γ	Dimensionless belt longitudinal velocity
\mathbb{F}	Range of the clutch clamping force	μ	Dimensionless belt transverse rigidity
F_{LOCK}	Clutch clamping force threshold	Γ	Dimensionless parametric excitation magnitude
T_{LOCK}	Transmittable clutch torque with a clutch clamping force F_{LOCK}	ζ	Dimensionless mean excitation
A_{IN}	Magnitude of the torque oscillation component at clutch input disc	ξ	Dimensionless belt longitudinal viscous damping
A_{OUT}	Magnitude of the torque oscillation component at clutch output disc	A_c	Clutch piston cross-sectional area

5.3 Introduction

Axially moving belts are commonly used in transmissions to transmit power and motion. This means of transmission offers high transmission efficiency, low inertia and compactness for a relatively low price. However, a transmission belt is subject to

numerous linear and non-linear phenomena such as time-varying boundary conditions of each belt span between its end-points (Kong & Parker 2005), hysteretic behavior due to dampers, and parametric excitations due to torque fluctuations introducing a pulsating tension in the belt (Parker & Lin 2001).

Non-linearities, notably parametric excitations, can bring the belt in an instability zone resulting in large transverse oscillations. This may cause belt life reduction, noise and unexpected vibration in its environment. In (Mahalingam 2002), Mahalingam was the first to point out parametric resonance due to tension fluctuations in a translating string. Thereafter, behavior prediction of axially moving belts under parametric excitations received increasing attention. Thurman and Mote (Thurman, A. L.; Mote 1969) determined the fundamental period of transverse oscillations of axially moving strips by the approximate resolution of two coupled non-linear partial differential equations. Moon and Wickert subsequently studied the non-linear vibration of a transmission belt excited by pulleys having slight eccentricity (Moon & Wickert 1997). Concurrently, Mockensturm et al. focused on the analytical expression of the amplitudes and stability of non-trivial limit cycles of a parametrically excited, axially moving strings (Mockensturm et al. 1996). More recently, in an analysis of an automotive engine accessory belt subject to belt tension fluctuations, belt behavior was modeled as a Duffing oscillator with a parametric excitation from which a non-trivial solution was presented for the first harmonic response (Michon et al. 2008). Indeed, neglecting the longitudinal belt dynamics, the Thurman and Mote dynamic model can be reduced to the study of transverse belt dynamics alone, which leads to a model of a Duffing oscillator with parametric excitation.

Typically, belt instabilities are avoided by belt size redesigns or opting for mechanical solutions such as the addition of tensioners and dampers (Ulsoy et al. 1985). The basic concept is to ensure that the excitation order does not coincide with a resonant mode of the belt. One-way decouplers are also used to avoid belt vibration issues, for example in (Zhu & Parker 2005), a one-way decoupler was used to isolate/separate the accessory inertia (e.g. alternator) from the front end accessory drive system. This decoupling of the accessory inertia during large vibrations limits belt slippage on the pulley. In addition, active control solutions have already been investigated with active sources generating antivibration at the same frequency as the excitation (Fuller et al. 1996). Gauthier demonstrated that active cancellation of harmonic torque excitation can be achieved in a hybrid powertrain (Gauthier et al. 2011). Qu (Qu 2002) presented an

iterative learning algorithm for a boundary control law to damp out transverse vibrations of a laterally moving string. Queiroz et al. (De Queiroz et al. 1999) designed a controllable mechanical guide located within the string span in order to actively reduce string vibrations. Funge et al. (Fung et al. 2002) designed an actuator placed at a boundary of the string, it is considered as a mass-spring-damper with a controlled input force. Both active control systems are controlled with an adaptive control law suppressing string vibrations. Several strategies aimed at controlling linear and non-linear vibrations of axially moving strings using several sensors and actuators have been summarized by Chen (Chen 2005). In addition, semi-active control has been studied to dissipate energy in mass-spring-damper systems subject to harmonic excitation. In (Buaka Muanke et al. 2009), a semi-active friction device was used to optimally dissipate the vibration energy of the excited system. In (Couillard et al. 2008), the authors investigated the ability of the clipped periodic optimal control approach to improve the energy dissipation capacity of a semi-active damper over an optimal passive damper. In a case of rigid transmission (no belt), a further study (Mashadi & Badrykoochi 2015) introduced a concept using a dry clutch system to damp vibrations on a vehicle driveline.

However, to the best of our knowledge, the use of a clutch control to attenuate the oscillation of a belt transmission has yet to be considered and investigated. It is known that periodic torque fluctuations spread up to a transmission belt cause periodic belt tension fluctuations which can be a source of excitation for the belt and can make it oscillate in certain conditions (Michon et al. 2008). The main control premise is that the presence of a clutch between the source of torque fluctuation and belt end-points offers a means to control these belt oscillations.

In light of the above, the present article proposes a new original strategy to control oscillations of a transmission belt subject to periodic torque fluctuations. Given that the level of the transmittable torque is proportional to the clutch clamping force during clutch slipping (Esnault 2009)(Duan & Singh 2006), periodic torque fluctuations can be clipped by controlling the clutch clamping force. This leads to a clipping of the belt excitation and ultimately the attenuation of belt oscillations. Hence, this new strategy for controlling belt oscillations is entitled Excitation Clipping using Clutch Clamping Control (E4C) strategy.

Herein, the E4C strategy is presented through an example of a three-wheeled motorcycle transmission belt. The transmission belt is running over a front sprocket (driven by the engine) and a rear sprocket (fixed on the rear wheel). Periodic torque

fluctuations arising from crankshaft dynamics (crankshaft first order) are spread out up to the front sprocket causing the fluctuation of the belt tension. This fluctuation represents a source of excitation for the belt resulting in the upper free span of the belt behaving as an oscillator with parametric excitation, thus leading to belt oscillations in specific conditions. Since the three-wheeled motorcycle is equipped with an electrohydraulic clutch actuator, the clutch clamping force can be controlled. This latter characteristic hence offers the opportunity to use the E4C strategy to control belt oscillations.

In the following sections, we first outline the context of the transmission belt subject to periodic tension fluctuations. Then, the concept and equations of the E4C strategy are presented. An analytical model of the belt behavior with its E4C strategy is then constructed, merging the Duffing oscillator model (describing transverse belt dynamics) and E4C equations. Free belt oscillations (in which E4C is not activated) and controlled belt oscillations (in which E4C is activated) are then subsequently investigated through an experimental setup and predicted through the new simulated analytical model. Finally, the proposed analytical model is validated and conclusions drawn as to the efficiency of the E4C strategy.

5.4 Transmission belt subject to periodic tension fluctuations

Engine torque generated by an internal combustion engine has a periodic form whose frequency is proportional to engine speed and cylinder number. Periodic torque fluctuations arise from the periodic combustion and oscillatory movement of moving masses. One of these observed oscillatory modes is the torsion of the crankshaft. The first order Ω (or the fundamental frequency) of crankshaft torque oscillations is determined using engine order Ω_m and cylinder number (Rahnejat 1998). In the present instance, the three-wheeled motorcycle has a 3-cylinder 4-stroke engine. Hence, considering a stable engine torque and a stable engine speed corresponding to an engine order Ω_m , the crankshaft first order Ω is equal to $\frac{3}{2}\Omega_m$ (i.e. 1.5 of the engine order). The torsional damper in front of the clutch has been designed to behave as a low-pass filter. Its cut-off frequency is sufficiently high to not reduce the crankshaft first order Ω at specific engine speeds, but to reduce all crankshaft higher orders (2Ω , 3Ω , etc). Moreover, in Fig. 5.1, experimental spectrum analyses of clutch input speed and front sprocket speed reveal that the crankshaft first order $\Omega = 1.5 \Omega_m$ is the only significant source of

speed oscillation spreading out from the clutch to the front sprocket. Thus, considering a rigid transmission line, conclusions from speed spectrum analyses can be transposed for torque spectrum analyses: the crankshaft first order $\Omega = 1.5 \Omega_m$ is the only significant source of torque oscillation spreading out from the clutch to the front sprocket.

Thus, the torque at clutch input disc $T_{IN}(t)$ and the torque at clutch output disc $T_{OUT}(t)$ is the sum of a mean torque component (respectively \bar{T}_{IN} and \bar{T}_{OUT}) and a periodical torque component (respectively $\tilde{T}_{IN}(t)$ and $\tilde{T}_{OUT}(t)$). As proven previously, the periodic component can be assumed as a single frequency periodic signal corresponding to the crankshaft first order:

$$T_{IN}(t) = \bar{T}_{IN} + \tilde{T}_{IN}(t) = \bar{T}_{IN} + A_{IN} \cos(\Omega t) \quad (5.1)$$

$$T_{OUT}(t) = \bar{T}_{OUT} + \tilde{T}_{OUT}(t) = \bar{T}_{OUT} + A_{OUT} \cos(\Omega t) \quad (5.2)$$

where, Ω is the crankshaft first order, A_{IN} and A_{OUT} are torque magnitudes of the oscillating dynamics arising from crankshaft first order dynamics spread out respectively, up to the clutch input disc and after the clutch output disc. In the present case, torque magnitudes A_{IN} and A_{OUT} are ratios of the mean torque component, derived from a map using the mean torque component and engine speed. Torque oscillations arising from the crankshaft first order dynamics are spread out up to the belt end-point (front sprocket) which causes dynamic belt tension fluctuations and a modification in mean belt tension:

$$P(t, T_{OUT}) = \tilde{P}(t, \tilde{T}_{OUT}) + \bar{P}(\bar{T}_{OUT}) \quad (5.3)$$

where \tilde{P} is the dynamic belt tension and \bar{P} is the mean belt tension.

It is also known that periodic fluctuations of the dynamic belt tension can cause excitation of the belt and can make the belt behave as an oscillator with parametric excitation (Michon et al. 2008). In the present instance, the upper free span of the belt can behave as an oscillator with parametric excitation whose excitation frequency is at the crankshaft first order Ω . Thus, the belt's upper free span can oscillate on its first resonant mode ω when this frequency ω is close to half of the crankshaft first order $\Omega/2$ (i.e. when $\omega \approx \Omega/2$) (i.e. periodic belt transverse displacement $v(t)$). Fig. 5.2 illustrates this phenomenon.

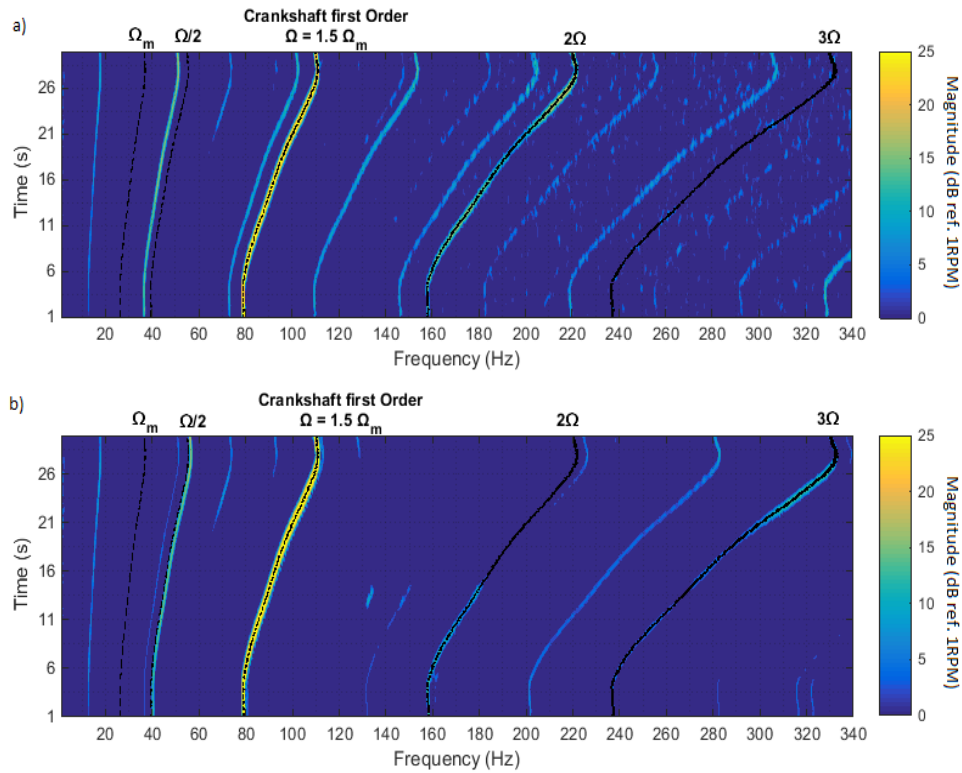


Figure 5.1: For vehicle acceleration from 85 km/h to 120 km/h: a) Experimental spectrum analysis of the clutch input disc speed, b) Experimental spectrum analysis of the front sprocket speed. Both spectrum analyses include: Potential spread engine order Ω_m (---) and Potential spread out crankshaft orders (...) (fundamental order Ω and higher orders: 2Ω , 3Ω).

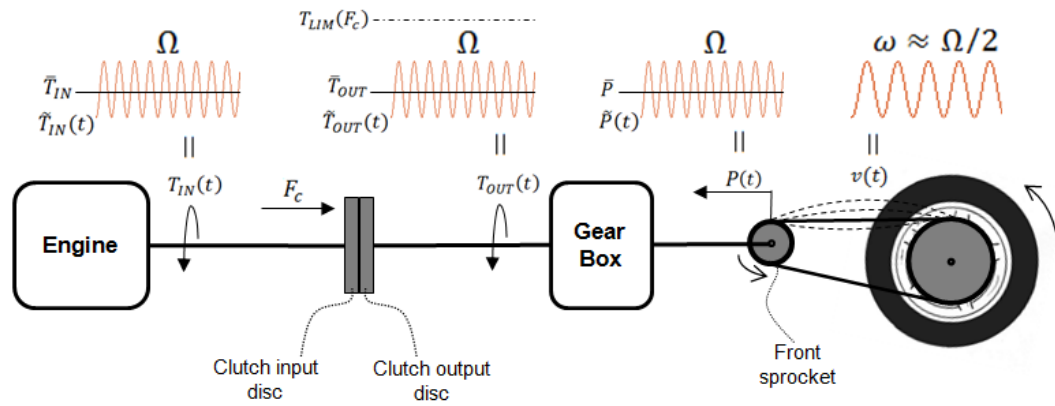


Figure 5.2: Transmission belt subject to periodic tension fluctuations. The belt's upper free span can behave as an oscillator with parametric excitation and can oscillate when $\omega \approx \Omega/2$

5.5 Excitation Clipping using Clutch Clamping Control (E4C) strategy

The proposed strategy to remove potential belt oscillations is based on the fact that a periodic excitation in a transmission line can be controlled by the intermediary of a clutch. In the case of a transmission belt subject to periodic tension fluctuations due to torque oscillations spread out from the engine to the belt front sprocket, the presence of a controllable clutch between the engine and the front sprocket allows clipping any torque oscillations, thus enabling clipping periodic belt tension fluctuations. Indeed, the transmitted torque at clutch output disc $T_{OUT}(t)$ is dependent on the torque at clutch input disc $T_{IN}(t)$ and the transmittable clutch torque $T_{LIM}(F_c)$ which is proportional to the clutch clamping force F_c during the clutch slipping state (Esnault 2009) (Duan & Singh 2006). In theory, the transmitted torque at clutch output disc $T_{OUT}(t)$ cannot be greater than the level of the transmittable clutch torque $T_{LIM}(F_c)$. Thus, by controlling the clamping force F_c , it is possible to clip the transmitted torque $T_{OUT}(t)$ and thus to clip belt tension $P(t, T_{OUT})$. This strategy is entitled *Excitation Clipping using Clutch Clamping Control* (E4C).

Since clutch clamping force F_c manages the clutch opening, the control of the clutch clamping force is deeply linked to the control of the clutch mean slip level. This represents the relative mean speed between input and output discs defined by $\bar{\omega} = (\bar{N}_{IN} - \bar{N}_{OUT})/\bar{N}_{IN}$, where \bar{N}_{IN} and \bar{N}_{OUT} are respectively the mean speeds at clutch input and output discs. To avoid a lack of power and clutch judder (Centa et al. 1999) (Crowther et al. 2004), the control of the clutch clamping force F_c is achieved in a range \mathbb{F} such that the clutch mean slip $\bar{\omega}$ remains in the range $\mathbb{S} = [0\% ; \delta\%]$ with δ being the clutch mean slip limit value for E4C strategy. The slip limit δ is sufficiently small to consider that a mean slip $\bar{\omega} \in \mathbb{S}$ is very low and does not introduce clutch judder. In addition, there is a threshold value of the clutch clamping force called F_{LOCK} such that below this value, the clutch mean slip $\bar{\omega}$ begins to be greater than 0%. Finally, the relation between clutch clamping force F_c and clutch mean slip level $\bar{\omega}$ for the E4C strategy can be defined as:

$$\begin{aligned}
 f : \mathbb{F} &\rightarrow \mathbb{S} \\
 F_c &\mapsto \begin{cases} \bar{\omega} = 0\% & \text{for } F_c \geq F_{LOCK} \\ \bar{\omega} \in]0\% ; \delta\%] & \text{for } F_c < F_{LOCK} \end{cases}
 \end{aligned} \tag{5.4}$$

Knowing this, we consider two states for the E4C strategy link to two clutch states:

- *E4C is not activated* \Rightarrow Clutch lock state $F_c \geq F_{LOCK}$

In this state, the clutch clamping force F_c over-clamps the clutch pack such that $F_c \geq F_{LOCK}$, there is no clutch mean slip ($\bar{\omega} = 0\%$) and the transmittable torque $T_{LIM}(F_c)$ is sufficiently high to consider that the entire torque at clutch input disc $T_{IN}(t)$ is transmitted to the clutch output disc. In this state, any torque oscillations are spread out up to the belt end-point. This causes dynamic belt tension \tilde{P} fluctuations which is a source of excitation for the belt. Note that the associated mean belt tension \bar{P} is directly linked to the belt first resonant mode ω .

Assumption 1: In this state, periodic fluctuations of the dynamic belt tension cause excitation of the belt and make the belt's upper free span behave as an oscillator with parametric excitation whose excitation frequency is at the crankshaft first order Ω . Thus, the belt's upper free span oscillates on its first resonant mode ω when this frequency ω is close to half of the parametric excitation order $\Omega/2$ (i.e. when $\omega \approx \Omega/2$). Fig. 5.2 illustrates the above case when E4C is not activated.

- *E4C is activated* \Rightarrow Clutch slip state $F_c < F_{LOCK}$

In this state, the clutch clamping force F_c is dropped down such that $F_c < F_{LOCK}$; this introduces a low clutch slip ($\bar{\omega} \in]0\% ; \delta\%]$) making the transmittable torque $T_{LIM}(F_c)$ proportional to F_c (Esnault 2009)(Duan & Singh 2006). The decrease in the clutch clamping force F_c also causes a decrease in the level of the transmittable clutch torque $T_{LIM}(F_c)$. Thus, the torque at clutch input disc $T_{IN}(t)$ is clipped by the transmittable torque $T_{LIM}(F_c)$. This clips the torque oscillations $\tilde{T}_{OUT}(t)$ thus it clips belt tension fluctuations \tilde{P} . As a result, the associated mean torque \bar{T}_{OUT} is decreased thereby reducing the mean belt tension \bar{P} (which modifies the belt first resonant mode ω).

Assumption 2: In this state, a clipping of dynamic belt tension fluctuations causes a clipping of the parametric excitation and an unlocking of the belt's first mode frequency ω from half of the parametric excitation order $\Omega/2$ (i.e. the belt's first mode frequency ω is dropped out of the instability region). At least one of these effects removes belt oscillations. Fig. 5.3 illustrates the above case when E4C is activated.

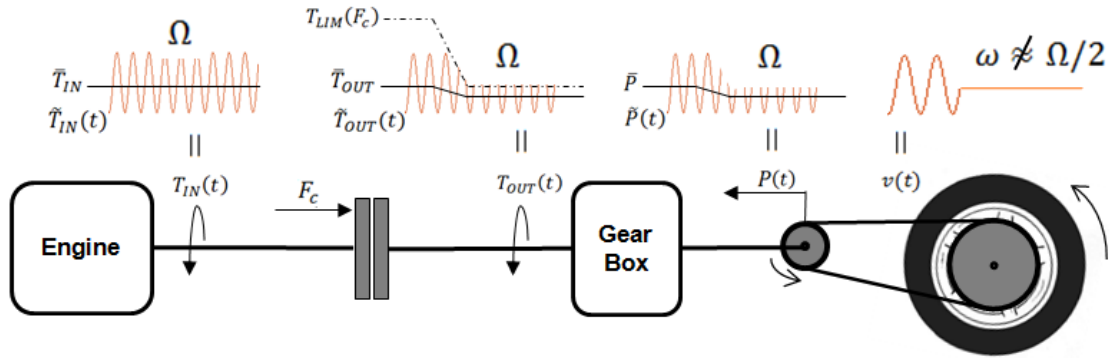


Figure 5.3: E4C is activated \Rightarrow Belt oscillations are removed

Thus, the torque at clutch output disc $T_{OUT}(t)$ is a function of the torque at clutch input disc $T_{IN}(t)$ and the transmittable clutch torque $T_{LIM}(F_c)$ such that:

$$T_{OUT}(t) = \min(T_{IN}(t), T_{LIM}(F_c)) \quad (5.5)$$

where the transmittable clutch torque $T_{LIM}(F_c)$ can be modeled (Esnault 2009)(Duan & Singh 2006):

$$T_{LIM}(F_c) = \begin{cases} T_{LOCK} & \geq \bar{T}_{IN} + A_{IN} & \text{for } F_c \geq F_{LOCK} \\ nr_e F_c \mu_c & < \bar{T}_{IN} + A_{IN} & \text{for } F_c < F_{LOCK} \end{cases} \quad (5.6)$$

where n is the number of friction surfaces in the clutch pack, F_c is the normal clutch clamping force, μ_c is the clutch friction coefficient and r_e is the effective radius of the clutch disc.

