



HAL
open science

Contribution à la conception et la modélisation des systèmes mécatroniques (et de leurs sous-systèmes mécaniques)

Wilfrid Marquis-Favre

► **To cite this version:**

Wilfrid Marquis-Favre. Contribution à la conception et la modélisation des systèmes mécatroniques (et de leurs sous-systèmes mécaniques. Automatique / Robotique. INSA de Lyon, 2007. tel-00538162

HAL Id: tel-00538162

<https://theses.hal.science/tel-00538162>

Submitted on 22 Nov 2010

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Mémoire d'Habilitation à Diriger des Recherches

Contribution à la conception et la modélisation
des systèmes mécatroniques (et de leurs
sous-systèmes mécaniques)

Institut National des Sciences Appliquées de Lyon
Université Claude Bernard Lyon I

Wilfrid Marquis-Favre

25 janvier 2007

Jury

Président : LAFAY Jean-François, Professeur, Ecole Centrale de Nantes

Rapporteurs : MARGOLIS Donald, Professor, University of California, Davis, USA
DAUPHIN-TANGUY Geneviève, Professeur, Ecole Centrale de Lille
LE HOUEDDEC Donatien, Professeur Emérite, Ecole Centrale de Nantes

Examineurs : MASCHKE Bernard, Professeur, Université Claude Bernard Lyon I
LEBRUN Michel, Docteur d'état, Université Claude Bernard Lyon I
GUILLEMARD Franck, Docteur, PSA Peugeot Citroën
LORENZ Francis, LORSIM
SCAVARDA Serge, Professeur Emérite, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon
THOMASSET Daniel, Professeur, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon

Remerciements

Il y a un peu plus de 9 ans, mes premiers remerciements étaient adressés aux joueurs de la capitale. Aujourd'hui, je ne peux résister, en tant que lyonnais, à la joie d'adresser les premiers remerciements de ce manuscrit aux joueurs de l'OL qui depuis quelques saisons nous « régalent » sur tous les tableaux.

Le moment des remerciements est un moment de satisfaction car il marque généralement l'achèvement d'un document synthétisant plusieurs années de travail. En outre, c'est également pour moi l'occasion de consacrer ces quelques lignes aux personnes qui me font l'honneur de juger mes travaux présentés pour l'obtention de l'Habilitation à Diriger des Recherches. J'ai eu la chance d'échanger et même de travailler avec la plupart d'entre elles. Elles font partie de mon jury en tant qu'examineurs : MM. Franck Guille-mard de la société PSA Peugeot Citroën, le Professeur Jean-François Lafay directeur de l'IRCCyN à l'Ecole Centrale de Nantes, Michel Lebrun de la société Imagine, Francis Lorenz de la société Lorsim, le Professeur Bernhard Maschke du LAGEP à l'Université Claude Bernard. J'ai une reconnaissance toute particulière aux personnes qui ont accepté de rapporter mon manuscrit et dont les retours ont permis de clarifier certains points. Il s'agit de Mme Geneviève Dauphin-Tanguy Professeur au LAGIS à l'Ecole Centrale de Lille, MM. Donald Margolis Professeur à l'Université de Californie (Davis) et Donatien Le Houédec Professeur honoraire au GEM à l'Ecole Centrale de Nantes. Je souhaite également remercier le Professeur Donald Margolis qui consacre une journée de son déplacement en France pour venir participer à ce jury. Par la même occasion, je remercie la société PSA Peugeot Citroën qui a réservé une journée pour qu'il puisse venir.

Je vous prie de me croire si je vous dis que je sais ce qu'est le jeu d'équipe. En tout cas, laissez-m'en la prétention sportive. Il y a entre les différents membres qui la composent complémentarité, support, appui, bien que chacun ait son poste et son rôle à tenir. L'entente est l'une des grandes conditions à la bonne marche de l'équipe pour elle-même mais également pour chacun de ses membres. J'ai beaucoup appris et je prends beaucoup de plaisir dans ma vie professionnelle. Je le dois en grande partie à l'équipe FTR du LAI au sein de laquelle j'ai travaillé durant ces années depuis ma prise de poste. Je tiens à adresser à chaque personne qui la compose de très sincères remerciements pour avoir contribué à ce très bon jeu d'équipe. Je souhaite associer Maguy dans ces remerciements pour sa disponibilité de chaque instant... même si, de temps en temps, elle pourrait faire un effort d'écoute quand je lui parle du dernier match de l'OL...