Considering both expressions of $T_{OUT}(t)$ written in Eq. (5.2) and Eq. (5.5), this torque $T_{OUT}(t)$ can be approximated by an asymmetrically clipped periodic signal (Dyer & Dyer 2011). The first harmonic for an asymmetrically clipped periodic signal yields:

$$T_{OUT}(t) \approx \bar{T}_{OUT}(F_c) + A_{OUT}(F_c) \cos(\Omega t) \quad (5.7)$$

in which $\bar{T}_{OUT}(F_c)$ and $A_{OUT}(F_c)$ are calculated (Dyer & Dyer 2011):

$$\bar{T}_{OUT}(F_c) = \begin{cases} \bar{T}_{IN} & \text{for } F_c \geq F_{LOCK} \\ \frac{A_{IN}}{\pi} \left[\left(\frac{\Delta T(F_c)}{A_{IN}} \right) \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \left(\frac{\Delta T(F_c)}{A_{IN}} \right) \right) - \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta T(F_c)}{A_{IN}} \right)^2} \right] + \bar{T}_{IN} & \text{for } F_c < F_{LOCK} \end{cases} \quad (5.8)$$

$$A_{OUT}(F_c) = \begin{cases} A_{IN} & \text{for } F_c \geq F_{LOCK} \\ \frac{A_{IN}}{\pi} \left[\frac{\pi}{2} + \arcsin\left(\frac{\Delta T(F_c)}{A_{IN}}\right) + \left(\frac{\Delta T(F_c)}{A_{IN}}\right) \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta T(F_c)}{A_{IN}}\right)^2} \right] & \text{for } F_c < F_{LOCK} \end{cases} \quad (5.9)$$

where $\Delta T(F_c) = T_{LIM}(F_c) - \bar{T}_{IN}$. In this representation, the transmitted torque at clutch output disc $T_{OUT}(t)$ is directly dependent on the normal clutch clamping force F_c when E4C is activated ($F_c < F_{LOCK}$). Thus, $A_{OUT}(F_c)$ and $\bar{T}_{OUT}(F_c)$ are written with the clutch clamping force F_c dependency.

5.6 Model of transmission belt behavior with its E4C strategy

5.6.1 Motion equation for the transmission belt including clutch clamping force dependency

The mechanical model used to describe the transverse and longitudinal dynamics of an axially moving belt subject to tension fluctuations is the same as in the Thurman & Mote model (Thurman, A. L.; Mote 1969). The motion equation of a belt of length L moving with a time-dependent transport velocity $c(t)$ is defined as (Parker & Lin 2001):

$$\rho A \left(\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + \frac{\partial c}{\partial t} \frac{\partial v}{\partial x} + 2c \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial t} + c^2 \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right) - (\bar{P} + \tilde{P}(t)) \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + EI \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} = 0 \quad (5.10)$$

where t is the time, ρA is the mass per unit length, EI is the transverse rigidity, v is the transverse displacement, x is the spatial coordinate, \bar{P} is the mean belt tension, and $\tilde{P}(t)$ is the dynamic belt tension.

In the case of a belt running over two sprockets whose dynamics arises from torque oscillations at the front sprocket, the dynamic belt tension \tilde{P} is dependent on torque oscillations \tilde{T}_{OUT} while the mean belt tension \bar{P} is dependent on the mean torque \bar{T}_{OUT} as defined in Eq. (5.3). Thus, the dynamic belt tension \tilde{P} including quasistatic stretching from transverse deflection and longitudinal viscous damping can be written as:

$$\tilde{P}(t, F_c) = \frac{\beta}{r_p} A_{OUT}(F_c) \cos(\Omega t) + \frac{EA}{2L} \int_0^L \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 dx + \eta A \int_0^L \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right) \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial t} \right) dx \quad (5.11)$$

where β is the gear ratio from the clutch output disc to the front sprocket and r_p the radius of the front sprocket, EA is the longitudinal rigidity modulus and η is the

longitudinal damping. In addition, the mean belt tension \bar{P} including static belt tension can be written as:

$$\bar{P}(F_c) = P_{belt} + \frac{\beta}{r_p} \bar{T}_{OUT}(F_c) \quad (5.12)$$

where P_{belt} is the belt static tension. Note that the mean belt tension \bar{P} and the dynamic tension \tilde{P} are dependent on the normal clutch clamping force F_c according to Eq. (5.8) and (5.9). Considering the dimensionless parameters:

$$X, V = \frac{x, v}{L}, \tau = t \sqrt{\frac{\bar{P}(F_c)}{\rho A L^2}}, \hat{\Omega} = \Omega \sqrt{\frac{\rho A L^2}{\bar{P}(F_c)}}, \gamma = c \sqrt{\frac{\rho A}{\bar{P}(F_c)}}, \mu = \frac{EI}{\bar{P}(F_c) L^2} \quad (5.13)$$

$$\Gamma(F_c) = \frac{\beta A_{OUT}(F_c)}{r_p \bar{P}(F_c)}, \quad \zeta(F_c) = \frac{EA}{\bar{P}(F_c)}, \quad \xi(F_c) = \eta \sqrt{\frac{A}{\rho \bar{P}(F_c) L^2}} \quad (5.14)$$

Then, Eq. (5.10) becomes:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 V}{\partial \tau^2} + \frac{\partial \gamma}{\partial \tau} \frac{\partial V}{\partial X} + 2\gamma \frac{\partial^2 V}{\partial X \partial \tau} - (1 - \gamma^2) \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \mu \frac{\partial^4 V}{\partial X^4} \\ - \left[\Gamma(F_c) \cos(\hat{\Omega} \tau) + \frac{\zeta(F_c)}{2} \int_0^1 \left(\frac{\partial V}{\partial X} \right)^2 dX + 2 \xi(F_c) \int_0^1 \left(\frac{\partial V}{\partial X} \right) \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X \partial \tau} \right) dX \right] \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} = 0 \end{aligned} \quad (5.15)$$

In this representation, clutch clamping force F_c dependencies appear in the belt behavior equation. To simplify the model, the time-dependent transport velocity is neglected ($\gamma = 0$) and the transverse rigidity EI is neglected ($\mu = 0$). As a result, Eq. (5.15) becomes:

$$\frac{\partial^2 V}{\partial \tau^2} - \left[1 + \Gamma(F_c) \cos(\hat{\Omega} \tau) + \frac{\zeta(F_c)}{2} \int_0^1 \left(\frac{\partial V}{\partial X} \right)^2 dX + 2 \xi(F_c) \int_0^1 \left(\frac{\partial V}{\partial X} \right) \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X \partial \tau} \right) dX \right] \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} = 0 \quad (5.16)$$

By considering the single-mode Galerkin expansion $V(X, \tau) = a_n(\tau) \psi_n(X)$ with the basis $\psi_n(X) = \sin(n\pi) / n\pi$, Eq. (5.16) becomes an equation of a Duffing oscillator with parametric excitation updates with clutch clamping force F_c dependency (i.e. *Assumption 1*). The clutch clamping force F_c dependency is the direct link with the E4C strategy. The model is entitled ***Duffing Oscillator with Controlled Parametric Excitation by E4C strategy***:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 a_n(\tau)}{d\tau^2} + [\dot{\omega}_n^2 + n^2 \pi^2 \Gamma(F_c) \cos(\dot{\Omega}\tau)] a_n(\tau) + n^2 \pi^2 \frac{\zeta(F_c)}{4} a_n^3(\tau) \\ + n^2 \pi^2 \xi(F_c) a_n^2(\tau) \frac{da_n(\tau)}{d\tau} = 0 \end{aligned} \quad (5.17)$$

where $\dot{\omega}_n = n\pi$ are the natural frequencies. The transverse belt dynamics is governed by a set of uncoupled Mathieu's equations and exhibits instability regions based on $\dot{\Omega}_n^k = 2\dot{\omega}_n/k$ where k is the instability order and $\dot{\omega}_n$ is the n th resonance mode. Furthermore, Eq. (5.17) exhibits that by controlling the clutch clamping force F_c , it is possible to control the parametric excitation magnitude $\Gamma(F_c)$, damping $\xi(F_c)$, and mean excitation $\zeta(F_c)$. In other words, the E4C strategy offers the opportunity to control belt behavior.

5.6.2 Belt first harmonic response equation under E4C

As modeled in the previous section, the E4C allows the control of the belt's behavior. In this section, effects of this control on the belt first harmonic response are pointed out.

In the case of the transmission belt, the first resonant mode of the belt's upper free span is observed with large amplitudes. The non-trivial solution of the belt harmonic response for primary resonance ($\dot{\Omega} \approx 2\dot{\omega}_1$) from (Michon et al. 2008) and updated with the clutch clamping force F_c dependencies from E4C is proposed to solve Eq. (5.17):

$$a(\tau, F_c) = \lambda(F_c) \cos\left(\frac{\dot{\Omega}}{2}\tau + \nu\right) + O(\Gamma(F_c)) \quad (5.18)$$

where the magnitude expression is:

$$\lambda(F_c) = \frac{\sqrt{8(9\alpha(F_c)^2 + 16\pi^2\chi(F_c)^2)(6\pi\sigma\alpha(F_c) \pm \pi^2\sqrt{9\alpha(F_c)^2 + 16\pi^2\chi(F_c)^2 - 64\chi(F_c)^2\sigma^2})}}{\pi(9\alpha(F_c)^2 + 16\pi^2\chi(F_c)^2)} \quad (5.19)$$

with,

$$\alpha(F_c) = \frac{\zeta(F_c)}{\Gamma(F_c)} = \frac{r_p}{\beta} \frac{EA}{A_{OUT}(F_c)} \quad , \quad \chi(F_c) = \frac{\xi(F_c)}{\Gamma(F_c)} = \eta \frac{r_p}{\beta} \sqrt{\frac{A \bar{P}(F_c)}{\rho A_{OUT}(F_c)^2 L^2}} \quad (5.20)$$

and the frequency expansion is defined as:

$$\dot{\Omega} = 2\dot{\omega}_1(F_c) + \Gamma(F_c)\sigma \quad (5.21)$$

where $\dot{\omega}_1(F_c)$ is the first resonant mode of the belt depending on clutch clamping force F_c from the mean belt tension $\bar{P}(F_c)$ in Eq. (5.12).

The equation at the boundaries of the instability region is calculated using the harmonic balance method applied to the linearized form of Eq. (5.17). In this instance, the instability region is bound by (Michon 2006):

$$\frac{\dot{\Omega}}{2} = \dot{\omega}_1(F_c) \pm \varepsilon - \epsilon \quad (5.22)$$

Where

$$\varepsilon = \Gamma(F_c) \frac{\pi}{2} \quad \text{and} \quad \epsilon = \Gamma(F_c)^2 \frac{\pi^2}{32\dot{\omega}_1(F_c)} \quad (5.23)$$

In this range, the first resonant mode is considered locked with half of the parametric excitation frequency and the first harmonic response is observed with large amplitudes.

In Fig. 5.4a, for a given range of the clutch clamping force ratio F_c/F_{lock} , the first harmonic response magnitude $\lambda(F_c)$ is calculated according to Eq. (5.19) and (5.20). Thus, when the clutch clamping force F_c is dropped down (E4C is activated), the harmonic response magnitude $\lambda(F_c)$ decreases. In keeping with the latter, in Fig. 5.4b, for a given range of the clutch clamping force ratio F_c/F_{lock} , the belt first resonant mode $\dot{\omega}_1(F_c)$ and instability region boundaries are calculated according to Eq. (5.22) and (5.23). Hence, when the clutch clamping force F_c is dropped down (E4C is activated), the mean belt tension $\bar{P}(F_c)$ is also reduced resulting in a decrease of the first resonant mode of the belt $\dot{\omega}_1(F_c)$ and a reduction of the instability region. This leads to a frequency unlocking of the first resonant mode from half of the parametric excitation frequency. In other words, the first resonant mode $\dot{\omega}_1(F_c)$ is dropped out of the instability region. Thus, the model predicts that a drop down of the clutch clamping force F_c under the F_{lock} value (E4C is activated) leads to a decrease in harmonic response magnitude $\lambda(F_c)$ and a frequency unlocking. The hypothesis is that at least one of these effects leads to belt first harmonic removal. (i.e. *Assumption 2*).

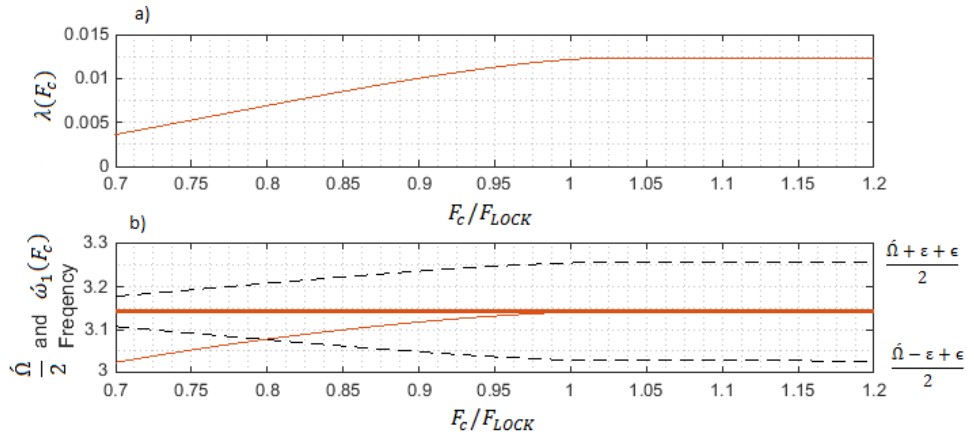


Figure 5.4: First harmonic response simulation: a) Harmonic response magnitude $\lambda(F_c)$ as a function of F_c/F_{LOCK} , b) Half excitation mode in function F_c/F_{LOCK} (-), Belt first resonant mode in function F_c/F_{LOCK} (-), Instability region boundaries in function F_c/F_{LOCK} (-) (parameters used: $A_{IN} = 30$ Nm, $\bar{T}_{IN} = 100$ Nm, $P_{belt} = 1600$ N, $\beta = 0.906$, $r_p = 61.9$ mm, $\rho A = 0.2284$ kg/m, $L = 880$ mm, $F_{LOCK} = 800$ N, $n = 16$, $EA = 1.1251e06$ N and $\mu_c = 0.15$)

5.7 Experimental validation of the model

In order to validate the belt behavior model with its E4C strategy, the previous model was built on Matlab-Simulink and a test bench was set up. In this section, experimental results from the test bench are compared to the simulation results from Matlab-Simulink in order to validate the model of the belt behavior with its E4C strategy.

5.7.1 Test bench setup

The setup of the test bench consisted in an instrumented three-wheeled motorcycle which was placed on a roller dyno. The simplified architecture of the test bench is presented in Fig. 5.5.

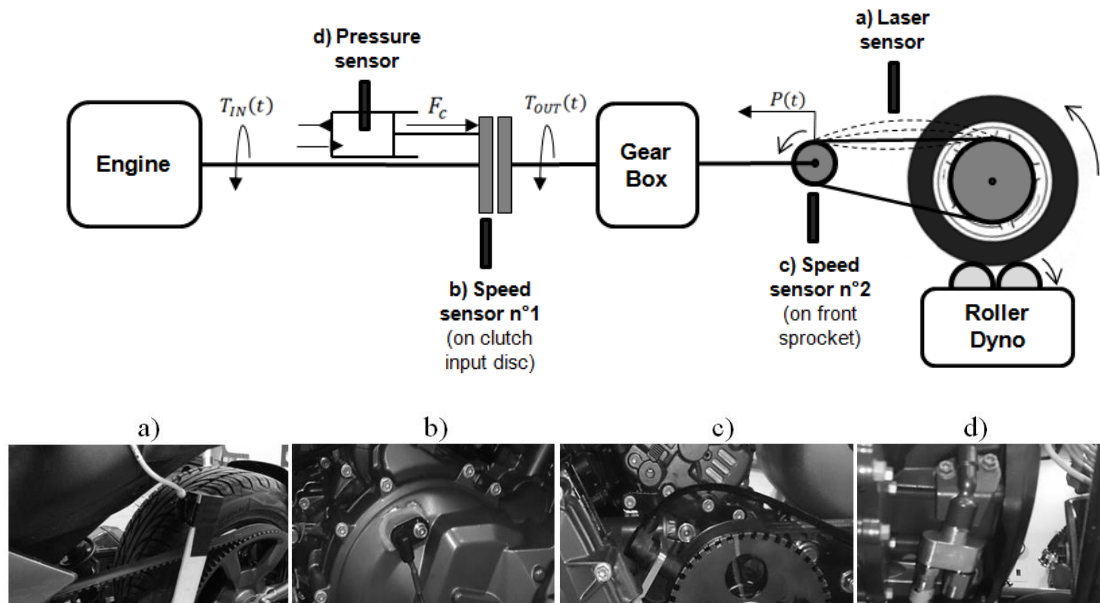


Figure 5.5: Experimental setup: a) Laser sensor, b) Clutch input disc speed sensor (speed sensor n°1), c) Front sprocket speed sensor (speed sensor n°2), d) Clutch pressure sensor

The transmission belt was instrumented with a laser sensor oriented toward the belt to measure the transverse displacement of the belt and thus the belt's oscillations frequency and magnitude (Fig. 5.5a). The clutch transmission of the three-wheeled motorcycle was instrumented with two high frequency speed sensors, one located on the clutch input disc (Fig. 5.5b entitled speed sensor n°1) and the second one located on the clutch output, more precisely on the front sprocket (toothed gear on Fig. 5.5c entitled speed sensor n°2). These two sensors aimed to measure clutch speed (input and output), clutch speed fluctuations and clutch slip. This last sensor, located on the front sprocket, allowed highlighting the speed oscillations from crankshaft dynamics (and thus crankshaft torque oscillations) spread out up to the front sprocket. Since the three-wheeled motorcycle is equipped with an electrohydraulic clutch actuator, an additional pressure sensor was located on the hydraulic piston of the electrohydraulic clutch actuator in order to measure an accurate clutch clamping pressure (Fig. 5.5d). A real time controller was used to control the electrohydraulic clutch actuator. Signals from the added sensors and the vehicle's information relayed on the CAN diagnostic bus were acquired on a same platform. A high speed camera was used to capture the belt's oscillation shape.

5.7.2 Model simulation setup

The model of the belt behavior with its E4C strategy was simulated with Matlab-Simulink. Engine speed, engine torque and clutch clamping force inputs were acquired from experimental runs. Hence, experimental belt behavior and simulated belt behavior have same inputs. Belt and transmission characteristics for the model were provided by the respective manufacturers as presented in Tab. 5.1.

Table 5.1: Belt and transmission characteristics used for the model

Belt and Transmission characteristics		
Belt free span length	L	880 mm
Belt mass density	ρ	1245.4 Kg/m ³
Belt mean cross sectional area	A	183.4 mm ²
Belt longitudinal rigidity	EA	1.1251e06 N
Belt longitudinal viscous damping	η	349.3 Ns/m
Front sprocket radius	r_p	61.9 mm
Gear ratio from clutch output disc to front sprocket	β	0.906
Number of friction surfaces	n	16
Effective radius of a clutch disc	r_e	66.8 mm
Friction coefficient of the clutch disc garniture	μ_c	0.15
Clutch piston cross-sectional area	A_c	0.0028 m ²

5.7.3 Experimental measurement and Simulation results of belt behavior

5.7.3.1 Belt first harmonic response: experimentation and simulation

A Test #1 aimed to validate *Assumption 1* through the experimental test bench and through the simulated model. This test enabled the validation of the constructed model of belt behavior when E4C was not activated. Since belt oscillations appear at specific engine speed range and engine torque range, Test #1 consisted in a slow acceleration ramp in overdrive at high speed with 0% slope grade.

The front sprocket speed from speed sensor n°2 is presented in Fig. 5.6a. Its associated spectrum analysis and the measured crankshaft first order ($\Omega = 1.5 \Omega_m$) in Fig. 5.6b, show that the front sprocket speed spectrum attained a high magnitude at the crankshaft first order ($\Omega = 1.5 \Omega_m$). Thus, the crankshaft first order Ω was spread out up to the front sprocket throughout all of Test #1. This proves that crankshaft torque oscillations were spread out up to the front sprocket and thus exhibit an excitation of the belt at the crankshaft first order Ω .

The experimental measurement of the belt response is presented in Fig. 5.7a. It depicts belt oscillations on its first mode between 10 and 15 seconds with a maximum magnitude of 14mm. The simulation result of the belt response is presented in Fig. 5.7c. Analysis revealed that belt oscillations on its first mode were predicted between 10 and 15 seconds with a maximum magnitude of 16.9 mm. Thus, experimental observations are indeed predicted by the model. The observed transverse displacement of the belt's upper free span provided by the high speed camera and depicted in Fig. 5.8 confirmed that the belt oscillated on its first mode.

In Fig. 5.7b, the spectrum analysis of the experimental belt response and the calculated $\Omega/2 = 0.75 \Omega_m$, highlight that the belt oscillated on its first mode as soon as its first mode frequency ω reached approximately half of the crankshaft first order ($\omega \approx \Omega/2 = 0.75 \Omega_m$). Since the belt was excited by crankshaft torque oscillations at crankshaft first order Ω , the belt oscillated on its first mode ω as soon as its first mode ω reached half of the excitation order $\Omega/2$. In the same manner, the spectrum analysis of the simulated belt response was traced in Fig. 5.7d in which the model also predicted that the belt oscillated on its first mode as soon as the belt's first mode frequency reached approximately half of its excitation order.

In Fig. 5.9, experimental measurements and simulation results of the belt harmonic response magnitude versus belt harmonic response frequency is presented at 13.1 seconds. Results show that belt harmonic response magnitude was maximum at $\omega \approx \Omega/2$.

Hence, for both temporal results and spectral results, the simulated belt response closely conformed to the experimental belt response. On both traces (Fig. 5.7a and 5.7b versus Fig. 5.7c and 5.7d), the first harmonic response was observed and predicted with equivalent magnitudes for similar frequencies. This confirms that the belt behaves as an

oscillator with a parametric excitation (i.e. thus validating *Assumption 1*) and also validates the constructed model of belt behavior when E4C is not activated.

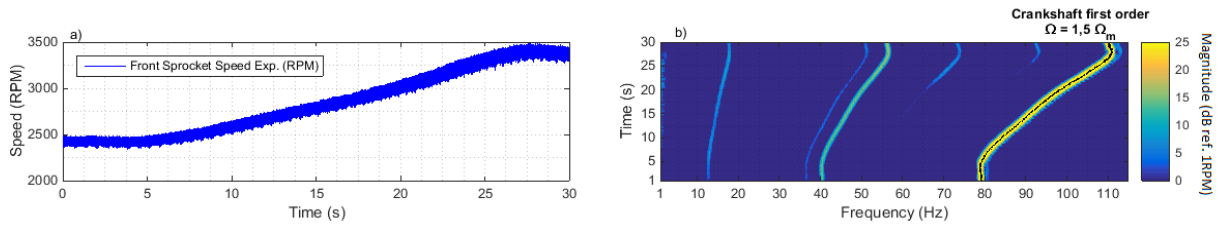


Figure 5.6: Belt excitation: a) Front sprocket speed from speed sensor n°2, b) Spectrum analysis of the front sprocket speed from speed sensor n°2 where (...) is the crankshaft first order Ω

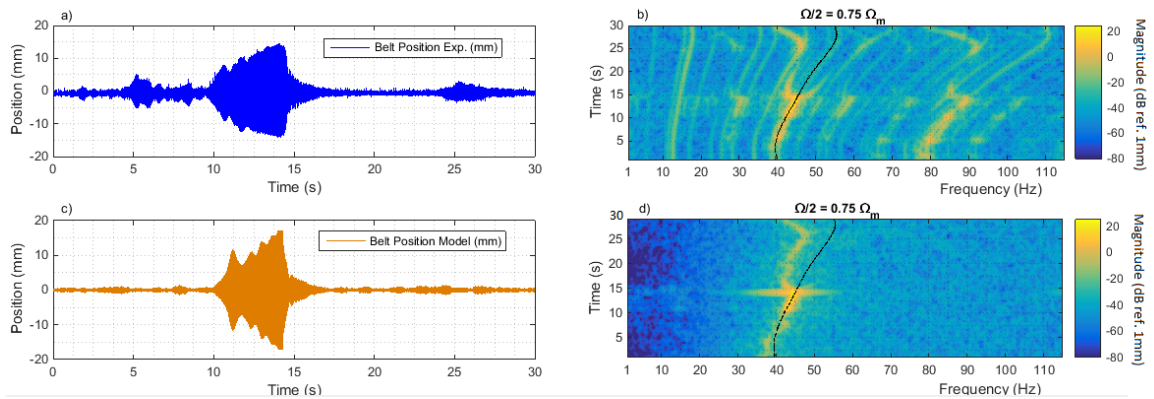


Figure 5.7: Belt response: a) Belt position from the laser sensor, b) Spectrum analysis of belt position from the laser sensor where (-.-) is half of the crankshaft first order $\Omega/2$, c) Belt position from the model, d) Spectrum analysis of belt position from the model where (-.-) is half of the crankshaft first order $\Omega/2$

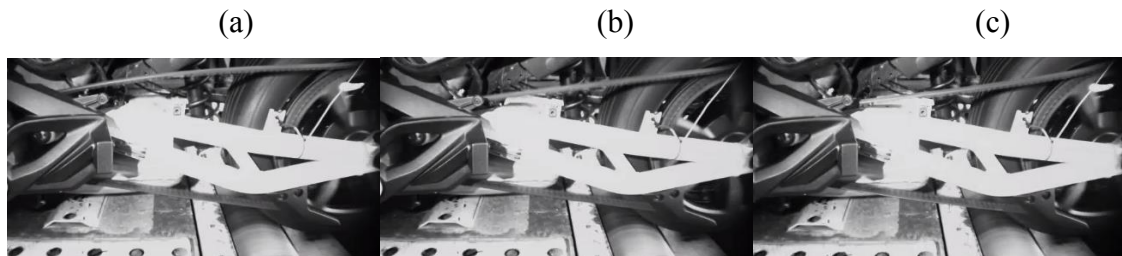


Figure 5.8: Three different positions of the belt's upper free span captured by the high-speed camera. (a) Higher position, (b) Middle position, (c) Lower position

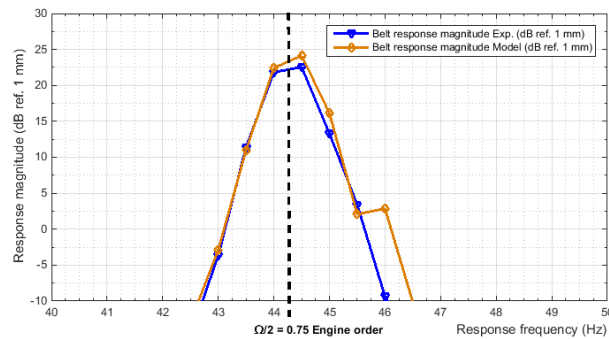


Figure 5.9: Belt response at 13.1s from experiment and from model: Belt response magnitude versus Belt response frequency

5.7.3.2 Belt first harmonic response under E4C: experimentation and simulation

Test #2 aimed to validate *Assumption 2* through the experimental test bench and through the simulated model. This test enabled the validation of the constructed model of belt behavior when E4C is activated and to draw conclusions regarding the efficiency of the E4C strategy. Test #2 consisted in driving the vehicle at a favorable engine speed range and engine torque range so as to make the belt oscillate on its first resonant mode. Hence, the vehicle was slowly accelerated and stabilized at about 100km/h in 6th gear with 6% slope grade to allow the belt to oscillate on its first resonant mode from 65 seconds. As soon as a stable belt harmonic response was observed the E4C was switched on for few seconds and then switched off.

Experimentally, the clutch piston pressure was used as clutch clamping force for the E4C strategy. The E4C was activated between 70.8 seconds and 79.4 seconds as illustrated in Fig. 5.10a and 5.10b. At 70.8 seconds, the clutch piston pressure was dropped down from 7.8 bars to 5.7 bars, which brought the clutch slip level to 0.7% at 74 seconds. Then, at 79.4 seconds, the clutch piston pressure was raised back up to 8 bars, which returned the clutch slip level at 0%.

Experimentally, E4C caused a clipping of the crankshaft first order magnitude in the front sprocket speed spectrum as illustrated in Fig. 5.11a, 5.11b and 5.11c between 70.8 seconds and 79.4 seconds. Indeed, experimental measurements illustrated in Fig. 5.11b and 5.11c show that the crankshaft speed oscillation magnitude was clipped from 36 dB to 30 dB (ref. 1RPM) during E4C. Thus, under the assumption of a rigid transmission line, since the crankshaft speed oscillation magnitude was clipped, crankshaft torque

oscillation magnitude as well as belt excitation should be also clipped. Furthermore, according to Fig. 5.11b, experimental acquisitions herein confirmed that E4C activation, and thus a low clutch slip, did not introduce significant parasitic clutch torsional oscillations. In other words, E4C activation did not introduce clutch judder. The clipping of crankshaft torque oscillations is predicted in the model by the fact that the transmitted torque T_{OUT} is limited by $T_{LIM}(F_c)$ as defined in Eq. (5.5). Transmitted torque oscillation magnitude $A_{OUT}(F_c)$ is clipped by $T_{LIM}(F_c)$ during E4C according to Eq. (5.9). This causes a clipping of the belt excitation magnitude $\Gamma(F_c)$ according to Eq. (5.14). In addition, the level of the transmitted mean torque \bar{T}_{OUT} is reduced by T_{LIM} during E4C according to Eq. (5.8). This causes mean belt tension reduction according to Eq. (5.12), leading to the shift down of the belt's first mode frequency ω . The simulation results in Fig. 5.12 illustrate the impact of E4C activation on the transmitted torque T_{OUT} .

According to the belt first harmonic response equations, the clipping of the belt excitation magnitude $\Gamma(F_c)$ should lead to a clipping of the harmonic response magnitude $\lambda(F_c)$ - Eq. (5.19) - although there were no experimental measurements allowing us to draw conclusions regarding this effect. Moreover, according to belt first harmonic response equations, the shift down of the belt's first mode frequency ω should lead to a frequency unlocking of this first mode frequency ω from half of the belt's excitation frequency $\Omega/2$ - Eq. (5.22). Experimental measurements and simulation results pointed out this last effect in Fig. 5.13. Note that in Fig. 5.14a and 5.14c, the observed and predicted belt response show that oscillations are removed at 74s, as soon as the belt's first mode frequency ω decreases from 47.5Hz to 45.5 Hz in the experimental measurements and from 47.5Hz to 44 Hz in the simulation results. The belt's first mode frequency ω was hence dropped out of the instability region, leading to belt oscillation removal. Note that the level of clutch pressure (and thus, the level of clutch slip) required for frequency unlocking, were pre-determined experimentally.

In summary, experimental measurements and simulation results exhibit that E4C causes a clipping of the belt excitation magnitude $\Gamma(F_c)$. This leads to a shift down of the belt's first mode frequency ω clearly causing a frequency unlocking of the belt's first mode frequency ω from half of the belt's excitation frequency $\Omega/2$ (i.e. the belt's first mode frequency ω is dropped out of the instability region). This should theoretically lead to a reduction in harmonic response magnitude (F_c) too, although experimental results did not allow drawing conclusions in this regard. Hence, at the very least, the frequency

unlocking effect causes belt oscillations removal as observed in experimental measurements in Fig. 5.14a, 5.14b and as predicted in simulation results in Fig 5.14c and 5.14d. This therefore highlights the manner and the efficiency of the E4C strategy in removing belt oscillations (i.e. thus validating *Assumption 2*). Furthermore, for both temporal results and spectral results, the simulated belt response closely conformed to the experimental belt response. On both traces (Fig. 5.14a and 5.14b versus Fig. 5.14c and 5.14d), first harmonic response upon activation of E4C was observed and predicted with equivalent magnitudes for similar frequencies, hence validating the constructed model of belt behavior when E4C is activated.

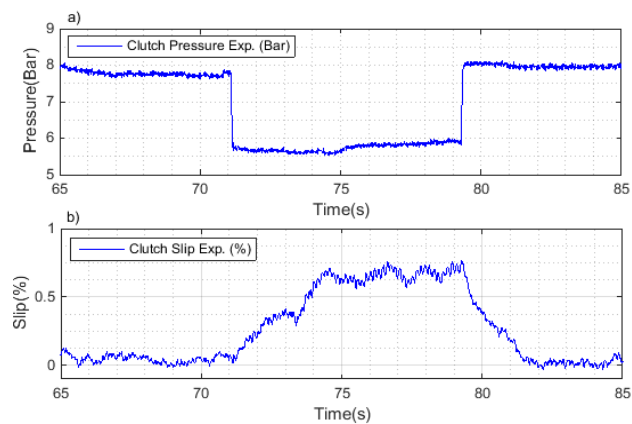


Figure 5.10 : E4C activation: Clutch pressure drop-down – a) Clutch piston pressure from pressure sensor, b) Clutch slip from both speed sensors

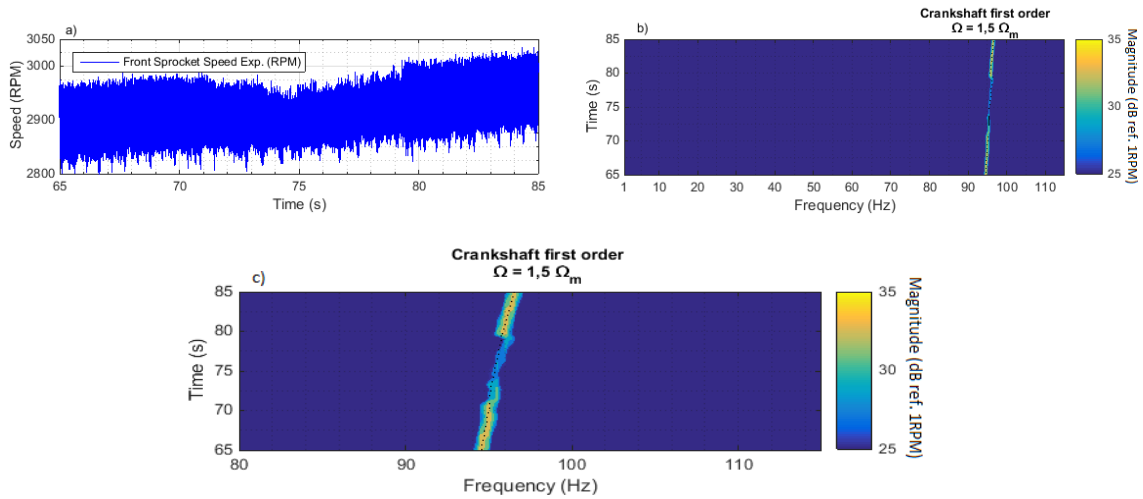


Figure 5.11: E4C effect: Clipping of the experimental crankshaft speed oscillation – a) Front sprocket speed from speed sensor n°2, b) Spectrum analysis of the front sprocket speed from speed sensor n°2 where (...) is the crankshaft first order Ω , c) Frequency zoom of b)

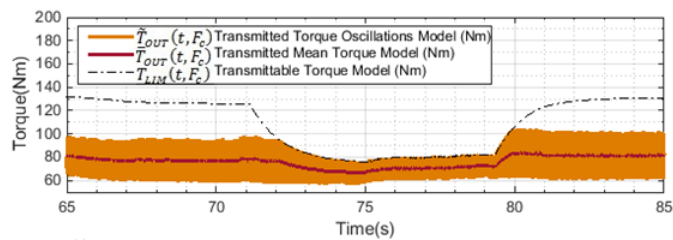


Figure 5.12: E4C effect: Clipping of the simulated crankshaft torque oscillations – Simulation results of the transmittable torque T_{LIM} (-.-), the transmitted torque oscillations \tilde{T}_{OUT} (-) and the transmitted mean torque \bar{T}_{OUT} (-)

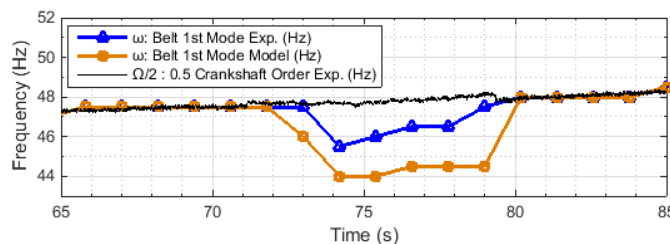


Figure 5.13: E4C effect: Frequencies unlocking – Experimental measurements and simulation results of the belt’s first mode frequency ω and the calculated half crankshaft first order $\Omega/2$.

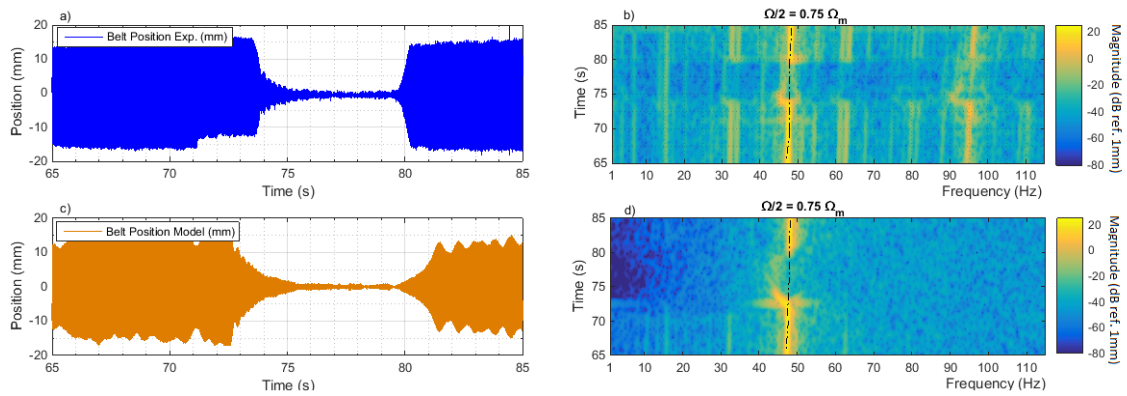


Figure 5.14: E4C effect: Belt harmonic response removal – a) Belt position from the laser sensor, b) Spectrum analysis of the belt’s position from the laser sensor where (---) is half of the crankshaft first order $\Omega/2$, c) Belt position from the model, d) Spectrum analysis of the belt’s position from the model where (---) is half of the crankshaft first order $\Omega/2$

5.8 Conclusion

In this work we present the E4C strategy for controlling oscillations of a transmission belt subject to periodic tension fluctuations. The E4C strategy allows a clipping of belt excitation that leads, at minimum, to a shift in the belt’s first mode frequency, and thus a frequency unlocking of the belt’s first mode frequency from half of the belt’s excitation frequency. In other words, the belt’s first mode frequency is dropped out of the instability region thereby resulting in belt oscillations removal.

Experimental measurements from the test bench and simulation results from the new analytical model yielded a high conformity between the observed and the predicted belt behavior with its E4C strategy. Free belt oscillations (in which E4C is not activated) and controlled belt oscillations (in which E4C is activated) were accurately predicted by the new analytical model hence leading to the validation of the constructed model and formulated assumptions.

From a practical standpoint, the E4C strategy is a low-cost and efficient method to suppress belt instabilities in all belt drive systems equipped with an upstream clutch. Indeed, belt instabilities are typically avoided by belt size redesigns or opting for mechanical solutions such as the addition of tensioners and dampers which could ultimately lead to high additional costs. In contrast, the E4C strategy is a standalone

and a low-cost solution for solving belt instability issues, in which a simple code implementation of the clutch control unit offers an efficient method to suppress belt instabilities. Moreover, the concept could be applied to control any resonance on any vehicle driveline.

CHAPITRE 6. La stratégie de contrôle spécifique de l'actionneur d'embrayage pour supprimer les oscillations de courroie : le contrôle du glissement de l'embrayage

6.1 Avant-propos

Auteurs et affiliations:

Robin Temporelli : Étudiant au doctorat, Université de Sherbrooke, Faculté de Génie, Département de génie mécanique

Philippe Micheau : Professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de Génie, Département de génie mécanique

Maxime Boisvert : Professionnel de recherche, Université de Sherbrooke, Faculté de Génie, Département de génie mécanique

Titre:

Accurate Clutch Slip Controllers during Vehicle Steady and Acceleration State

Date de soumission:

Août 2017

Revue:

IEEE Transactions On Mechatronics

Titre français:

Contrôleurs de glissement d'embrayage précis pendant les états stationnaires et d'accélération du véhicule

Contribution au document:

Comme démontré précédemment, la stratégie de contrôle par modulation de la force de serrage de l'embrayage (E4C) est efficace pour supprimer/contrôler les oscillations de courroie de transmission observées sur le véhicule. Cependant, en pratique, le contrôle de la force de serrage de l'embrayage doit se faire indirectement par le contrôle de la variable de glissement de l'embrayage. En effet, cette dernière est directement liée au confort de l'utilisateur, il est donc primordial de garder un contrôle direct de cette variable. Le glissement est donc plus pertinent à contrôler que la force de serrage, si on souhaite utiliser la stratégie E4C sans affecter l'expérience de conduite de l'utilisateur. Dans cette optique, cet article de journal propose deux stratégies de contrôle en glissement de l'embrayage conçues, dans notre cas, pour supprimer le phénomène d'oscillations de courroie. L'originalité du travail tient dans le fait qu'il considère la dynamique du glissement de l'embrayage qui est hautement non-linéaire. Il considère aussi les incertitudes paramétriques (variations en fonction du temps et de l'état du véhicule). De plus, l'environnement bruité de l'embrayage rend le contrôle du glissement encore plus complexe. Finalement, malgré les défis énumérés précédemment, la robustesse des deux contrôleurs de glissement d'embrayage est démontrée analytiquement et validée expérimentalement. En réalité, le contrôleur #1 est une première version du contrôleur de glissement d'embrayage; il est développé pour suivre avec précision et robustesse une consigne de glissement pendant les états stationnaires du véhicule (régime moteur stable). De la même manière, le contrôleur #2 est en fait la version finale du contrôleur de glissement d'embrayage; il est développé pour suivre avec précision et robustesse une consigne de glissement même pendant les états d'accélération du véhicule (régime moteur croissant).