Il me reste deux personnes à remercier chaleureusement. La première a tenu et tiendra toujours dans la nouvelle structure de recherche un rôle important pour la cohésion et la bonne marche d'équipe. Nos conférences de presse est un moment exaltant. Sa jovialité alpine et sa grandeur d'âme sont toujours res-sourçant pour nous. Il m'a été d'une aide précieuse pour la présentation de ce manuscrit. Merci à Daniel Thomasset, Professeur du LAI. La seconde personne nous lègue un héritage scientifique d'une grande valeur qui nous permet aujourd'hui de prospérer et également de prospecter de nouvelles voies de recherche. Nos échanges sont toujours aussi passionnants et il a été d'une grande disponibilité pour discuter de la présentation de mes travaux de recherche dans ce manuscrit. Merci à Serge Scavarda, Professeur émérite du LAI.

Enfin, pour finir et juste pour le plaisir... qui ne saute pas n'est pas lyonnais...

*À Cathy sans qui je ne saurais être,
À Anton et Nolan sans qui nous ne saurions être*

Préambule

Ce préambule constitue en toute logique les dernières lignes pratiquement écrites dans ce rapport. En effet, il témoigne d'un regard qui s'est progressivement construit au cours de cette rédaction.

Outre l'étape professionnelle qu'il constitue, le travail d'écriture d'un tel rapport est tout d'abord un travail de synthèse sur une recherche effectuée pendant la période en poste de Maître de Conférences. Il permet de prendre du recul sur ses activités de recherche et de souligner la cohérence entre les différents encadrements et projets. Il fournit ensuite un guide pour l'organisation des idées à développer en perspectives.

Ce travail de synthèse fait également prendre la mesure de la responsabilité à assumer dans la fonction d'enseignant/chercheur. Il est important dans ce contexte de pouvoir proposer un triple positionnement de son travail de recherche à la fois par rapport à la politique institutionnelle (établissement/laboratoire), aux problématiques industrielles, et à la formation des différents cycles de l'enseignement supérieur.

Les différents travaux présentés dans ce rapport, notamment dans le chapitre 3, constituent les principaux de huit années de recherche. Je les ai encadrés ou co-encadrés sans perdre de vue les thèmes de recherche du laboratoire mais également en essayant d'apporter des idées nouvelles. Les résultats sont le fruit du travail et des échanges avec mes collègues de l'équipe FTR et avec les différents étudiants et chercheurs au cours de leur projet, stage ou thèse.

Ce rapport est organisé de la façon suivante. Un résumé est tout d'abord présenté au chapitre 1 permettant d'avoir une vue globale et synthétique de mes activités depuis ma prise de poste en septembre 1998. Le chapitre 2, « Bilan des activités depuis la prise de poste », détaille le contenu de ma recherche, de mon enseignement et des responsabilités administratives. Il tente de mettre en évidence les liens forts de mes activités de recherche à celles d'enseignement. Le chapitre 3, « Développement des activités de recherche », présente de manière approfondie et technique les principaux travaux de recherche menés durant cette période. Il montre comment ces travaux ont évolué progressivement d'un contexte « post-doctoral » sur des sujets en continuité de celui de ma thèse de doctorat vers une volonté d'animer un axe de recherche en proposant de nouveaux sujets au sein du laboratoire. La transition s'est effectuée par l'appropriation de l'axe de recherche en question. Le chapitre 4, « Conclusion et perspectives », présente un bilan général de l'évolution de mes activités de recherche et les met en perspectives à travers un certain nombre de propositions que je souhaite développer à l'avenir. Enfin, trois annexes récapitulent mes productions scientifiques, ma participation à la communauté et mon activité contractuelle, et finalement les textes des productions jugées les plus significatives par rapport à mes activités de recherche. Cette dernière annexe est fournie dans un document séparé pour en faciliter sa lecture.