Résumé français:

Au cours des dernières années, le contrôle de la force de serrage de l'embrayage a été largement étudié pour garantir un engagement confortable/rapide et à faible usure. Aussi, des études récentes ont mis en évidence l'intérêt de contrôler la force de serrage de l'embrayage afin de limiter les vibrations dans la ligne de transmission de certains véhicules. Cependant, que cela soit pour garantir un engagement confortable/rapide ou pour contrôler des vibrations dans la ligne de transmission, un contrôle précis du glissement de l'embrayage est nécessaire. Le contrôle du glissement de l'embrayage reste un défi en raison de sa dynamique hautement non-linéaire, de ses paramètres très incertains (variations en fonction du temps et de l'état du véhicule) et d'un

environnement bruité qui le rend encore plus complexe. Dans cette idée, cette étude présente deux contrôleurs de glissement d'embrayage précis : le premier est utilisé uniquement pendant les états stationnaires du véhicule (régime moteur stable) et le deuxième est utilisé pendant les états stationnaires et d'accélération du véhicule (régime moteur stable et croissant). Les deux contrôleurs sont présentés dans le cadre du contrôle des oscillations d'une courroie de transmission par coupure de l'excitation (E4C). Dans ce travail, malgré les incertitudes paramétriques et un environnement très bruité, la dynamique du glissement de l'embrayage en fonction de la force de serrage de l'embrayage a été identifiée dans un domaine délimité bien particulier. Ces recherches nous ont permis de concevoir les deux contrôleurs de glissement d'embrayage et de les rendre robustes dans le domaine délimité. Le premier contrôleur, basé sur des adaptations ponctuelles par *Least Square* (LS) de la relation du glissement d'embrayage en fonction de la force de serrage de l'embrayage, permet un contrôle précis du glissement de l'embrayage pendant les états stationnaires du véhicule. Cependant, l'accélération du véhicule, qui entraîne des variations rapides des paramètres d'embrayage, rend ce premier contrôleur obsolète. Au contraire, le deuxième contrôleur, basé sur une adaptation quasi continue par *Least Mean Square* (LMS) de la relation du glissement d'embrayage en fonction de la force de serrage de l'embrayage avec en parallèle un compensateur Proportionnel-Intégral (PI), permet un contrôle précis du glissement de l'embrayage à la fois dans les états stationnaires du véhicule et dans les états d'accélération du véhicule. En outre, malgré les incertitudes paramétriques et un environnement très bruité, la stabilité asymptotique du second contrôleur a été prouvée de manière analytique. Dans le cadre actuel, ces contrôleurs nouvellement conçus permettent de supprimer les oscillations de courroie. Aussi, de tels contrôleurs peuvent également être utilisés pour toute autre application de contrôle de glissement d'embrayage.

6.2 Abstract

Over the past years, the control of the clutch clamping force has been studied to guarantee a smooth/fast and low wear engagement. Recent studies have highlighted the interest in controlling the clutch clamping force in order to limit vibrations in vehicle drivelines. However, for smooth/fast clutch engagement, as is the case for driveline vibration control, an accurate control of the clutch slip is required. Clutch slip control currently remains a challenge due to its highly non-linear dynamics, its highly uncertain parameters (time-varying as a function of vehicle state) and noisy environment which

renders the clutch slip control more complex. In line with this challenging premise, this study presents two accurate clutch slip controllers: a first one used only during vehicle steady states (constant engine speed) and a second one used during vehicle steady and acceleration states (constant and increasing engine speed). Both controllers are presented in the scope of oscillations control of a transmission belt by *Excitation Clipping using Clutch Clamping Control* (E4C). In this work, in spite of parameter uncertainties and a very noisy environment, clutch slip dynamics has been identified as a function of the clutch clamping force through a bounded domain. These investigations enabled us to design both clutch slip controllers and render them robust in the bounded domain. Finally, the first controller based on punctual Least Square (LS) adaptations of a clutch slip relation yielded accurate clutch slip tracking results in vehicle steady state and robustness against slow time-varying parameters arising from vehicle aging and clutch wear. However, vehicle acceleration led to fast time-varying parameters which could not be handled by the first controller. In contrast, the second controller, based on a nearly-continuous Least Mean Square (LMS) adaptation of the clutch slip relationship in parallel with a Proportional-Integral (PI) compensator, yielded accurate clutch slip tracking results both in vehicle steady states and in vehicle acceleration states. Moreover, in spite of parameter uncertainties and a very noisy environment, the asymptotic stability of the second controller was analytically proven. Thus, the nearly continuous adaptation of the clutch slip relationship and the parallel clutch slip error compensation rendered the second controller robust against slow and fast time-varying parameters. In the present scope, these newly-designed controllers allow removing oscillations of the transmission belt, although such controllers could also be used for any other clutch slip control application.

Keywords: Clutch slip, Parameter uncertainty, Noise, Adaptive control, Mechatronics

6.3 Introduction

Over the past years, vehicle transmissions have been improved by integrating new actuation technologies in transmissions (Sun & Hebbale 2005), such as dual-clutch transmission (DCT) (Kulkarni et al. 2007) and automated manual transmission (AMT) (Montanari et al. 2004). For these transmissions, clutch actuation is typically managed by an actuator in charge of coupling input and output clutch discs. Because of the stick and slip between clutch discs, the clutch can be in three different states: open state, slipping state, and lock state. Transition between each state is achieved by controlling

the clutch clamping force provided by the clutch actuator. The control of the clutch clamping force manages clutch opening, and hence the clutch slip. In the past few years, the control of the clutch clamping force has been studied to guarantee a smooth/fast and low wear engagement (Garofalo et al. 2001)(Kim et al. 2012)(Depraetere et al. 2011)(Van Berkel et al. 2014).

In addition, the development of Torque Converter Clutches (TCC) has led to improvements in clutch slip control. Indeed, for TCC, a slipping mode is introduced for an appropriate slip speed between the pump and the turbine in order to achieve a compromise between fuel efficiency and vibration control. Hence, clutch slip control, and thus the control of the clutch clamping force, became an important issue for TCC. In (Otanez, P., Samie, F., Lee, C., and Kao 2009) and in (Hebbale, K., Lee, C., Samie, F., Kao 2011), the TCC slip controller used a model-based control method to calculate the feedforward component of the pressure control signal. In addition, potential slip errors were compensated using a feedback controller. In (Dourra, H., Kedar-Dongarkar, G., Elashhab, S., and Zohdy 2009), the TCC slip controller was designed using the H_∞ loop shaping for a 5th order linear time-invariant system to ensure the robustness to unmodeled dynamics and parameter variation. In (Higashimata, A., Adachi, K., Segawa, S., Kurogo 2004), the TCC system was modeled as a first order linear parameter varying system and a feedback controller was designed using a μ -synthesis to attain robustness. Finally, a feedforward controller was added to obtain a better response. In (Gao et al. 2011) a non-linear controller using a backstepping method was designed for the clutch-slip control.

More recent studies have highlighted the interest of controlling the clutch clamping force in order to limit vibrations in vehicle drivelines. In (Minh, 2012) and (Minh & Pumwa 2013), for a Honda Civic of 1.6L gasoline engine equipped with a 5-speed AMT, a basic clutch slip controller based on a Proportional-Integral-Derivative (PID) controller is developed in order to adjust the clutch slip level so as to increase clutch damping. This led to a reduction of the critical vibration in the vehicle driveline. Concomitantly, another study highlighted that the control of a dry-clutch system successfully eliminated vehicle longitudinal vibrations (Mashadi & Badrykoochi 2015). Thereafter, a strategy based on *Excitation Clipping by Clutch Clamping Control* (E4C) was used in order to remove oscillations of a transmission belt subject to periodic tension fluctuations in (Temporelli & Micheau 2017).

Thus, for smooth/fast clutch engagement, as is the case for driveline vibration control, an accurate control of the clutch slip is required for AMT, DCT and TCC. The clutch slip control currently remains a challenge due to its highly non-linear dynamics and its highly uncertain parameters (time-varying as a function of vehicle state) (Myklebust & Eriksson 2015). In addition, the clutch noisy environment renders the clutch slip control much more complex. In line with this challenging premise, this article presents two accurate clutch slip controllers used during vehicle steady states (constant engine speed) and vehicle acceleration states (increasing engine speed). Both controllers are presented in the scope of (Temporelli & Micheau 2017): a transmission belt of a three-wheeled motorcycle is subject to torque oscillations spread out from the engine to the belt's sprocket. This makes the belt's upper free span oscillate in specific vehicle states (engine speed/torque). The presence of a controllable clutch between the engine and the belt's sprocket allows clipping these torque oscillations, controlling the clutch clamping force, thus removing belt oscillations: the latter is called Excitation Clipping by Clutch Clamping Control (E4C). However, this strategy ultimately requires an accurate clutch slip control in order to track the clutch slip level and thus in order to avoid clutch opening or clutch chattering. Indeed, the major risk with any clutch clamping control strategy (like E4C) is an unexpected clutch opening due to the ignorance of the non-linear and time-varying relationship between clutch clamping and clutch slip. Hence, the reason for developing an accurate clutch slip controls herein.

First, the motivations for designing both clutch slip controllers with a brief recall of the problem context depicted in (Temporelli & Micheau 2017) are presented. Then, the clutch slip framework (notation and control domain) is presented. Afterwards, the clutch slip static relationship and clutch slip dynamics through an analytic model and several numeric models are developed. This brings to expose principles and algorithms of both controllers. Then, the experimental setup is described, after which the experimental results of both controllers are presented and analyzed. Finally, the accurate clutch slip control and the robustness of both controllers are discussed and conclusions are drawn.

6.4 Motivation to design a clutch slip controller: Remove transmission belt oscillations

This section recalls the problem context depicted in (Temporelli & Micheau 2017). Engine torque generated by an internal combustion engine has a periodic form whose frequency is proportional to engine speed and cylinder number. Periodic torque

fluctuations arise from the periodic combustion and oscillatory movement of moving masses. One of the observable oscillatory modes is the torsion of the crankshaft. The first order Ω (or fundamental frequency) of crankshaft torque oscillations is determined using engine order Ω_m . In the case in point, the crankshaft first order $\Omega = 1.5 \Omega_m$ is the only significant source of torque oscillations spread out from the engine to the transmission belt end-point (front sprocket). This causes dynamic belt tension fluctuations and finally the upper free span of the transmission belt behaves like an oscillator with parametric excitation whose excitation frequency is at the crankshaft first order Ω . Thus, the belt's upper free span oscillates on its first resonant mode when this frequency ω is close to half of the crankshaft first order $\Omega/2$ (i.e. the half of its excitation frequency). Hence, belt oscillations appear for a specific vehicle engine speed range \mathbf{N} and a specific vehicle engine torque range \mathbf{T} . The phenomenon appears both in vehicle steady states and in vehicle acceleration states. Fig. 6.1 shows the observed phenomenon during experimental investigations presented in (Temporelli & Micheau 2017).

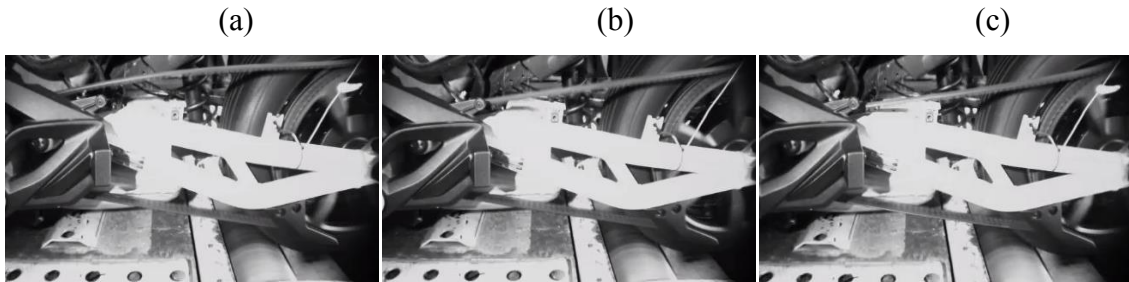


Figure 6.1: Three different positions of the belt's upper free span captured by the high-speed camera. (a) Higher position, (b) Middle position, (c) Lower position

An approach to solve the belt oscillations problem is presented in (Temporelli & Micheau 2017). The proposed strategy to remove potential belt oscillations is based on the fact that a periodic excitation in a transmission line can be controlled owing to a clutch. In the case of a transmission belt subject to periodic tension fluctuations due to torque oscillations spread from the engine to the belt front sprocket, the presence of a controllable clutch between the engine and the front sprocket allows clipping any torque oscillation and thus to clip the periodic belt tension fluctuations. Indeed, the transmitted torque at clutch output discs T_{OUT} depends on the torque at clutch input discs T_{IN} and the transmittable clutch torque $T_{LIM}(F_c)$ which is proportional to the clutch clamping force F_c during the clutch slipping state (Esnault 2009)(Duan & Singh 2006). In theory, the transmitted torque at clutch output discs T_{OUT} cannot be greater than the level of

transmittable clutch torque $T_{LIM}(F_c)$. Thus, by controlling the clamping force F_c , it is possible to clip the transmitted torque T_{OUT} and thus to clip belt tension fluctuations. This strategy is entitled Excitation Clipping using Clutch Clamping Control (E4C) and its efficiency to remove belt oscillation is highlighted in (Temporelli & Micheau 2017). However, this strategy ultimately requires an accurate clutch slip control in order to avoid clutch opening or clutch chattering. Indeed, the major risk with any clutch clamping control strategy (like E4C) is an unexpected clutch opening due to the ignorance of the non-linear and time-varying relationship between clutch clamping and clutch slip.

6.5 Clutch slip framework

6.5.1 Notations for the clutch slip control

The clutch slip level ϖ (in %) is the output variable to be controlled in the present study case. It is defined as the relative speed between input and output clutch discs such that:

$$\varpi = \frac{(N_{IN} - N_{OUT})}{N_{IN}} \quad (6.1)$$

where N_{IN} and N_{OUT} are the respective speeds (in RPM) at clutch input and output discs. As the clutch clamping force F_c manages the clutch opening, the control of the clutch slip level ϖ is basically a function of the clutch clamping force F_c . In practice, the control of the clutch clamping force F_c is achieved by controlling the overclamping level \mathcal{O} . The overclamping level \mathcal{O} (in %) is the command variable for the control in the present instance. It is defined as the ratio between the torque to transmit T_{IN} and the transmittable torque $T_{LIM}(F_c)$:

$$\mathcal{O} = \frac{T_{LIM}(F_c) - T_{IN}}{T_{IN}} \quad (6.2)$$

The transmittable torque $T_{LIM}(F_c)$ is highly dependent on the clutch clamping force F_c in the clutch slipping state (Esnault 2009)(Duan & Singh 2006)(Vasca et al. 2011).

6.5.2 Clutch slip control domain

Boundaries of the clutch slipping state naturally introduce non-linearities and discontinuities into the vehicle driveline dynamics. Indeed, if the clutch slip control is inaccurate, the clutch could potentially fall in open state or, conversely, the clutch could fall in lock state. In Fig. 6.2, experimental investigations led us to trace the curve representing the clutch slip level ϖ as a function of the overclamping level \mathcal{O} in specific conditions ($T_{IN} = 68 \text{ Nm}$ and $N_{IN} = 4050 \text{ RPM}$). This highlights the logarithmic characteristic of the curve. However, a portion of this curve can be assumed as a linear domain. This linear domain corresponds to the transition state between the clutch open state and the clutch lock state, and represents the clutch slip control domain: the clutch clamping force control is achieved in a range $\mathbb{F} = [F_{MIN}; F_{LOCK}]$, corresponding to an overclamping range $\mathbb{O} = [\mathcal{O}_{MIN}; \mathcal{O}_{LOCK}]$, such that the clutch slip ϖ is in the linear range $\mathbb{S} = [0\%; \delta\%]$ where δ is the upper clutch slip limit value of the linear domain. The force F_{LOCK} (i.e. the overclamping \mathcal{O}_{LOCK}) is the threshold value such that below this value, the clutch slip ϖ gradually becomes greater than 0% and F_{MIN} (i.e. the overclamping \mathcal{O}_{MIN}) is the threshold value such that below this value, the clutch slip ϖ is over $\delta\%$. The limit δ is sufficiently low to consider that a clutch slip $\varpi \in \mathbb{S}$ does not introduce lack of power or clutch judder (Centa et al. 1999)(Crowther et al. 2004). The linear domain $\mathbb{O} \times \mathbb{S}$ is called the clutch slip control domain and is illustrated in Fig. 6.2.

6.6 Clutch slip dynamics and static relationship

6.6.1 Clutch slip static relationship

In Fig. 6.2, the linear portion of the curve corresponding to the clutch slip control domain $\mathbb{O} \times \mathbb{S}$ can be approximated by a static linear relationship. This linear relationship f in the overclamping domain $\mathbb{O} = [-10; 35]$ corresponding to the clutch slip domain $\mathbb{S} = [0.1; 1.1]$ can be defined by:

$$\begin{aligned} f: \quad \mathbb{O} &\rightarrow \mathbb{S} \\ \mathcal{O} &\mapsto \varpi = \mathbf{m}\mathcal{O} + \mathbf{b} \end{aligned} \tag{6.3}$$

where, \mathbf{m} is the slope factor and \mathbf{b} is the clutch slip offset value.

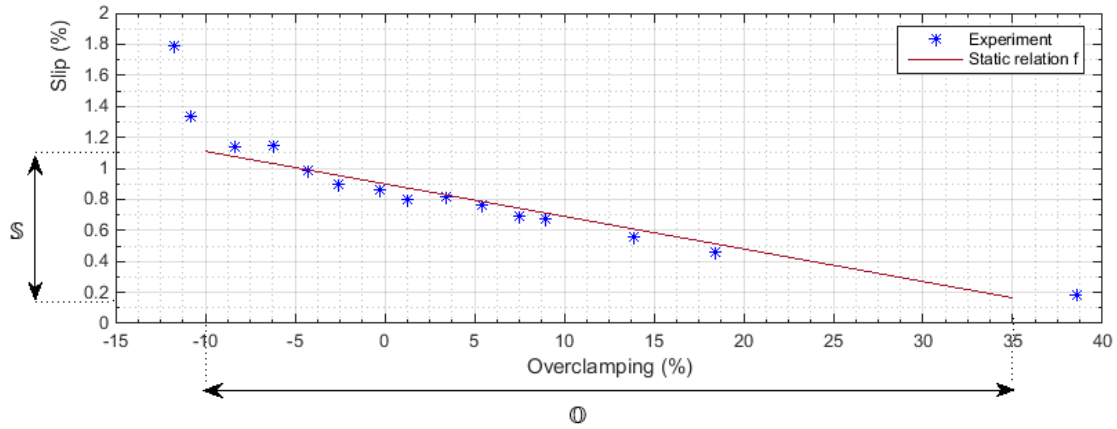


Figure 6.2: Experimental measurement (*) and identified (-) linear relationship between the clutch slip ϖ and the overclamping level \mathcal{O} for a specific vehicle steady state at $T_{IN} = 68 \text{ Nm}$ and $N_{IN} = 4050 \text{ RPM}$.

6.6.2 Clutch slip dynamics: analytic model

The domain $\mathbb{O} \times \mathbb{S}$ refers to the slipping state of the clutch. The mechanical schematics of the clutch in slipping state are presented in Fig. 6.3 and its dynamics can be modeled by the following equations:

$$\dot{\omega}_{IN} = \frac{1}{J_{IN}} (T_{IN} - T_{LIM}(F_c)) \quad (6.4)$$

$$\dot{\omega}_{OUT} = \frac{1}{J_{OUT}} (T_{LIM}(F_c) - T_D) \quad (6.5)$$

where $\omega_{IN,OUT} = \frac{2\pi}{60} N_{IN,OUT}$ are the respective angular speeds (in rad/s) at clutch input and output discs, J_{IN} and J_{OUT} are the respective rotary inertias of the input shaft and the output shaft, T_{IN} is the torque at clutch input discs and T_D the equivalent-resistant torque delivered from the tire to the output shaft (i.e. clutch output discs). The transmittable clutch torque $T_{LIM}(F_c)$ is also the effective torque transmitted from the clutch input discs to the clutch output discs T_{OUT} in slipping state. $T_{LIM}(F_c)$ is a function of the clutch clamping force F_c during the clutch slipping state, and can be modeled such that (Esnault 2009)(Duan & Singh 2006):

$$T_{LIM}(F_c) = nr_e F_c \mu_c \quad (6.6)$$

where n is the number of friction surfaces in the clutch pack, F_c is the normal clutch clamping force, μ_c is the clutch friction coefficient and r_e is the effective radius of the clutch discs.

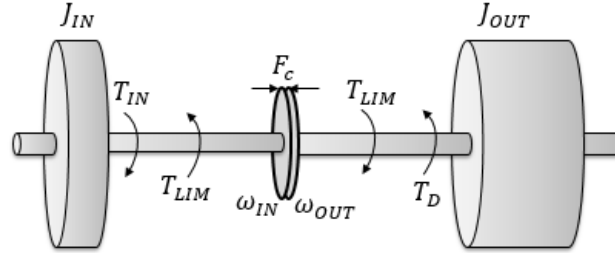


Figure 6.3: Mechanical schematics of the clutch in slipping state.

6.6.3 Clutch slip dynamics: numeric model

Tab. 6.1 and Fig. 6.4 present the results of six off-line identifications of the model between clutch slip ϖ and overclamping \mathcal{O} . The identification of the dynamics of the clutch slip was achieved using the Least Square (LS) method (Lennart Ljung 1999), for six specific vehicle steady states (engine speeds in range \mathbf{N} and engine torques in range \mathbf{T}) covering the dominating vehicle states. Indeed, we assume that, for any throttle opening, the engine speed/torque ratio would converge from the transient area (orange) to the dominating area (green) in Fig. 6.4. The six relationships between a clutch slip delta $\Delta\varpi$ and an overclamping delta $\Delta\mathcal{O}$ have been identified off-line as six first order systems H_n (with $n = 1, 2, 3, \dots, 6$) whose individual static gain \mathbf{m}_n and time constant \mathbf{t}_n depend on the torque at clutch input discs T_{IN} (i.e. engine torque) and the speed at clutch input discs N_{IN} (i.e. engine speeds):

$$H_n(s) = \frac{\mathbf{m}_n}{\mathbf{t}_n s + 1} \quad (6.7)$$

The static gain \mathbf{m}_n corresponds to the slope factor of the static relationship in Eq. (6.3). Fig. 6.5 presents the identification of the first order system H_5 , which describes the dynamics between the clutch slip and the overclamping for an engine torque at 60 Nm and an engine speed at 3700 RPM. The measured clutch slip ϖ_{REAL} is noisy, such that:

$$\varpi_{REAL} = \varpi + w \quad (6.8)$$

where w is a white Gaussian noise component (independent and identically distributed and drawn from a zero-mean normal distribution with a variance V_w). Hence, the 1σ -confidence interval of the model response is also traced in Fig. 6.5.

Considering the entire identified first order systems H_n , the 1σ -standard deviation value was calculated for all identified parameters as depicted in Tab. 6.1 and drawn in Fig. 6.6. Resulting data highlight that identifications yielded a high uncertainty on parameter values, notably for time constants. As illustrated in Fig. 6.6, in spite of identification inaccuracy, we can define a time constant interval \mathcal{T} and a static gain interval \mathcal{M} from the 1σ -standard deviation value of extremum parameters, such that in the dominating area (cf. Fig. 6.4), for any engine speed included in range \mathbb{N} and any engine torque included in range \mathbb{T} , all static gains \mathbf{m} are included in \mathcal{M} and all time constants \mathbf{t} are included in \mathcal{T} . In addition, as illustrated in Fig. 6.6, we can define four additional first order systems (H_7, H_8, H_9, H_{10}) bounding the square area $\mathcal{M} \times \mathcal{T}$. Then, we assume that in the dominating area (cf. Fig. 6.4), for any engine speed included in range \mathbb{N} and any engine torque included in range \mathbb{T} , the first order relationship between clutch slip ϖ and overclamping \mathcal{O} is contained in the square area $\mathcal{M} \times \mathcal{T}$. Parameter values for the four first order systems (H_7, H_8, H_9, H_{10}) were also calculated (cf Tab. 6.1).

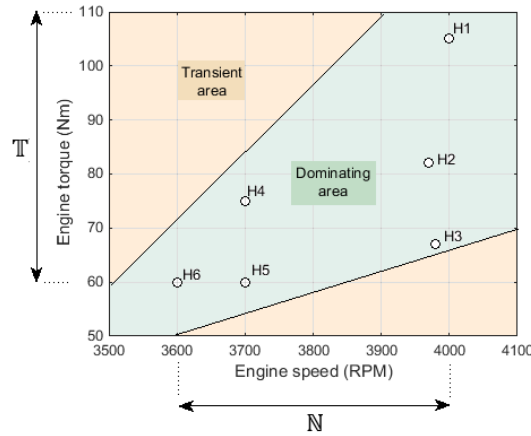


Figure 6.4: Off-line system identifications of the relationship between clutch slip level ϖ and overclamping level \mathcal{O} at six specific vehicle states

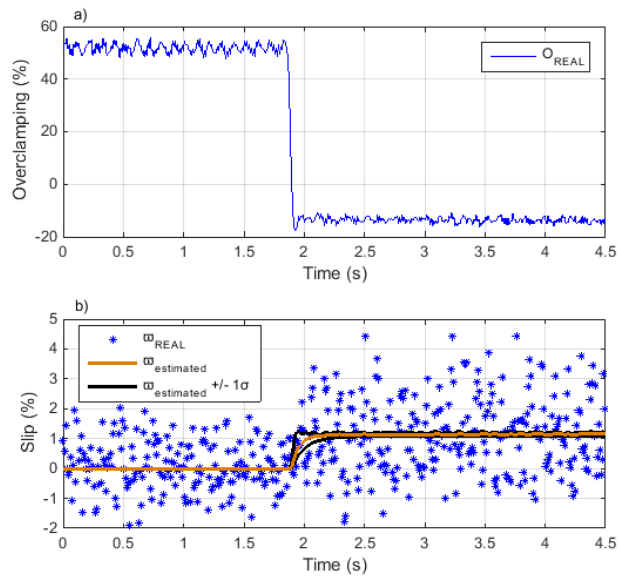


Figure 6.5: Identification of clutch slip dynamics: H_5 - a) Measured overclamping O_{REAL} , b) Measured clutch slip (*), estimated clutch slip (-) and 1σ -confidence interval of the estimation (-)

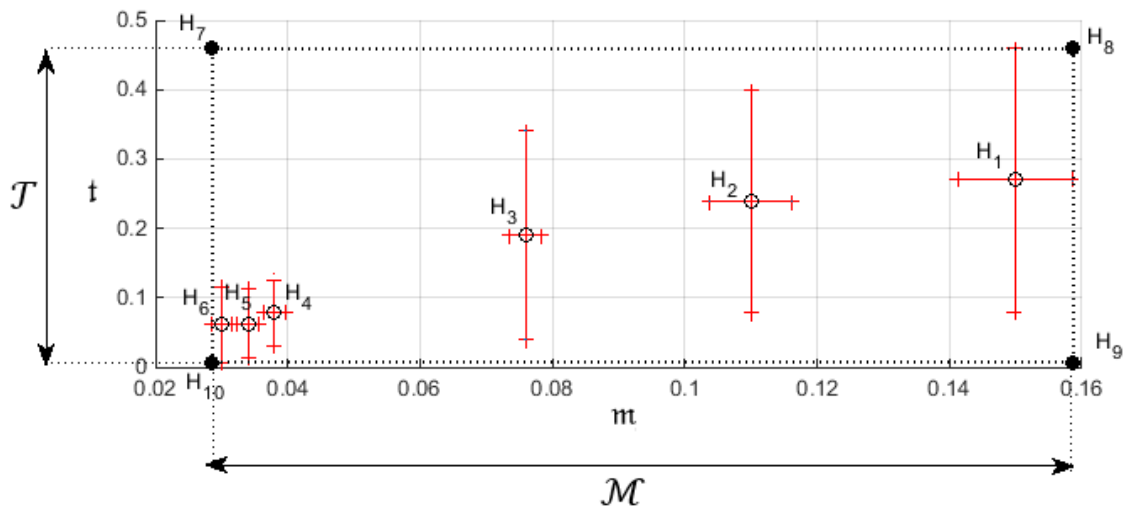


Figure 6.6: The 1σ -standard deviation value for static gains m_n and time constants t_n of each off-line identified system H_n and the four first order systems (H_7, H_8, H_9, H_{10}) at each corner of the square area $\mathcal{M} \times \mathcal{J}$.

Table 6.1: Identified parameters

System H_n	Gain m_n	σ_{m_n}	Time constant t_n	σ_{t_n}
H_1	0.15	0.0086	0.27	0.19
H_2	0.11	0.0062	0.24	0.16
H_3	0.076	0.0024	0.19	0.15
H_4	0.038	0.0016	0.078	0.048
H_5	0.034	0.0017	0.063	0.049
H_6	0.030	0.0015	0.061	0.055
H_7	0.0285	-	0.46	-
H_8	0.1586	-	0.46	-
H_9	0.1586	-	0.006	-
H_{10}	0.0285	-	0.006	-

6.7 Two clutch slip controllers

6.7.1 Principle of clutch slip controllers

With regard to the previous section, a means to address the clutch slip control problem during the E4C functioning is to base the control on an accurate relationship f - i.e. Eq. (6.3). However, there are many issues basing control on the relationship f . Indeed, the clutch has slow time-varying parameters, such as clutch disc wear, and fast time-varying parameters, such as engine speed, engine torque and oil temperature. These parametric variations lead to a modification of the curve presented in Fig. 6.2. For example, we predict that clutch wear causes a displacement of the curve toward the right. In order to overcome these parametric variations, both controllers are based on adaptive strategies.

The first controller is a feedforward controller using an identified relationship of f for specific vehicle steady states, namely constant engine speeds included in \mathbb{N} and constant engine torques included in \mathbb{T} . This only ensures an accurate control of the clutch slip – and thus allows using the E4C – at these vehicle steady states.

The second controller is a feedback controller which slowly adapts a parameter of the relationship f . Contrary to the first controller, the second controller can operate in vehicle acceleration states (and not only in vehicle steady states): i.e. variable engine

speed included in range \mathbb{N} and variable engine torque included in range \mathbb{T} . This ensures an accurate control of the clutch slip – and thus allows using the E4C – as soon as the engine speed is in range \mathbb{N} and engine torque is in range \mathbb{T} even during the vehicle acceleration state.

In addition, the control of the overclamping level – and thus the control of the clutch clamping pressure – must be accurate since controllers are based on the relationship f . It is obvious that an error between the command and the effective clutch clamping pressure leads to an error between the command and the effective clutch slip. To circumvent this, the electrohydraulic actuator has an internal pressure controller in order to ensure a precise overclamping control.

6.7.2 Controller #1: Clutch slip adaptive feedforward controller for vehicle steady state

The first controller is designed to use the E4C strategy only for a given vehicle steady state. For example, when the vehicle is cruising on the highway (constant engine speeds included in \mathbb{N} and constant engine torques included in \mathbb{T}). This consists in an adaptive feedforward controller with a slip command translated into an overclamping command through the inverted, estimated relationship \hat{f} :

$$\begin{aligned} \hat{f}: \mathcal{O} &\rightarrow \mathcal{S} \\ \mathcal{O} &\mapsto \hat{\omega} = \hat{m}\mathcal{O} + \hat{b} \end{aligned} \quad (6.9)$$

where, \hat{m} is the estimated slope factor, and \hat{b} is the estimated slip offset and $\hat{\omega}$ is the estimation of the clutch slip. The concept of the adaptive controller is presented in Fig. 6.7 and consists of two states:

- **State 1 – Estimation of the relationship \hat{f}** , cf. Fig. 6.7a: When the vehicle is in a favorable steady state (i.e. constant engine speeds included in \mathbb{N} and constant engine torques included in \mathbb{T}), the relationship \hat{f} is punctually identified on-line: during a period T , the overclamping command \mathcal{O}_c is switched into an open-loop overclamping \mathcal{O}_{IDN} consisting in a slow decreasing ramp from \mathcal{O}_{LOCK} to \mathcal{O}_{MIN} :

$$\mathcal{O}_c(t) = \mathcal{O}_{IDN}(t) = \min(\mathcal{O}_{LOCK} - \gamma t, \mathcal{O}_{MIN}) \text{ with } \gamma > 0 \quad (6.10)$$

where, γ is the slope of the ramp. The measured overclamping \mathcal{O}_{REAL} (from the pressure sensor) and the measured clutch slip ϖ_{REAL} are collected and a Least Square (LS)

algorithm (Lennart Ljung 1999) is run in order to estimate the relationship parameters $\hat{\mathbf{m}}$ and $\hat{\mathbf{b}}$. Finally, since ϖ_{REAL} includes a white Gaussian noise component, the 1σ -standard deviations, for parameters $\hat{\mathbf{m}}$ and $\hat{\mathbf{b}}$ are, also calculated.

- **State 2 – Feedforward control**, cf. Fig. 6.7b: After the identification of the relationship \hat{f} , and if the vehicle is still in the same steady state, the overclamping command \mathcal{O}_c is switched into the overclamping \mathcal{O}_{CALC} calculated from the inverted relationship \hat{f}^{-1} :

$$\mathcal{O}_c(t) = \mathcal{O}_{CALC}(t) = \hat{f}^{-1}(\varpi_{REF}) = \frac{\varpi_{REF}^* - \hat{\mathbf{b}}}{\hat{\mathbf{m}}} \quad (6.11)$$

In keeping with this notion, a constant clutch slip reference ϖ_{REF}^* is commanded and is reached owing to the identified inverted relationship \hat{f}^{-1} .

This accurate clutch slip control allows using the E4C strategy, and thus belt oscillations control, for a given vehicle steady state. Furthermore, since the relationship \hat{f} is periodically identified on-line throughout the vehicle's lifecycle, the controller is robust against slow time-varying parameters due to vehicle aging and clutch wear.

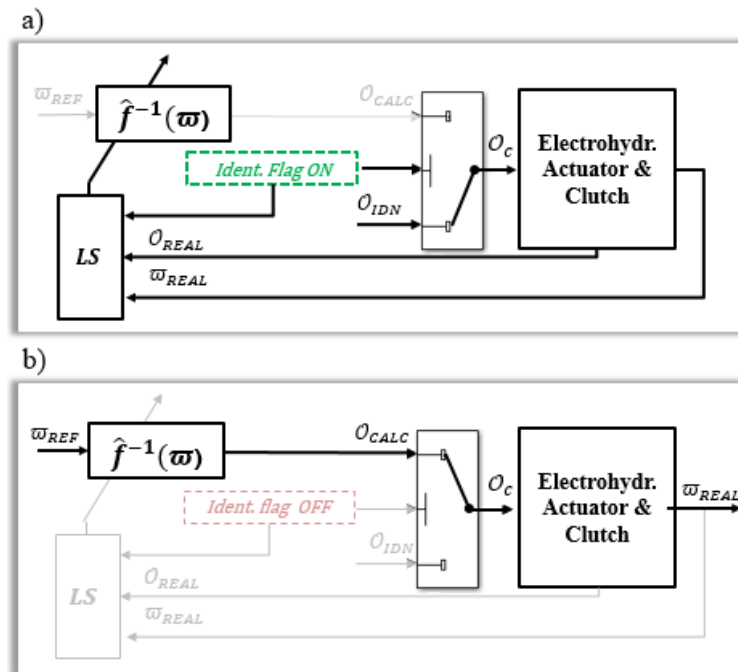


Figure 6.7: Controller #1 – Clutch slip adaptive feedforward controller: a) State 1 – Estimation of the relationship \hat{f} , b) State 2 – Feedforward control

6.7.3 Controller #2: Clutch slip adaptive feedback controller for the vehicle acceleration state

Contrary to the first controller, the second controller is designed to use the E4C strategy as soon as the engine speed is in range \mathbb{N} and the engine torque is in range \mathbb{T} even during the vehicle acceleration state. This consists in using the clutch slip error through a PI feedback controller in order to define the corrected overclamping level \mathcal{O}_{CRCTD} . In parallel, the clutch slip error is used in order to adapt the relationship \hat{f} and ultimately define the correct feedforward overclamping level \mathcal{O}_{CALC} as well. The feedback effect \mathcal{O}_{CRCTD} and the feedforward effect \mathcal{O}_{CALC} are interrelated through the command \mathcal{O}_c . The adaptation tends to decrease the feedback effect \mathcal{O}_{CRCTD} and tends to increase the feedforward effect \mathcal{O}_{CALC} .

Previous experimental measurements highlight that slow and fast time-varying clutch parameters can induce significant clutch slip offset variations but negligible slope factor variations. Hence, with regard to the adaptation of the relationship \hat{f} , the clutch slip offset $\hat{\mathbf{b}}$ is nearly-continuously adapted while the slope factor is set to constant values \mathbf{m}_n (previously identified off-line in Tab. 6.1).

Note that the clutch slip signal is filtered with a first order low-pass filter with a cut-off frequency at 40 rad/s. The filtered signal is called ϖ_{REAL-f} and the clutch slip error is defined such that $e(t) = \varpi_{REF}(t) - \varpi_{REAL-f}(t)$.

The concept of the adaptive controller is presented in Fig. 6.8 and consists of three states.

- **State 1 – Feedback and Feedforward dual effect**, cf. Fig. 6.8a: When the vehicle is in a favorable state (i.e. once the vehicle engine speed is included in range \mathbb{N} and the engine torque is included in range \mathbb{T}), a clutch slip ramp with a slow slope is ordered until a constant clutch slip level ϖ_{REF}^* is reached. The last saved in memory identified inverted relationship \hat{f}_0^{-1} is used to reach the clutch slip reference ϖ_{REF}^* and a potential clutch slip error is compensated owing to the PI feedback controller. In other words, the feedback effect \mathcal{O}_{CRCTD} and the feedforward effect \mathcal{O}_{CALC} are used to reach the clutch slip reference ϖ_{REF}^* such that command \mathcal{O}_c is defined:

$$\mathcal{O}_c(t) = \mathcal{O}_{CRCTD}(t) + \mathcal{O}_{CALC}(t) = K_p e(t) + K_i i(t) + \hat{f}_0^{-1}(\varpi_{REF}) \quad (6.12)$$

with

$$\frac{di(t)}{dt} = e(t) \text{ and } \hat{f}_0^{-1}(\varpi_{REF}) = \frac{\varpi_{REF}(t)}{m_n} - \frac{\hat{b}_0}{m_n} \quad (6.13)$$

where K_p and K_i are the respective proportional gain and integral gain of the PI feedback controller, \hat{b}_0 is the last saved in memory identified value of \hat{b} (i.e. constant), $e(t)$ is the clutch slip error at the instant t . In this configuration, the robustness of the controller is highlighted: phase margins are calculated considering a global open-loop transfer function for the four first order systems (H_7, H_8, H_9, H_{10}) bounding the square area $\mathcal{M} \times \mathcal{T}$ and the controller:

$$G_n(s) = [\mathcal{O}_{CRCTD}(s) + \mathcal{O}_{CALC}(s)]H_n(s) \quad (6.14)$$

$$G_n(s) = \left[\left(\frac{K_f}{T_f s + 1} \right) \left(K_p + \frac{K_i}{s} \right) + \frac{1}{m_n} \right] \frac{m_n}{t_n s + 1} \quad (6.15)$$

where $n = 7, 8, 9, 10$, K_f and T_f are respectively the gain and time constant of the first order low-pass filter. Here, the term $-\frac{\hat{b}_0}{m_n}$ from \hat{f}_0^{-1} is considered as a disturbance added to \mathcal{O}_c before the system. Open-loop gain margins are assumed to be infinite for such systems and controller. Hence, since phase margins $\text{Pm}(G_7) = 84.7 \text{ deg}$, $\text{Pm}(G_8) = 44.5 \text{ deg}$, $\text{Pm}(G_9) = 123 \text{ deg}$ and $\text{Pm}(G_{10}) = 154 \text{ deg}$, the robustness of the controller is highlighted in the square area $\mathcal{M} \times \mathcal{T}$. Thus, in *State 1*, the controller is robust at any engine speed included in range \mathbb{N} and at any engine torque included in range \mathbb{T} in the dominating area (cf. Fig. 6.4).

- ***State 2 – Feedback and Feedforward effect inversion by estimation of the relationship \hat{f}*** , cf. Fig. 6.8b: As soon as the clutch slip reference ϖ_{REF}^* is reached, the clutch slip offset \hat{b} of the relationship \hat{f} is adapted using a Least Mean Square (LMS) adaptive algorithm (Haykin & Widrow 2003), with the input set at **1**:

$$\hat{b}(k+1) = \hat{b}(k) - \mu e(k) \quad (6.16)$$

where $\hat{b}(k)$ is the clutch slip offset at instant k and μ is the step size parameter (adaptation constant) conditioning the convergence sensitivity. Finally, the command \mathcal{O}_c evolves at each instant k such that:

$$\mathcal{O}_c(k) = \mathcal{O}_{CRCTD}(k) + \mathcal{O}_{CALC}(k) = K_p e(k) + K_i i(k) + \hat{f}^{-1}(k, \varpi_{REF}^*) \quad (6.17)$$

with

$$\hat{f}^{-1}(k, \varpi_{REF}^*) = \frac{\varpi_{REF}^*}{m_n} - \frac{\hat{\mathbf{b}}(k)}{m_n} \quad (6.18)$$

The command \mathcal{O}_c evolves such that effect magnitudes \mathcal{O}_{CALC} and \mathcal{O}_{CRCTD} tend to be inverted. Indeed, in Appendix (A), fixed points and asymptotic stability are proven for the four first order systems (H_7, H_8, H_9, H_{10}) bounding the square area $\mathcal{M} \times \mathcal{T}$, taking into account the parameter values listed in Tab. 6.2. Hence, as proven in Appendix (A): when the clutch slip offset $\hat{\mathbf{b}}$ is adapted, it converges to the real value \mathbf{b}_{REAL} , thus the feedforward effect level \mathcal{O}_{CALC} also converges to the correct value and the feedback effect \mathcal{O}_{CRCTD} converges to zero. Moreover, in Appendix (A), the asymptotic stability proof for the square area $\mathcal{M} \times \mathcal{T}$ highlights the robustness of the controller in *State 2* for any engine speed included in range \mathbb{N} and at any engine torque included in range \mathbb{T} in the dominating area.

Table 6.2: Parameter values selected

Parameters	Symbols	values	Units
Selected step size parameter (adaptation constant)	$\mu_{selected}$	0.1	
Integral gain	K_i	100	
Proportional gain	K_p	50	
Sampling period	T	0.01	s
First order low-pass filter cut-off frequency	ω_f	40	rad/s
First order low-pass filter gain	K_f	1	

- **State 3 – Feedforward dominating effect**, cf. Fig. 6.8c: In this state, as proven previously, the clutch slip offset $\hat{\mathbf{b}}$ has converged to the real value \mathbf{b}_{REAL} and the feedback effect \mathcal{O}_{CRCTD} has converged to zero. Hence, the command \mathcal{O}_c has converged such that:

$$\lim_{k \rightarrow \infty} \mathcal{O}_c(k) = \frac{\varpi_{REF}^* - \mathbf{b}_{REAL}}{m_n} \quad (6.19)$$

In other words, the feedforward effect \mathcal{O}_{CALC} remains the only effect in *State 3*.

Hence, even if the clutch slip offset parameter \mathbf{b}_{REAL} is fast time-varying (notably

during the vehicle acceleration state), the feedback effect \mathcal{O}_{CRCTD} allows compensating for this fast variation while $\hat{\mathbf{b}}$ is adapted and converges to \mathbf{b}_{REAL} . Hence, the controller is robust against slow and fast time-varying parameters. This allows a precise tracking of the clutch slip reference ϖ_{REF} in all vehicle acceleration states (not only in vehicle steady states). This accurate clutch slip control allows using the E4C strategy, and thus belt oscillations control, as soon as the engine speed is in range \mathbb{N} and the engine torque is in range \mathbb{T} even during the vehicle acceleration state.