Table des matières

1	Résumé synthétique de mes activités	9
1.1	Formation	9
1.2	Activités de recherche	9
1.3	Activités d'enseignement	11
1.4	Activités administratives	11
2	Bilan des activités depuis la prise de poste	13
2.1	Activités de recherche	15
2.1.1	Positionnement	15
2.1.2	Développements dans l'axe <i>Prototypage virtuel</i>	17
2.1.3	Développements dans l'axe <i>Modélisation mécatronique</i>	19
2.1.4	Encadrements	21
2.1.5	Responsabilités	22
2.2	Activités d'enseignement	23
2.2.1	Bilan des enseignements	23
2.2.2	Descriptif des modules	25
2.2.3	Production de supports pédagogiques	28
2.2.4	Encadrements de PFE (Projets de Fin d'Etudes), de stages et d'étudiants d'échange (niveau bac + 5)	29
2.3	Activités administratives	30
2.4	Conclusion	31
3	Développement des activités de recherche	33
3.1	Modélisation mécatronique en mécanique multicorps et dynamique du véhicule	33
3.1.1	Bibliothèque de composants de mécanique plane pour le logiciel AMESim	34
3.1.1.1	Introduction	34
3.1.1.2	Bases théoriques du développement de la bibliothèque	34
3.1.1.3	Composition de la bibliothèque	39
3.1.1.4	Exemple : mécanisme 7-corps	40
3.1.1.5	Conclusion	40
3.1.2	Modèles de véhicule automobile	43
3.1.2.1	Introduction	43
3.1.2.2	Modèle complet de véhicule	44
3.1.2.3	Modèle de véhicule en parking	51
3.1.2.4	Conclusion	53
3.1.3	Représentation bond graph multicorps d'une suspension	54
3.1.3.1	Introduction	54
3.1.3.2	Modèle de la suspension pseudo Mc Pherson	55
3.1.3.3	Représentation multibond graph	56
3.1.3.4	Conclusion	60
3.1.4	Modélisation en dérive du pneumatique de véhicule automobile	61
3.1.4.1	Introduction	61
3.1.4.2	Description du pneumatique	63
3.1.4.3	Modèles globaux	66

3.1.4.4	Modèle proposé	72
3.1.4.5	Conclusion	77
3.2	Contribution à la méthodologie de dimensionnement	79
3.2.1	Rappel sur la méthodologie de dimensionnement	79
3.2.1.1	Introduction	79
3.2.1.2	Présentation de la méthodologie	80
3.2.1.3	Démonstrateur MS1 et exemple d'application	81
3.2.1.4	Conclusion	82
3.2.2	Extension de la méthodologie de dimensionnement	85
3.2.2.1	Introduction	85
3.2.2.2	Motivations pour l'extension	86
3.2.2.3	Notion de contrainte d'assistance	87
3.2.2.4	Notion de contrainte de comportement	92
3.2.2.5	Concept de dimensionnement synergique	93
3.2.2.6	Conclusion	95
3.2.3	Structures d'actionnement	96
3.2.3.1	Introduction	96
3.2.3.2	Classification de structures d'actionnement	96
3.2.3.3	Conclusion	100
3.3	Introduction de l'optimisation dans la méthodologie de dimensionnement	101
3.3.1	Représentation bond graph d'un problème d'optimisation	102
3.3.1.1	Introduction	102
3.3.1.2	Procédure pour la construction bond graph d'un problème d'optimisation	102
3.3.1.3	Méthodes et algorithmes pour l'optimisation	111
3.3.1.4	Vers la simulation numérique	117
3.3.1.5	Conclusion	119
3.3.2	Problème de la minimisation des écarts des sorties à des trajectoires spécifiées	121
3.3.2.1	Introduction	121
3.3.2.2	Enoncé de la procédure	121
3.3.2.3	Démonstration	122
3.3.2.4	Exemple	124
3.3.2.5	Conclusion	126
4	Conclusion et perspectives	127
4.1	Bilan général	127
4.2	Actions en cours	128
4.2.1	Valorisation logicielle : cahiers des charges de MS1	128
4.2.1.1	Pour la méthodologie de dimensionnement	128
4.2.1.2	Génération de code Modelica	129
4.2.2	Développements méthodologiques	130
4.2.2.1	Projet METISSE	130
4.2.2.2	Projet SIMPA2	130
4.2.2.3	Collaboration avec Volvo Powertrain	130
4.2.2.4	Conception d'un robot souple pour la laparoscopie	130
4.3	Perspectives	131
4.3.1	De recherche	131
4.3.1.1	... sur l'axe <i>Modélisation mécatronique</i>	131
4.3.1.2	... sur l'axe <i>Prototypage virtuel</i>	132
4.3.1.3	... sur l'axe <i>Commande</i>	137
4.3.1.4	Projets déposés	138
4.3.2	D'enseignement	140
4.3.3	De responsabilités	141
A	Productions scientifiques	147
B	Participation à la communauté et activité contractuelle	151

C Productions significatives

155

Chapitre 1

Résumé synthétique de mes activités

Maître de Conférences, classe normale, 5^e échelon (nommé le 1^{er} septembre 1998) au Laboratoire d'Automatique Industrielle de l'INSA de Lyon.