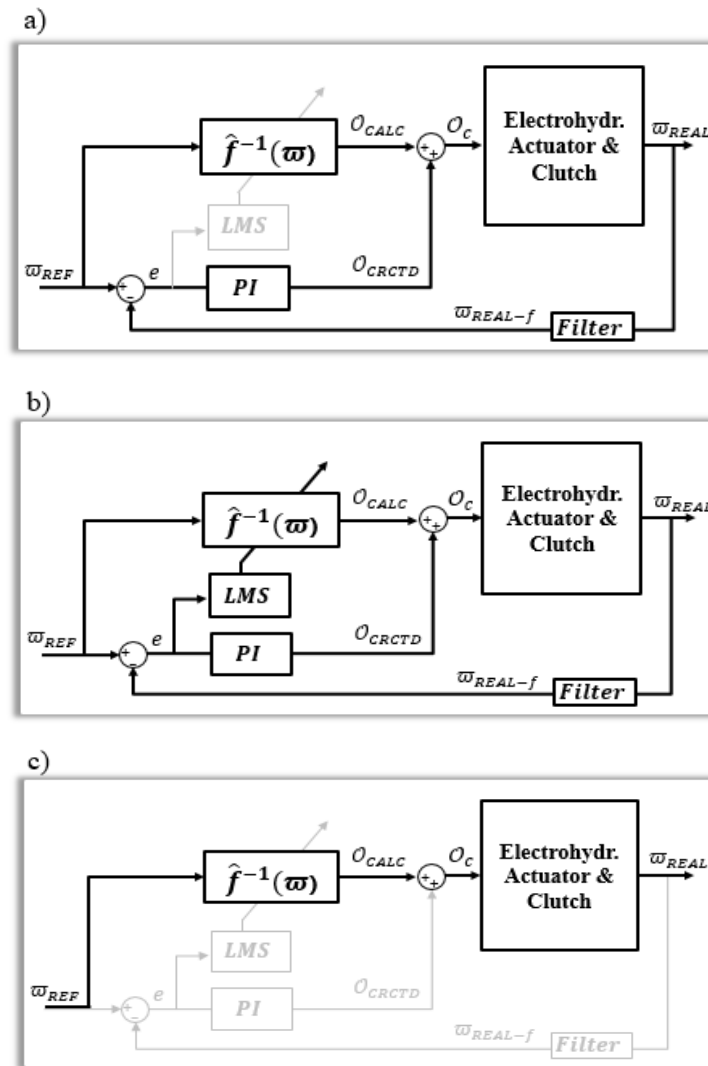


Figure 6.8: Controller #2 - Clutch slip adaptive feedback controller architecture: a) State 1 – Feedback and Feedforward dual effect, b) State 2 – Feedback and Feedforward effect inversion by estimation of the relationship \hat{f} , c) State 3 – Feedforward dominating effect.

6.8 Experimental results

6.8.1 Experimental setup

Experimental investigations were conducted in order to validate accuracy of both clutch slip controllers. The experimental setup is presented in Fig. 6.9 and consisted of a three-wheeled motorcycle with its basic instrumentation (sensors), placed on a roller-dyno and whose electrohydraulic clutch actuator - Hydraulic Control Unit (HCU) and the actuator - was controlled through the Engine Control Unit (ECU) by an embedded real time controller implemented with a version of the clutch slip adaptive controller software. Basically, the vehicle's engine is equipped with an engine speed sensor (a) and the rear sprocket is equipped with a speed sensor (b). By taking into account the gear ratio, it is possible to calculate the clutch input speed and the clutch output speed and thereby obtain the clutch slip ω_{REAL} . Since the vehicle is equipped with an electrohydraulic clutch actuator, a pressure sensor (c) is placed on the hydraulic piston of the actuator. This allows measuring an accurate clutch clamping pressure and therefore an accurate overlamping level \mathcal{O}_{REAL} since the clutch clamping force is proportional to the overlamping level during the clutch slipping state.

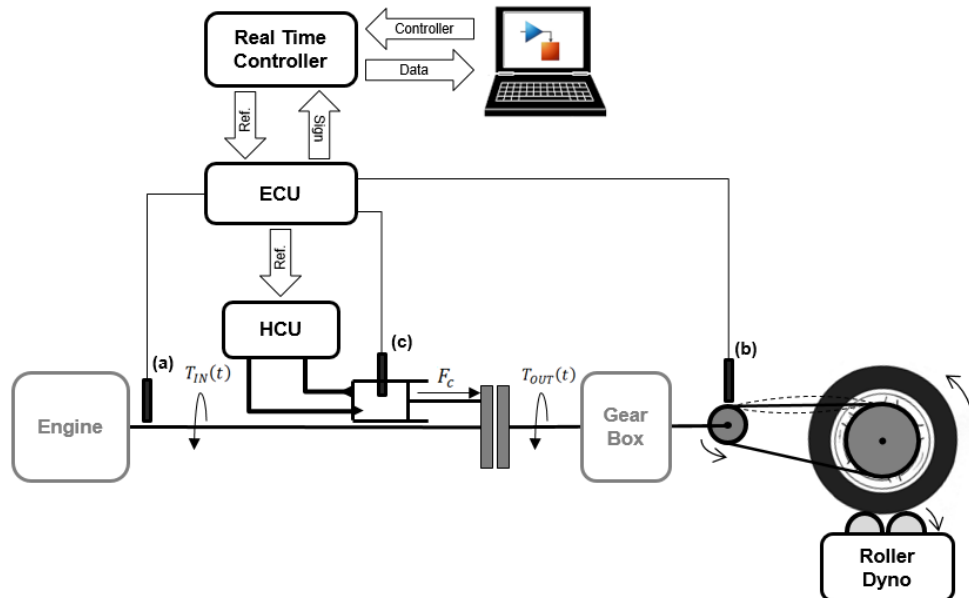


Figure 6.9: Experimental setup: (a) Engine speed sensor, (b) Rear sprocket sensor, (c) Clutch pressure sensor

The real time controller had a 100 Hz sampling frequency and collected the clutch input/output speed signals and the clutch piston pressure signal from the ECU in order to calculate, respectively, the clutch slip ϖ_{REAL} and the overclamping level \mathcal{O}_{REAL} . Concomitantly, the real time controller sends the overclamping level references \mathcal{O}_{CALC} and \mathcal{O}_{CRCTD} , calculated by the embedded clutch slip adaptive controller, to the ECU.

6.8.2 Experimental results for the clutch slip adaptive feedforward controller (controller #1)

In this section, experimental measurements are presented and analyzed allowing to illustrate the functioning of the first controller.

Fig. 6.10 illustrates *State 1* presented in section 6.7.2: an experimental example of the identification of the relationship owing to the LS algorithm. For a specific vehicle steady state, Fig. 6.10a presents the measured overclamping \mathcal{O}_{REAL} , Fig. 6.10b presents the measured clutch slip ϖ_{REAL} , the estimated clutch clip $\hat{\omega}$ and the 2σ -confidence interval of the estimated clutch clip $\hat{\omega}$, and Fig. 6.10c presents the measured relationship f , the estimated relationship \hat{f} and the 2σ -confidence interval of the estimated relationship \hat{f} .

As illustrated in Fig. 6.11, during the experiment, after identification of the relationship \hat{f} , and if the vehicle was still in steady state, *State 2* was run: a clutch slip reference ϖ_{REF}^* was ordered and reached owing to the inverted relationship \hat{f}^{-1} identified online. Fig. 6.11a and b respectively present the engine speed and engine torque of the vehicle. In this example the engine speed and the engine torque remained stable at approximately 3900 RPM (± 50 RPM) and 80 Nm (± 2 Nm) respectively, thus the vehicle was in steady state. Fig. 6.11c and d respectively present the overclamping command $\mathcal{O}_c = \mathcal{O}_{CALC}$ versus its measured response \mathcal{O}_{REAL} and the clutch slip reference ϖ_{REF} versus its measured response ϖ_{REAL} . At 85.3 seconds, the vehicle was still in steady state and *State 2* was run, leading to order a clutch slip echelon reference ϖ_{REF}^* from 0% to 0.57%. This was translated (by the inverted relationship \hat{f}^{-1}) in an overclamping level \mathcal{O}_{CALC} drop down from 60% to -4%. The associated overclamping measured response \mathcal{O}_{REAL} was very fast (around 80 ms), causing the clutch slip measured response ϖ_{REAL} to slowly increase to the clutch slip reference ϖ_{REF}^* resulting in the absolute mean slip error in steady state being equal to 0.03%. Hence, the clutch slip relationship with identified parameters \hat{m} and \hat{b} ensured an accurate feedforward control of the clutch slip in vehicle steady state. Such measured clutch slip was sufficiently high to

eliminate potential belt oscillations without disturbing vehicle dynamics or driver comfort during the vehicle steady state.

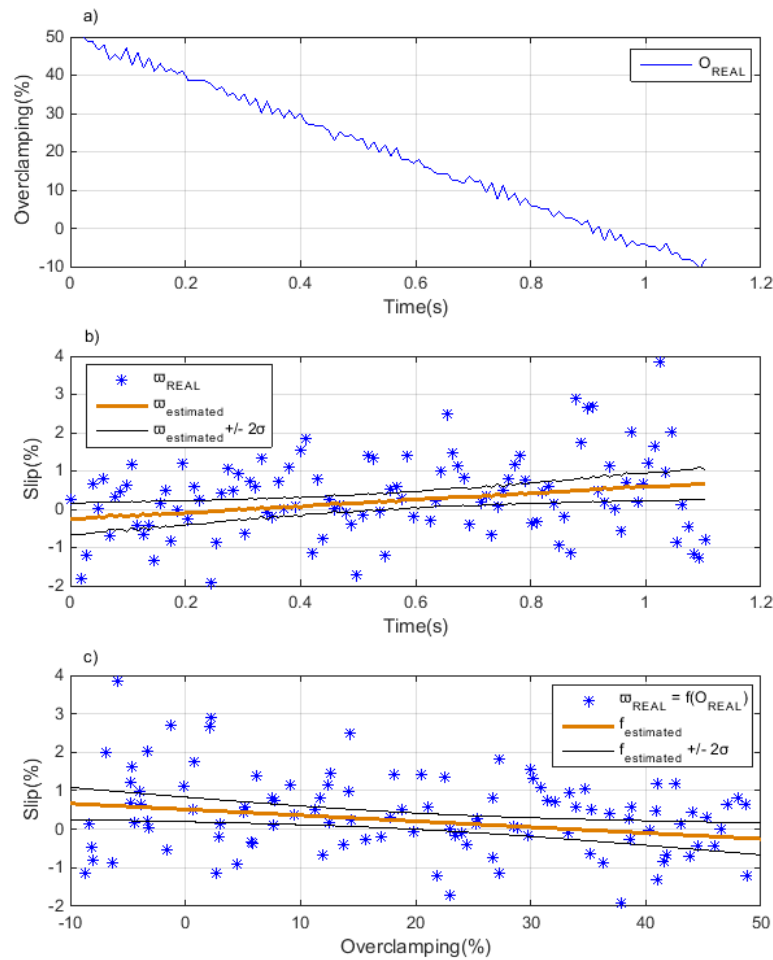


Figure 6.10: State 1 - Estimation of the relationship \hat{f} : a) Measured overclamping \mathcal{O}_{REAL} , b) Measured clutch slip ϖ_{REAL} (*), estimated clutch clip $\hat{\varpi}$ (-) and 2σ -confidence interval of the estimated clutch clip $\hat{\varpi}$ (-), c) Measured relationship f (*), estimated relationship \hat{f} (-) and 2σ -confidence interval of the estimated relationship \hat{f} (-)

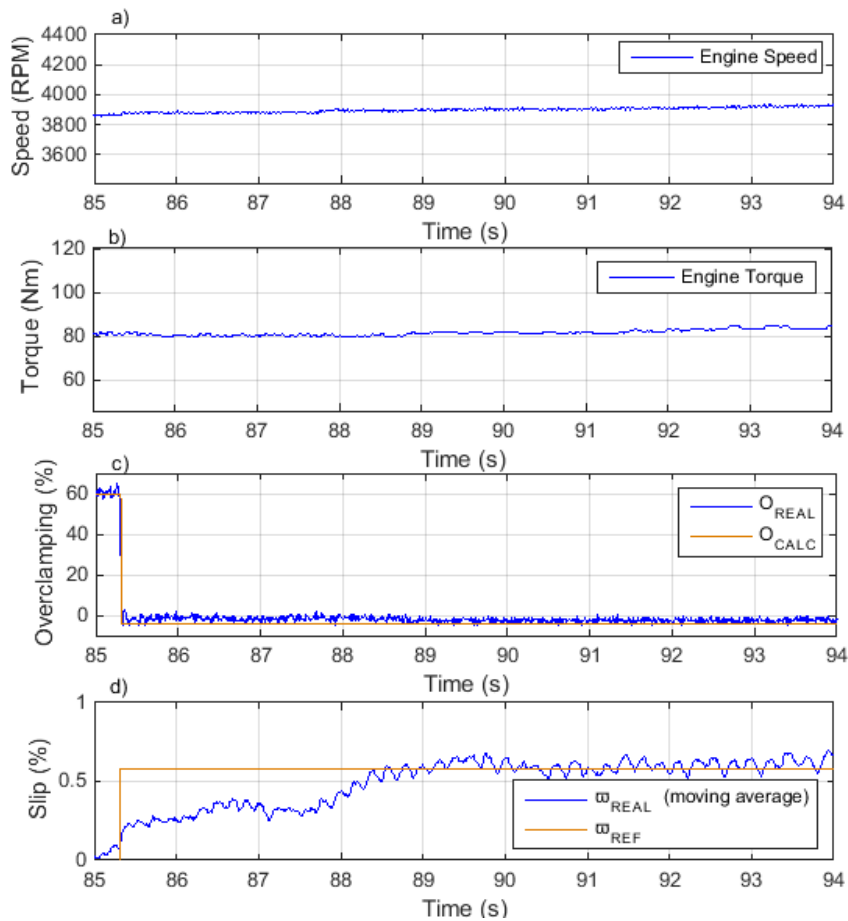


Figure 6.11: State 2 - Feedforward control: a) Engine speed, b) Engine torque, c) Calculated \mathcal{O}_{CALC} (-) and measured \mathcal{O}_{REAL} (-) overclamping levels, d) Clutch slip reference ϖ_{REF} (-) and moving average of the measured clutch slip ϖ_{REAL} (-)

6.8.3 Experimental results for the clutch slip adaptive feedback controller (controller #2)

As explained previously, the second controller is based on a feedback controller using the clutch slip error e through a PI feedback in order to define the corrected overclamping level \mathcal{O}_{CRCTD} . In parallel, the clutch slip error e is used to adapt the clutch slip offset parameter $\hat{\mathbf{b}}$ of the relationship \hat{f} and finally to define the right feedforward overclamping level \mathcal{O}_{CALC} . In this section, experimental measurements are presented and analyzed allowing to illustrate the functioning of the second controller.

As illustrated in Fig. 6.12a, at the 38th second, *State 1* (presented in section 6.7.3)

was performed: a clutch slip ramp with a slow slope was commanded until a constant clutch slip level ϖ_{REF}^* was reached. The last saved in memory identified inverted relationship \hat{f}_0^{-1} was used to reach the clutch slip reference ϖ_{REF}^* and a potential clutch slip error was compensated owing to the PI feedback controller.

As illustrated in Fig. 6.12b, as soon as the clutch slip reference ϖ_{REF}^* was reached (40th second), *State 2* (presented in section 6.7.3) was also run: the clutch slip offset $\hat{\mathbf{b}}$ of the relationship \hat{f} was adapted. As highlighted in Fig. 6.12c, the clutch offset $\hat{\mathbf{b}}$ converged to the real value \mathbf{b}_{REAL} and therefore the feedforward effect \mathcal{O}_{CALC} converged toward the right such that the PI effect \mathcal{O}_{CRCTD} converged to zero. In other words, the command $\mathcal{O}_c = \mathcal{O}_{CALC} + \mathcal{O}_{CRCTD}$ evolved such that effect magnitudes \mathcal{O}_{CALC} and \mathcal{O}_{CRCTD} tended to be inverted. During the adaptation of the clutch slip offset $\hat{\mathbf{b}}$, the global command $\mathcal{O}_c = \mathcal{O}_{CALC} + \mathcal{O}_{CRCTD}$ remained constant as illustrated in Fig. 6.12d, which rendered the clutch slip level ϖ_{REAL} stable around ϖ_{REF}^* as illustrated in Fig. 6.12a. Finally, as illustrated in Fig. 6.12, at the 200th second, the controller was on the verge of switching into *State 3* since, at this time, the feedforward effect \mathcal{O}_{CALC} was nearly the only significant effect.

Fig. 6.13 and 6.14 present an example of the second controller operating during the vehicle acceleration state. Fig. 6.13a and b respectively depict the engine speed and engine torque of the vehicle. In this example, the engine speed and engine torque increased from 3450 RPM to 4000 RPM and from 63 Nm to 85 Nm respectively, hence the vehicle was in the acceleration state. Fig. 6.13c and d respectively present the command $\mathcal{O}_c = \mathcal{O}_{CALC} + \mathcal{O}_{CRCTD}$ versus the measured response \mathcal{O}_{REAL} and the clutch slip reference ϖ_{REF} versus the measured response ϖ_{REAL} . The controller was in *State 2* for few minutes and, at the 330th second, the vehicle was accelerated. Throughout the acceleration profile, the clutch slip offset $\hat{\mathbf{b}}$ was slowly adapted making the feedforward effect \mathcal{O}_{CALC} slowly change with a low magnitude (slow variation between 11.9% and 12.1%) as illustrated in Fig. 6.14a and b. In addition, the PI effect \mathcal{O}_{CRCTD} was fast changing with a high magnitude (between -2.9% and 5.8%) in order to compensate for clutch slip errors as pointed out in Fig. 6.14c. Thus, the feedforward effect \mathcal{O}_{CALC} remained the major effect to reach the clutch slip level ϖ_{REF} and the PI effect allowed compensating fast time-varying parameters due to vehicle acceleration. Finally, a merging of both effects ensured a precise tracking of ϖ_{REF} even in the vehicle acceleration state as illustrated in Fig. 6.13. Thus, contrary to controller #1, controller #2 allowed using the E4C strategy, and thus belt oscillations control, as soon as engine

speed was in range \mathbb{N} and engine torque was in range \mathbb{T} even during the vehicle acceleration state.

Note that the ordered slip level ϖ_{REF}^* was higher in the vehicle acceleration state ($\varpi_{REF}^* = 1\%$) than in the vehicle steady state ($\varpi_{REF}^* = 0.57\%$). Indeed, previous experimental investigations led to the necessity of increasing ϖ_{REF}^* to 1% in order to ensure belt oscillation removal in the vehicle acceleration state.

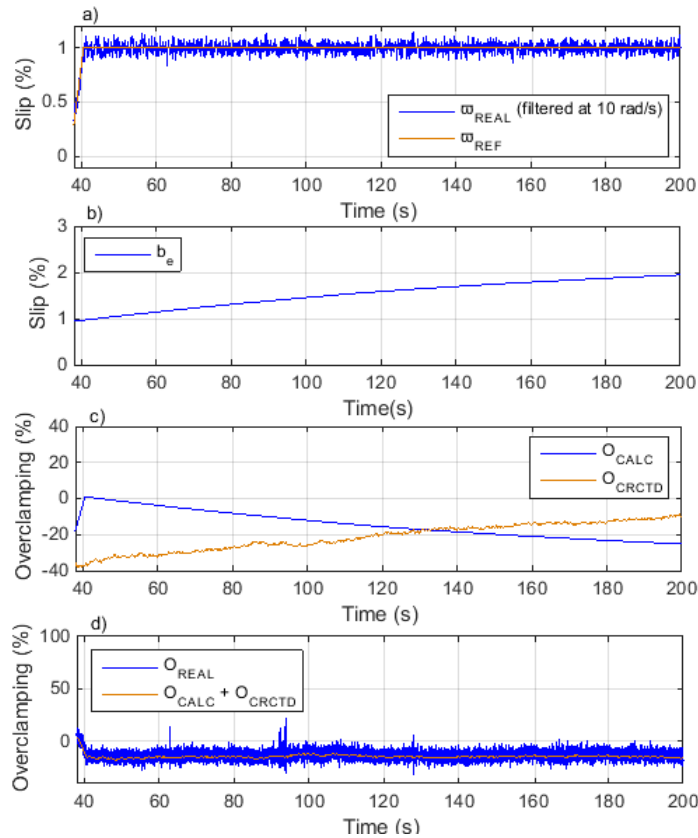


Figure 6.12: State 1, 2 and 3: a) Calculated and measured clutch slip, b) Adapted clutch slip offset \tilde{b}_e , c) Calculated \mathcal{O}_{CALC} and corrected \mathcal{O}_{CRCTD} overclamping, d) Calculated \mathcal{O}_{CALC} + corrected \mathcal{O}_{CRCTD} and measured \mathcal{O}_{REAL}

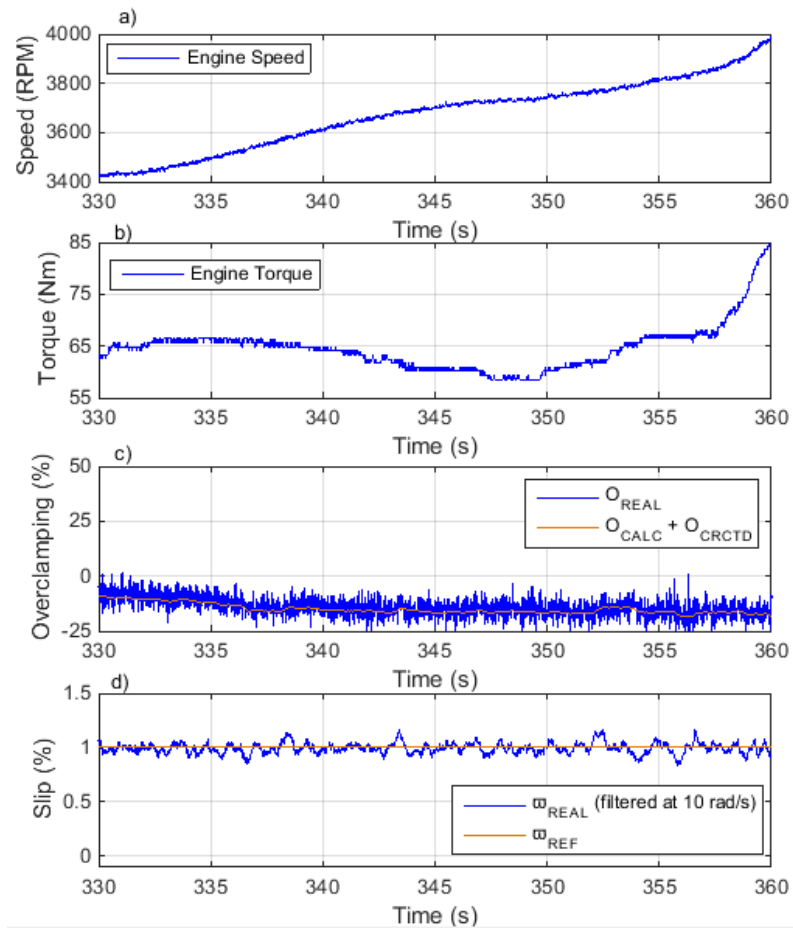


Figure 6.13: State 2 in vehicle acceleration state: a) Engine speed, b) Engine torque, c) Calculated \mathcal{O}_{CALC} + corrected \mathcal{O}_{CRCTD} and measured \mathcal{O}_{REAL} overclamping levels, d) Clutch slip reference ϖ_{REF} and measured clutch slip ϖ_{REAL}

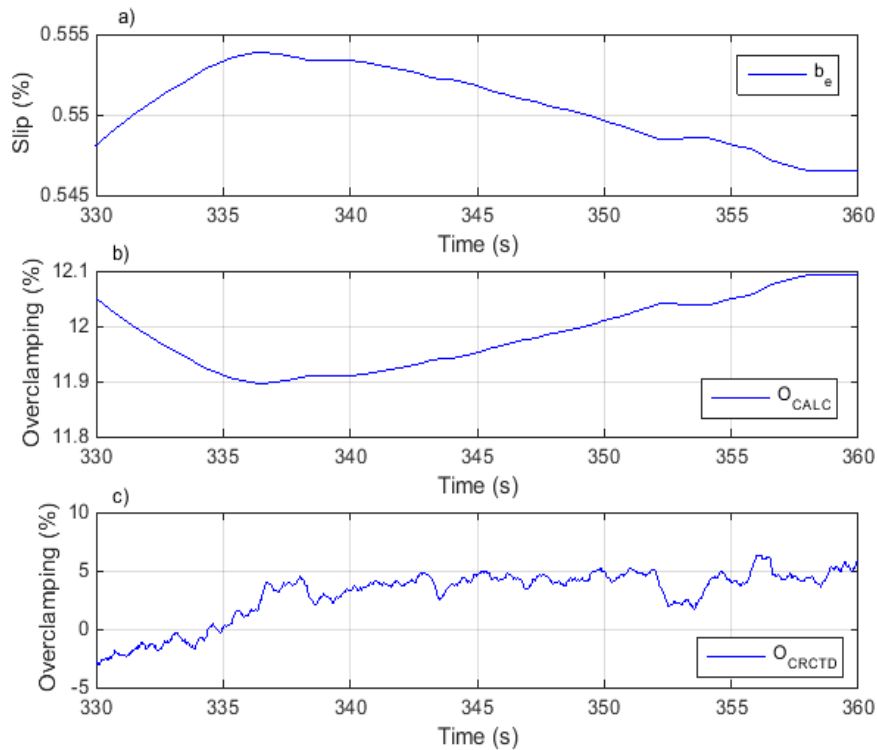


Figure 6.14: State 2 in vehicle acceleration state: a) Adapted clutch slip offset \tilde{b} , b) Feedforward effect i.e. calculated overclamping level O_{CALC} , c) PI effect i.e. corrected overclamping level O_{CRCTD}

6.9 Conclusion

For the E4C strategy, as in other clutch control applications, an accurate clutch slip control is required to avoid clutch opening or clutch chattering. In this study, in spite of a large time-varying parameter and a very noisy environment, the clutch slip dynamics was identified as a function of the clutch clamping force through a bounded domain. These investigations helped design both clutch slip controllers and render them robust in the bounded domain.

The first controller based on punctual LS adaptations of the relationship \hat{f} yields accurate clutch slip tracking results in all vehicle steady states. Moreover, as the relationship \hat{f} is punctually adapted throughout the vehicle's life cycle, the first controller can be robust against slow time-varying parameters arising from vehicle aging and clutch wear. However, a vehicle acceleration state leads to fast time-varying parameters which would not be handled by the first controller. In contrast, the second

controller, based on a nearly-continuous LMS adaptation of the relationship \hat{f} in parallel with a PI compensator, yields accurate clutch slip tracking results, both in vehicle steady states and in vehicle acceleration states. Moreover, in spite of a large time-varying parameter and a very noisy environment, the asymptotic stability of the second controller was analytically proven. Thus, the nearly continuous adaptation of the relationship \hat{f} and the parallel clutch slip error compensation rendered the second controller robust against slow and fast time-varying parameters. In the present study case, these newly-designed controllers allow removing oscillations of the transmission belt, although such controllers could also be used for any other clutch slip control application

6.10 Appendix A

In this section, fixed points and asymptotic stability is proven for the four first order systems (H_7, H_8, H_9, H_{10}) bounding the square area $\mathcal{M} \times \mathcal{T}$ and taking into account parameter values listed in Tab. 6.2.

Fixed point:

We define the error in discrete time, such that:

$$e(k) = \varpi_{REF}^* - \varpi_{REAL-f}(k) \quad (\text{A1})$$

Considering the first order low-pass filter in discrete time:

$$\varpi_{REAL-f}(k) = \alpha_1 \varpi_{REAL-f}(k-1) + \beta_1 \varpi_{REAL}(k-1) \quad (\text{A2})$$

with,

$$\alpha_1 = e^{-T/T_f} \quad \text{and} \quad \beta_1 = K_f(1 - \alpha) \quad (\text{A3})$$

Eq. (A1) becomes,

$$e(k) = \varpi_{REF}^* - [\alpha_1 \varpi_{REAL-f}(k-1) + \beta_1 \varpi_{REAL}(k-1)] \quad (\text{A4})$$

Then, considering the clutch slip ϖ_{REAL} in steady state for a given \mathcal{O}_c , we can use the real static relationship f to define the clutch slip $\varpi_{REAL}(k)$:

$$\varpi_{REAL}(k) = m_{REAL}\mathcal{O}_c(k) + \mathbf{b}_{REAL} + w \quad (\text{A5})$$

where m_{REAL} and \mathbf{b}_{REAL} are the real coefficients of the relationship f and w is the white Gaussian noise component. Thus, Eq. (A4), becomes,

$$e(k) = \varpi_{REF}^* - [\alpha_1\varpi_{REAL-f}(k-1) + \beta_1(m_{REAL}\mathcal{O}_c(k-1) + \mathbf{b}_{REAL} + w)] \quad (\text{A6})$$

Then, replacing $\mathcal{O}_c(k-1)$ by Eq. (17), Eq. (A6) becomes,

$$e(k) = \left(1 - \beta \frac{m_{REAL}}{m_n}\right) \varpi_{REF}^* - \alpha_1\varpi_{REAL-f}(k-1) - \beta_1 m_{REAL} K_p e(k-1) - \beta_1 m_{REAL} K_i i(k-1) + \beta_1 \frac{m_{REAL}}{m_n} \hat{\mathbf{b}}(k-1) - \beta_1 \mathbf{b}_{REAL} - \beta_1 w \quad (\text{A7})$$

Assuming the following fixed points:

$$\lim_{k \rightarrow \infty} E[e(k)] = 0 = e^* \quad (\text{i.e. } \lim_{k \rightarrow \infty} E[\varpi_{REAL-f}(k)] = \varpi_{REF}^*) \quad (\text{A8})$$

and,

$$\lim_{k \rightarrow \infty} E[\hat{\mathbf{b}}(k)] = \mathbf{b}^* \quad \text{and} \quad \lim_{k \rightarrow \infty} E[i(k)] = i^* \quad (\text{A9})$$

Eq. (A7) becomes,

$$\left(1 - \alpha_1 - \beta_1 \frac{m_{REAL}}{m_n}\right) \varpi_{REF}^* - \beta_1 m_{REAL} K_i i^* + \beta_1 \frac{m_{REAL}}{m_n} \mathbf{b}^* - \beta_1 \mathbf{b}_{REAL} = 0 \quad (\text{A10})$$

and finally, since $K_f = 1$, we obtain:

$$\mathbf{b}^* = \frac{m_n}{m_{REAL}} \mathbf{b}_{REAL} \quad \text{and} \quad i^* = \frac{1 - \frac{m_{REAL}}{m_n} + \left(\frac{m_{REAL}}{m_n} - 1\right) \alpha_1}{\beta_1 m_{REAL} K_i} \varpi_{REF}^* \quad (\text{A11})$$

Hence, assuming that $\frac{m_n}{m_{REAL}} = 1$, Eq. (A11) becomes,

$$\mathbf{b}^* = \mathbf{b}_{REAL} \quad \text{and} \quad i^* = 0 \quad (\text{A12})$$

Proof of convergence:

We define the state space model in continuous time such that:

$$X(t) = \begin{pmatrix} \varpi_{REAL}(t) \\ e(t) \\ \mathbf{b}(t) \end{pmatrix}, \quad U(t) = \varpi_{REF}^*, \quad Y(t) = \varpi_{REAL}(t) \quad (\text{A13})$$

$$\begin{cases} \dot{X}(t) = AX(t) + BU(t) \\ Y(t) = CX(t) + DU(t) \end{cases} \quad (\text{A14})$$

Considering the first order system H_{REAL} from Eq. (7), we calculate $\dot{x}_1(t) = \dot{\varpi}_{REAL}(t)$:

$$\dot{\varpi}_{REAL}(t) = \frac{1}{t_{REAL}} [\mathfrak{m}_{REAL} \mathcal{O}_c(t) - \varpi_{REAL}(t)] \quad (\text{A15})$$

Then, replacing $\mathcal{O}_c(t)$ by Eq. (17) in continuous time, Eq. (A15) becomes,

$$\dot{\varpi}_{REAL}(t) = \frac{1}{t_{REAL}} \left[\mathfrak{m}_{REAL} K_p e(t) + \mathfrak{m}_{REAL} K_i i(t) + \frac{\mathfrak{m}_{REAL}}{\mathfrak{m}_n} \varpi_{REF}^* - \frac{\mathfrak{m}_{REAL}}{\mathfrak{m}_n} \hat{\mathbf{b}}(t) - \varpi_{REAL}(t) \right] \quad (\text{A16})$$

Assuming $\frac{\mathfrak{m}_{REAL}}{\mathfrak{m}_n} = 1$, Eq. (A16) becomes,

$$\dot{\varpi}_{REAL}(t) = \frac{1}{t_{REAL}} \left[\mathfrak{m}_{REAL} K_p e(t) + \mathfrak{m}_{REAL} K_i i(t) + \varpi_{REF}^* - \hat{\mathbf{b}}(t) - \varpi_{REAL}(t) \right] \quad (\text{A17})$$

Furthermore, using Eq. (16) in continuous time, it is trivial to prove,

$$i(t) \equiv -\frac{T}{\mu} \hat{\mathbf{b}}(t) \quad (\text{A18})$$

where T is the sample time and μ is the step size parameter (adaptation constant). Thus, Eq. (A17) becomes,

$$\dot{\varpi}_{REAL}(t) = \frac{1}{t_{REAL}} \left[\mathfrak{m}_{REAL} K_p e(t) - \left(1 + \frac{T}{\mu} \mathfrak{m}_{REAL} K_i \right) \hat{\mathbf{b}}(t) + \varpi_{REF}^* - \varpi_{REAL}(t) \right] \quad (\text{A19})$$

Then, using Eq. (A1) and (A2) in continuous time, we calculate $\dot{x}_2(t) = \dot{e}(t)$,

$$\dot{e}(t) = -\dot{\varpi}_{REAL-f}(t) \quad (A20)$$

$$\dot{e}(t) = -\frac{1}{T_f} [K_f \varpi_{REAL}(t) - \varpi_{REAL-f}(t)] \quad (A21)$$

$$\dot{e}(t) = -\frac{1}{T_f} [K_f \varpi_{REAL}(t) - \varpi_{REAL-f}(t) + \varpi_{REF}^* - \varpi_{REF}^*] \quad (A22)$$

Since $K_f = 1$, we obtain:

$$\dot{e}(t) = -\frac{1}{T_f} [\varpi_{REAL}(t) + e(t) - \varpi_{REF}^*] \quad (A23)$$

Eq. (16) in continuous time, yields $\dot{x}_3(t) = \dot{b}(t)$:

$$\dot{b}(t) = -\frac{\mu}{T} e(t) \quad (A24)$$

Finally, we deduce A, B, C and D from Eq. (A19), (A23) and (A24):

$$A = \begin{pmatrix} -\frac{1}{t_{REAL}} & \frac{m_{REAL} K_p}{t_{REAL}} & -\frac{(\mu + T m_{REAL} K_i)}{\mu t_{REAL}} \\ -\frac{1}{T_f} & -\frac{1}{T_f} & 0 \\ 0 & -\frac{\mu}{T} & 0 \end{pmatrix}, \quad B = \begin{pmatrix} \frac{1}{t_{REAL}} \\ \frac{1}{T_f} \\ 0 \end{pmatrix}, \quad C = (1 \ 0 \ 0), \quad D = 0 \quad (A25)$$

From the Routh–Hurwitz stability criterion, the stability condition is defined as $\mathcal{R}e[\lambda(A)] < 0$. Eigenvalues $\lambda(A)$ are calculated for the four first order systems (H_7, H_8, H_9, H_{10}) bounding the square area $\mathcal{M} \times \mathcal{T}$, taking into account parameter values listed in Tab. 6.2 and for different step size parameter values μ . Results presented in Fig. 6.15 highlight that the Routh–Hurwitz stability criterion is verified before a limit value μ_{lim} for bounding systems H_7 and H_8 . With regard to Tab. 6.2, $\mu_{selected} = 0.1 < \mu_{lim}$, thus the asymptotic stability is proven for case in point.

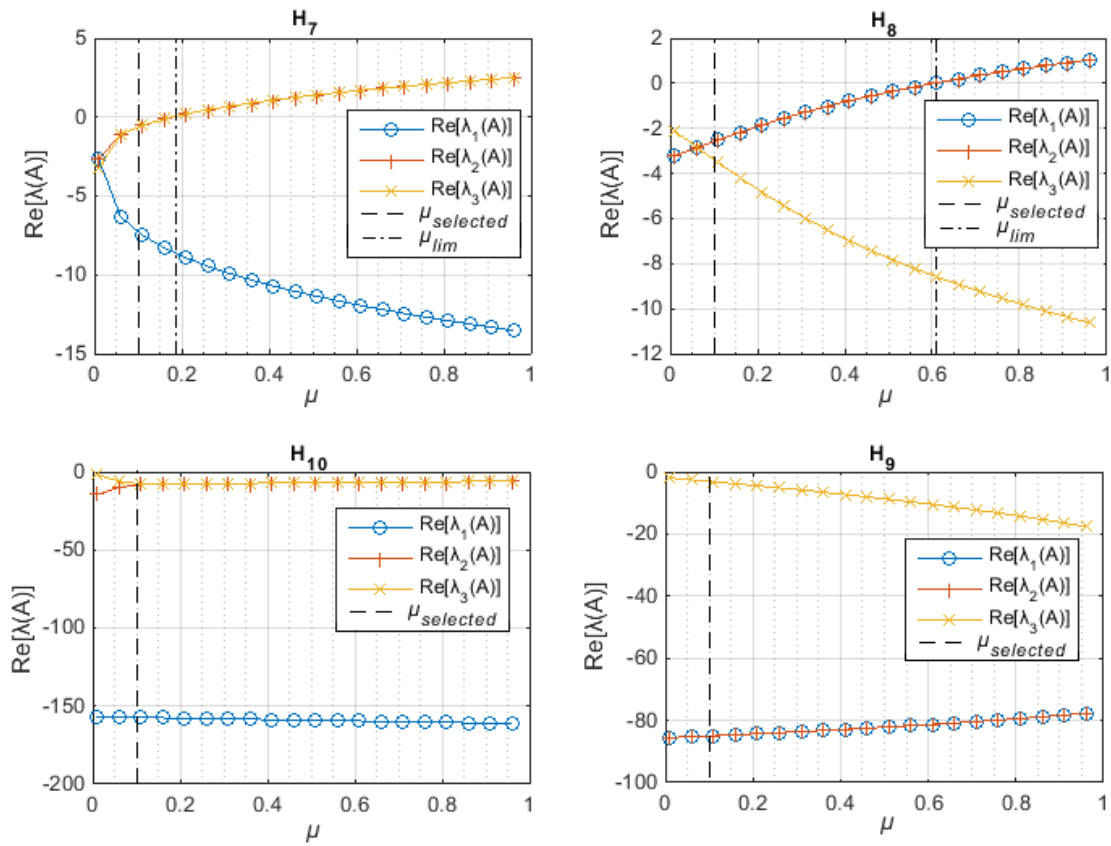


Figure 6.15: $E \text{Re}[\lambda(A)]$ for the four first order systems (H_7, H_8, H_9, H_{10}) bounding the square area $\mathcal{M} \times \mathcal{T}$ versus the step size parameter value μ

CHAPITRE 7. Conclusions

Contributions

Les travaux effectués pour les deux problématiques de recherche (1) et (2) ont mené à d'intéressantes contributions scientifiques :

Pour rappel, le projet de recherche (1) visait à concevoir et contrôler un nouvel actionneur d'embrayage électrique innovant et moins énergivore que l'actuel actionneur d'embrayage électrohydraulique utilisé dans l'AMT du véhicule de sport-tourisme à trois roues étudié. Grâce à une stratégie de commande avancée, cette rupture technologique devait permettre d'être écoénergétique tout en ayant un niveau de performance élevé et un coût acceptable.

Ainsi un concept d'actionneur électromécanique d'embrayage ingénieux et peu dispendieux a été imaginé, dimensionné, modélisé et finalement conçu. Pour sa commande haut niveau, la stratégie de contrôle adaptative développée dans (Gauthier 2010) a été utilisée. Concernant sa commande bas niveau, à travers l'investigation théorique et expérimentale des différentes non-linéarités et de la dynamique générale du système conçu, un contrôleur de pression d'embrayage intitulé *Dual Sliding Mode Controller* (DSMC) a été développé. Ce dernier offre un niveau de robustesse élevé puisqu'on a prouvé analytiquement et validé expérimentalement que le DSMC est robuste aux variations paramétriques induites par les variations de température. De plus, son architecture non-linéaire lui permet de surmonter les défis induits par les deux non-linéarités majeures que sont la raideur discontinue du système et le frottement sec présent dans le système. Enfin, on a démontré expérimentalement que pour quatre cas opérationnels critiques, le nouvel actionneur électromécanique d'embrayage associé à son DSMC est plus performant et plus précis que l'actuel actionneur électrohydraulique d'embrayage de l'AMT du véhicule étudié associé à son propre contrôleur. Aussi, une méthode originale, agile et faible coût, baptisée *Actuator-In-The-Loop* (AIL), a été utilisée pour évaluer la consommation de carburant d'un véhicule virtuel connecté au nouvel actionneur électromécanique d'embrayage, conformément au cycle de test d'émission WMTC 3.2. Sur le même cycle de conduite, une comparaison de consommation de carburant a été effectuée avec un véhicule virtuel identique équipé de l'actuel actionneur électrohydraulique d'embrayage de l'AMT du véhicule étudié.

Finalement, cette évaluation/comparaison expérimentale selon la méthode AIL, nous a mené à conclure que l'utilisation du nouvel actionneur électromécanique d'embrayage, au lieu de l'actuel actionneur électrohydraulique d'embrayage, entraîne une réduction moyenne de la consommation de carburant du véhicule de 2,95% sur un cycle WMTC 3.2. Ainsi, grâce à ces deux principaux travaux la preuve de concept pour le premier projet de recherche a été complétée avec succès.

Pour rappel, le projet de recherche (2) visait à étudier l'origine du phénomène d'oscillations de courroie observé pour certains régimes moteurs sur le véhicule de sport-tourisme à trois roues étudié. Puis, il était demandé de proposer une solution mécatronique innovante afin de supprimer ces oscillations de courroie sans altérer l'expérience de conduite.

À partir de l'analyse des données expérimentales, un modèle physique/mathématique a été construit pour expliquer les oscillations de courroie observées. Puis la solution mécatronique, basée sur une stratégie de contrôle de la force de serrage de l'embrayage, a été proposée pour supprimer les oscillations de courroie. Ainsi, le modèle physique/mathématique a été mis à jour pour inclure la composante de contrôle des oscillations par coupure de leur excitation en utilisant un contrôle de la force de serrage de l'embrayage (E4C). Ceci a donné naissance à un tout nouveau modèle physique/mathématique de comportement de courroie incluant la stratégie E4C. Il est intitulé *Duffing Oscillator with Controlled Parametric Excitation by E4C strategy*. Finalement, les oscillations de courroie libres (E4C n'est pas activé) et les oscillations de courroie contrôlées (E4C est activé) ont été observées grâce à un banc d'essai expérimental et prédites grâce au nouveau modèle physique/mathématique du comportement de la courroie. De plus, la stratégie E4C a permis de supprimer avec succès les oscillations de courroie en faisant sortir cette dernière de sa région fréquentielle d'instabilité. Ainsi, la justesse de prédiction du nouveau modèle physique/mathématique et l'efficacité de la solution mécatronique proposée ont été validées expérimentalement. Aussi, dans l'optique de réaliser un contrôle indirect de la force de serrage de l'embrayage par le contrôle direct de la variable de glissement de l'embrayage, deux stratégies de contrôle en glissement de l'embrayage ont été conçues, dans notre cas, pour supprimer le phénomène d'oscillations de courroie. Malgré d'importants défis de commande bas niveau tels qu'une dynamique de glissement hautement non-linéaire, des paramètres incertains et un environnement bruyé, la robustesse des deux contrôleurs de glissement d'embrayage a été démontrée analytiquement et validée expérimentalement. Ainsi, grâce

à ces deux principaux travaux l'origine du comportement de la courroie a été expliqué et la preuve de concept de son contrôle a été complétée avec succès.

Pour finir, les solutions développées dans les projets de recherche (1) et (2) sont compatibles entre elles. En effet, la stratégie E4C, associée au contrôleur de glissement d'embrayage développé, pourra être utilisée en parallèle du contrôleur DSMC sur le nouvel actionneur électromécanique d'embrayage.

Potentiels travaux futurs

Concernant l'axe de recherche (1), bien que la preuve de concept ait été complétée avec succès, des travaux de recherche additionnels pourraient être entrepris. Un premier travail serait de modéliser le dispositif d'actionnement électromécanique et son embrayage sur un logiciel de simulation dynamique multicorps à partir du dimensionnement du système et des équations dynamiques régissant l'ensemble du système. Ainsi, grâce au modèle multicorps conçu, ce genre de logiciel permettrait par exemple de simuler l'application d'un couple moteur sur les disques d'entrée de l'embrayage et de simuler la réponse dynamique (vitesse et couple) des disques de sortie soumis à une pression d'embrayage contrôlée par le DSMC précédemment développé. Dans un second temps, l'intégration du prototype du dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage à un véhicule pourrait être envisagée afin d'effectuer de vrais tests routiers. Lors du cycle de conduite, la commande haut niveau de l'AMT dicterait la référence de pression au DSMC intégré dans le contrôleur temps-réel et ce dernier se chargerait de faire suivre cette référence au dispositif d'actionnement électromécanique d'embrayage intégré au bloc moteur du véhicule. De cette manière, la dernière étape du cycle de conception en V pourrait être validée.

Concernant l'axe de recherche (2), bien que l'origine du comportement de la courroie ait été expliqué et que la preuve de concept de son contrôle ait été complétée également, des essais supplémentaires doivent être effectués dans l'optique d'une implantation définitive de la solution au module de contrôle de transmission du véhicule. En effet, bien que la robustesse du contrôleur de glissement d'embrayage ait été démontrée analytiquement et validée expérimentalement, certains effets indésirables pourraient être avérés après plusieurs milliers de cycles d'utilisation d'une telle logique de contrôle d'embrayage : un vieillissement prématuré des garnitures d'embrayage et l'échauffement du *clutch pack* sont pressentis. Ainsi, des essais de cyclage supplémentaires (exemple : 10000 km sous plusieurs conditions d'opération) pourraient être effectués afin d'analyser,

par la suite, les conséquences de l'utilisation d'une telle logique de contrôle sur le système d'embrayage.

BIBLIOGRAPHIE

- Alazard, D. et al., 1999. *Robustesse et Commande Optimale*, Cepadues.
- Antonov, R., 1995. Automatic centrifugal clutch with electric release and hysteresis means. Patent No: US005.423.406 A.
- Aström, K.J. & Wittenmark, B., 2008. *Adaptive Control* 2nd Editio., Dover.
- Balau, A.-E., Caruntu, C.-F. & Lazar, C., 2011. Simulation and control of an electro-hydraulic actuated clutch. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25(6), pp.1911–1922.
- Beckerman, J.W., 1999. Electromechanical friction clutch control for a manual transmission. Patent No: US005.943.911.
- Van Berkel, K. et al., 2014. Fast and smooth clutch engagement control for a mechanical hybrid powertrain. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 22(4), pp.1241–1254.
- Buaka Muanke, P., Micheau, P. & Masson, P., 2009. non-linear phase shift control of semi-active friction devices for optimal energy dissipation. *Journal of Sound and Vibration*, 320(1–2), pp.16–28.
- Centa, D., Rahnejat, H. & Munday, M.T., 1999. The influence of the interface coefficient of friction upon the propensity to judder in automotive clutches. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 213(3), pp.245–258.
- Chen, L.-Q., 2005. Analysis and Control of Transverse Vibrations of Axially Moving Strings. *Applied Mechanics Reviews*, 58(2), p.91.
- Couillard, M., Micheau, P. & Masson, P., 2008. Improved clipped periodic optimal control for semi-active harmonic disturbance rejection. *Journal of Sound and Vibration*, 318(4–5), pp.737–756.
- Crowther, A. et al., 2004. Analysis and simulation of clutch engagement judder and

- stick – slip in automotive powertrain systems. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 218(12), pp.1427–1446.
- Depraetere, B. et al., 2011. A two-level Iterative Learning Control scheme for the engagement of wet clutches. *Mechatronics*, 21(3), pp.501–508.
- Dolcini, P.J., 2007. *Contribution to the clutch comfort*. Université de Grenoble, Ph.D Thesis.
- Dourra, H., Kedar-Dongarkar, G., Elashhab, S., and Zohdy, M., 2009. Torque Converter Clutch Control using H_{∞} Loop Shaping. *SAE Technical Paper*, (2009-01-0954), p.9.
- Duan, C. & Singh, R., 2006. Dynamics of a 3dof torsional system with a dry friction controlled path. *Journal of Sound and Vibration*, 289(4–5), pp.657–688.
- Dyer, S.A. & Dyer, J.S., 2011. Distortion: Total Harmonic Distortion in an Asymmetrically Clipped Sinewave. *IEEE Instrumentation & Measurement Magazine*, 14(2), pp.48–51.
- Esnault, F., 2009. *Mechanical Construction, Power Transmission* 3rd Editio., Dunod.
- Fen L, Yuxuan L, Jianwu Z, H.H., 2002. Robust control for automated clutch of amt vehicle. *SAE Technical Paper*, (2002-01-0933), p.10.
- Ferrier, N., Markovic, M. & Perriard, Y., 2011. Conception of a piezoelectric linear motor for the generation of high linear forces. In *International Conference on Electrical Machines and Systems*. Beijing, China, pp.1–6.
- Fuller, C.R., Elliott, S.J. & Nelson, P.A., 1996. *Active Control of Vibration*, Academic Press.
- Fung, R.-F., Wu, J.-W. & Lu, P.-Y., 2002. Adaptive Boundary Control of an Axially Moving String System. *Journal of Vibration and Acoustics*, 124(3), p.435.
- Gao, B. et al., 2014. Position Control of Electric Clutch Actuator Using a Triple-Step non-linear Method. *IEEE Transactions On Industrial Electronic*, 61(12), pp.6995–7003.

-
- Gao, B.Z. et al., 2011. Design of clutch-slip controller for automatic transmission using backstepping. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 16(3), pp.498–508.
- Garofalo, F. et al., 2001. Smooth Engagement for Automotive Dry Clutch. In *Proceedings of 40th IEEE Conference on Decision and Control*. Orlando, Florida, USA, pp.529–534.
- Gauthier, J.-P. et al., 2011. Extremal harmonic active control of power for a monocylinder hybrid powertrain. *Journal of Sound and Vibration*, 330(24), pp.5785–5790.
- Gauthier, J. & Micheau, P., 2012. Regularized - RLS-lambda and DHOBE: An Adaptive Feedforward for Solenoid Valve. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 20(5), pp.1311–1318.
- Gauthier, J.P., 2010. *Contrôle adaptif d'un ensemble Embrayage-CVT pour véhicule récréatif*. University of Sherbrooke, Ph.D Thesis (In French).
- Gauthier, J.P. & Micheau, P., 2010. Vehicule Clutch Control Method. Patent No: WO 2012/083411 A1.
- Gilles Lebas, 2011. Wedge actuator for a friction clutch. Patent No: EP 2.336.587 A1.
- Glielmo, L. et al., 2004. Speed Control for Automated Manual Transmission with Dry Clutch. In *43rd IEEE Conference on Decision and Control*. Atlantis, Paradise Island, Bahamas, pp.1709–1714.
- Glielmo, L. & Vasca, F., 2000. Engagement Control for Automotive Dry Clutch. In *Proceedings of the American Control Conference*. Chicago, Illinois, USA, pp.1016–1017.
- Habibi, S. & Goldenberg, A., 1999. Design of a New High Performance Electrohydraulic, Actuator. In *Proceedings of the 1999 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*. Atlanta, USA, pp.227–232.
- Haykin, S. & Widrow, B., 2003. *Least-Mean-Square Adaptive Filters*, Wiley.
- Hebbale, K., Lee, C., Samie, F., Kao, C. et al., 2011. Model Based Torque Converter Clutch Slip Control. *SAE Technical Paper*, (2011-01-0396), p.8.

- Van Der Heijden, A.C. et al., 2007. Hybrid optimal control of dry clutch engagement. *International Journal of Control*, 80(11), pp.1717–1728.
- Hemsel, T., Littmann, W. & Wallaschek, J., 2002. Piezoelectric Transformers - State of the Art and Development Trends. In *IEEE Ultrasonics Symposium*. Munich, Germany, pp.645–648.
- Higashimata, A., Adachi, K., Segawa, S., Kurogo, N. et al., 2004. Development of a Slip Control System for a Lock-Up Clutch. *SAE Technical Paper*, (2004-01-1227), p.8.
- Holgerson, M., 1999. Engagement behaviour of a paper-based wet clutch Part 1 : influence of temperature. *TriboTest*, 213, pp.449–455.
- Holgerson, M., 2000. Influence of operating conditions on friction and temperature characteristics of a wet clutch engagement. *TriboTest*, 7, pp.99–114.
- Hua, Y. et al., 2005. Research on Accurate Engagement Control of Electrohydraulic Clutch Actuator. *SAE Technical Paper*, (2005-01-1787), p.8.
- Iles-Klumpner, D., Serban, I. & Risticovic, M., 2006. Automotive Electrical Actuation Technologies. In *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*. Piscataay, NJ, USA, p.6.
- Isermann, R., 2007. *Mechatronic Systems, Sensors, and Actuators: Fundamentals and Modeling*, R. Bishop.
- Juvinall, R.C. & Marshek, K.M., 2012. *Fundamentals of Machine Component and Design*, Wiley.
- Kavlicoglu, B. et al., 2006. A Semi-Active, High-Torque, Magnetorheological Fluid Limited Slip Differential Clutch. *Journal of Vibration and Acoustics*, 128(5), p.604.
- Kim, D. et al., 2007. Control of Integrated Powertrain With Electronic Throttle and Automatic Transmission. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 15(3), pp.474–482.
- Kim, J. et al., 2012. Model referenced adaptive control to compensate slip-stick transition during clutch engagement. *International Journal of Automotive Technology*, 13(2), pp.293–300.

-
- Kim, J. & Choi, S.B., 2011. Design and Modeling of a Clutch Actuator System With Self-Energizing Mechanism. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 16(5), pp.953–966.
- Kitabayashi, H., Li, C. et Hiraki, H., 2003. Analysis of the Various Factors Affecting Drag Torque in Multiple-Plate Wet Clutches. *SAE Technical Paper*, (2003–01–1973), p.8.
- Kong, L. & Parker, R.G., 2005. Steady Mechanics of Belt-Pulley Systems. *Journal of Applied Mechanics*, 72(1), p.25.
- Kosugi, M., 2008. Clutch Actuator for Straddle-Type Vehicle. Patent No: US007.451.864 B2.
- Kulkarni, M., Shim, T. & Zhang, Y., 2007. Shift dynamics and control of dual-clutch transmissions. *Mechanism and Machine Theory*, 42(2), pp.168–182.
- Langjord, H., Johansen, T.A. & Member, S., 2010. Dual-Mode Switched Control of an Electropneumatic Clutch Actuator. *IEEE Transactions On Mechatronics*, 15(6), pp.969–981.
- Lazar, C., Caruntu, C.F. & Balau, A.E., 2010. Modelling and predictive control of an electro-hydraulic actuated wet clutch for automatic transmission. In *IEEE International Symposium on Industrial Electronics*. Bari, Italy, pp.256–261.
- Lennart Ljung, 1999. *System Identification - Theory for the user* 2nd Editio., Prentice-Hall Inc.
- Li, S. et al., 2016. Design and Implementation of Clutch Control for Automotive Transmissions Using Terminal-Sliding-Mode Control and Uncertainty Observer. *IEEE Transactions On Vehicular Technology*, 65(4), pp.1890–1898.
- Long, Y. & Li, L., 2015. Fuzzy Fractional Order Sliding Mode Control for Automatic Clutch of Vehicle AMT. *International Journal of Smart Home*, 9(2), pp.53–68.
- Lucente, G., Montanari, M. & Rossi, C., 2007. Modelling of an automated manual transmission system. *Mechatronics*, 17(2–3), pp.73–91.
- Mahalingam, S., 2002. Transverse vibrations of power transmission chains. *British*

- Journal of Applied Physics*, 8(4), pp.145–148.
- Mashadi, B. & Badrykoochi, M., 2015. Driveline oscillation control by using a dry clutch system. *Applied Mathematical Modelling*, 39(21), pp.6471–6490.
- Michon, G. et al., 2008. Duffing Oscillator With Parametric Excitation: Analytical and Experimental Investigation on a Belt-Pulley System. *Journal of Computational and non-linear Dynamics*, 3(3), p.31001.
- Michon, G., 2006. *Dynamique non-linéaire des entraînements par courroies. Analyses théoriques et expérimentales*. INSA de Lyon, Ph.D Thesis (In French).
- Minh, V.T., 2012. Clutch control and vibration reduction for a hybrid electric vehicle. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 226(7), pp.867–874.
- Minh, V.T. & Pumwa, J., 2013. Fuzzy logic and slip controller of clutch and vibration for hybrid vehicle. *International Journal of Control, Automation and Systems*, 11(3), pp.526–532.
- Miyoshi, T., 2002. Wet clutch. *Journal of Japanese Society of Tribologists*, 47(9), p.699.
- Mockensturm, E.M., Perkins, N.C. & Ulsoy, a. G., 1996. Stability and Limit Cycles of Parametrically Excited, Axially Moving Strings. *Journal of Vibration and Acoustics*, 118(3), p.346.
- Montanari, M. et al., 2004. Control and performance evaluation of a clutch servo system with hydraulic actuation. *Control Engineering Practice*, 12(11), pp.1369–1379.
- Moon, J. & Wickert, J.A., 1997. Non-Linear Vibration of Power Transmission Belts. *Journal of Sound and Vibration*, 200(4), pp.419–431.
- Moon, S.E., Kim, H.S. & Hwang, S.H., 2005. Development of automatic clutch actuator for automated manual transmissions. *International Journal of Automotive Technology*, 6(5), pp.461–466.
- Myklebust, A. & Eriksson, L., 2015. Modeling , Observability , and Estimation of Thermal Effects and Aging on Transmitted Torque in a Heavy Duty Truck With a Dry Clutch. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 20(1), pp.61–72.

-
- Narita, S., Tsukada, Y. & Mohara, T., 2000. Power transmission device for vehicle. Patent No: US006.085.607.
- Oh, J., Kim, J. & Choi, S., 2013. Robust Feedback Tracking Controller Design for Self-Energizing Clutch Actuator of Automated Manual Transmission. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, 6(3), pp.1510–1517.
- Olsson, H. et al., 1998. Friction Models and Friction Compensation. *European Journal of Control*, 4(3), pp.176–195.
- Otanez, P., Samie, F., Lee, C., and Kao, C., 2009. Aggressive Torque Converter Clutch Slip Control and Driveline Torsional Velocity Measurements. *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, 1(1), pp.883–892.
- Parker, R.G. & Lin, Y., 2001. Parametric Instability of Axially Moving Media Subjected to Multifrequency Tension and Speed Fluctuations. *Journal of Applied Mechanics*, 68(1), p.49.
- Peng, Y. et al., 2015. Sensors and Actuators A : Physical A review of long range piezoelectric motors using frequency leveraged method. *Sensors & Actuators: A. Physical*, 235(2015), pp.240–255.
- Pillay, P. & Krishnan, R., 1991. Application characteristics of permanent magnet synchronous and brushless DC motors for servo drives. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 27(5), pp.986–996.
- Pons, J.L., 2005. *Emerging Actuator Technologies: A Micromechatronic Approach*, Wiley.
- Qu, Z., 2002. An iterative learning algorithm for boundary control of a stretched moving string. *Automatica*, 38(5), pp.821–827.
- De Queiroz, M.S. et al., 1999. Adaptive Vibration Control of an Axially Moving String. *Journal of Vibration and Acoustics*, 121(1), p.41.
- Rahnejat, H., 1998. *Multi-body Dynamics: Vehicles, machines and mechanisms*, Wiley.
- Sakai, Y., 1988. Electro Continuously Variable Transmission. *SAE Technical Paper*, (880481), p.12.

- Serrarens, A. & Dassen, M., 2004. Simulation and Control of an Automotive Dry Clutch. In *Proceeding of the 2004 American Control Conference*. Boston, Massachusetts, pp.4078–4083.
- Shastri, S. & Frank, A. a, 2004. Comparison of energy consumption and power losses of a conventionally controlled CVT with a Servo-Hydraulic Controlled CVT and with a belt and chain as the Torque Transmitting Element. *SAE Technical Paper*, (2004-40-0055), p.11.
- Slotine, J.-J.E. & Li, W., 1991. *Applied non-linear Control*, Prentice-Hall Inc.
- Song, X. & Sun, Z., 2012. Pressure-Based Clutch Control for Automotive Transmissions Using a Sliding-Mode Controller. *IEEE Transactions On Mechatronics*, 17(3), pp.534–546.
- Staton, D. a., Soong, W.L. & Miller, T.J.E., 1995. Unified theory of torque production in switched reluctance and synchronous reluctance motors. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 31(2), pp.329–336.
- Sun, Z.S.Z. & Hebbale, K., 2005. Challenges and opportunities in automotive transmission control. In *Proceedings of the 2005, American Control Conference, 2005*. Portland, OR, USA, pp.3284–3289.
- Temporelli, R. & Micheau, P., 2017. Oscillations control of a transmission belt by Excitation Clipping using Clutch Clamping Control (E4C). *Journal of Sound and Vibration*, 393(April), pp.1–13.
- Temporelli, R. & Micheau, P., 2015. Prediction of fuel consumption reduction of recreative vehicles by electrification of its clutch transmission. In *12th IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*. Montréal, Canada, p. 6.
- Temporelli, R., Micheau, P. & Boisvert, M., 2017a. Agile and Low-Cost Experimental Evaluation of Fuel Consumption Reduction of a New Electrified Clutch Transmission Virtually Connected to a Vehicle. *SAE Technical Paper*, (2017-01-1096), p.8.
- Temporelli, R., Micheau, P. & Boisvert, M., 2017b. Control of an electromechanical clutch actuator by a parallel Adaptive Feedforward and Bang-Bang controller :

-
- Simulation and Experimental results. *IFAC-PapersOnLine*, 50(1), pp.4938–4944.
- Terakawa, T., 2006. Clutch control apparatus. Patent No: EP 1.375.950 B1.
- Thurman, A. L.;Mote, C.D., 1969. Free, Periodic, non-linear Oscillation of an Axially Moving Strip. *Journal of Applied Mechanics*, 36(1), pp.83–91.
- Turner, A. et al., 2006. Direct-Drive Electromechanical Linear Actuator for Shift- by-Wire Control of an Automated Transmission. In *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*. Piscataay, NJ, USA, p.6.
- Turner, A. et al., 2007. Direct-Drive Rotary-Linear Electromechanical Actuation System for Control of Gearshifts in Automated Transmissions. In *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*. Arlington, TX, USA, pp.267–272.
- Turner, A.J. & Ramsay, K., 2004. Review and Development of Electromechanical Actuators for Improved Transmission Control and Efficiency. *SAE Technical Paper*, (2004-01–1322), p.14.
- Uchino, K., 2008. Piezoelectric actuators 2006. *Journal of Electroceramics*, 20(3–4), pp.301–311.
- Ulsoy, A.G., Whitesell, J.E. & Hooven, M.D., 1985. Design of Belt-Tensioner Systems for Dynamic Stability. *ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, 107(3), pp.282–290.
- Vasca, F. et al., 2011. Torque Transmissibility Assessment for Automotive Dry-Clutch Engagement. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 16(3), pp.564–573.
- Wang, S. et al., 2006. Sliding mode control for a model of an electrohydraulic actuator system with discontinuous non-linear friction. In *Proceedings American Control Conference*. Minneapolis, Minnesota, USA, p.8.
- Wheals, J.C. et al., 2007. Double Clutch Transmission (DCT) using Multiplexed Linear Actuation Technology and Dry Clutches for High Efficiency and Low Cost. *SAE Technical Paper*, (2007-01–1096), p.4.
- Wheals, J.C. et al., 2009. Proven High Efficiency Actuation and Clutch Technologies for eAMT TM and eDCT TM. *SAE Technical Paper*, (2009-01–0513), p.4.

- Yao, J. et al., 2017. Self-Tuning PID Design for Slip Control of Wedge Clutches. *SAE Technical Paper*, (2017-01-1112), p.7.
- Yong-Sheng, 2006. Enhanced Fuzzy Sliding Mode Controller for Automated Clutch of AMT Vehicle. *SAE Technical Paper*, (2006-01-1488), pp.265-272.
- Yuan, Y. et al., 2007. An Improved Hydrodynamic Model for Open Wet Transmission Clutches. *Journal of Fluids Engineering*, 129(3), pp.333-337.
- Zhu, F. & Parker, R.G., 2005. Non-linear dynamics of a one-way clutch in belt-pulley systems. *Journal of Sound and Vibration*, 279(1-2), pp.285-308.