Prime d'Encadrement Doctoral et de Recherche (depuis le 1^{er} septembre 2004).

1.1 Formation

Suivi d'écoles :

- Septembre 2002 : Ecole d'Eté d'Automatique de Grenoble, Modélisation et Commande de véhicules automobiles, 9-13 septembre 2002.
- Septembre 2001 : Ecole d'Eté d'Automatique de Grenoble, Modélisation Géométrique et Commande des Systèmes Physiques, 17-21 septembre 2001.

Doctorat en Automatique Industrielle : 1994-1997

Thèse au LAI à l'INSA de Lyon (Dir. Pr. Serge Scavarda).

Monitorat : 1995-1997

Discipline Scientifique de la Mécanique.

Vacataire : 1994-1995

Enseignement d'Automatique au département Génie Mécanique Construction de l'INSA de Lyon.

Diplôme d'Etudes Approfondies en Automatique Industrielle : 1993-1994

Stage de recherche effectué au LAI à l'INSA de Lyon (Dir. Pr. Serge Scavarda).

Diplôme d'ingénieur : 1992

Génie Mécanique Construction, INSA de Lyon.

1.2 Activités de recherche

Responsabilités et participations à des projets

Local : En charge du thème de recherche *Prototypage virtuel* de l'équipe Fluidetronique puis FTR du LAI (depuis 2003).

Régional :

- Mise en place et animation d'un groupe de réflexion sur la région lyonnaise autour de la modélisation et la simulation de systèmes physiques pluridisciplinaires par l'outil bond graph (mars 1999-2003).
- Participation aux travaux d'un projet Région (2001-2003), thème Modélisation et Contrôle des Systèmes Dynamiques Complexes.

National :

- Membre du comité de lecture de la journée nationale LMCS (Logiciels pour la Modélisation et le Calcul Scientifique) du 30 novembre 2006 au Pôle Universitaire Léonard de Vinci et organisée par l'IFP (Institut Français du Pétrole) et l'Université Léonard de Vinci.

- En charge pour le compte du LAI, du projet SIMPA2 dans le cadre de l'ANR-RNTL. Subvention : 103k€ TTC. Durée : 3 ans. Recrutement d'un doctorant.
- En charge, pour le compte du LAI, du projet METISSE dans le cadre du RNTL et dans ce projet, pilote d'un sous-projet. Subvention : 132k€ HT. Durée : 2 ans. Recrutement de 2 post-doctorants.
- Développement d'une bibliothèque de composants de mécanique plane (commercialisation en 2004) pour le logiciel AMESim développé par la société Imagine.
- Participation aux travaux du programme PREDIT 2 (2000-2004), thème Conception-Production en collaboration avec la société PSA Peugeot Citroën.

International :

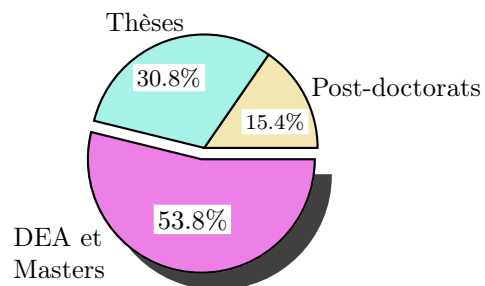
- Membre du comité scientifique de l'Ecole Internationale d'Automatique de Lille (2000) : Méthodologie bond graph.
- Spécifications du logiciel MS1 développé par Francis Lorenz (Belgique).

Soumissions de projets :

- Soumission d'un projet pour le Cluster Recherche *Transport, Territoires et Société* de la Région Rhône-Alpes.
- Participation à la soumission d'un projet pour le Pôle de Compétitivité *Lyon Urban Trucks&Bus 2015* porté par le LAMCOS (Laboratoire de Mécanique des Contact et des Systèmes).
- Participation à la soumission d'un Programme Pluri-Formations porté par le CETHIL (Centre de Thermique de Lyon).

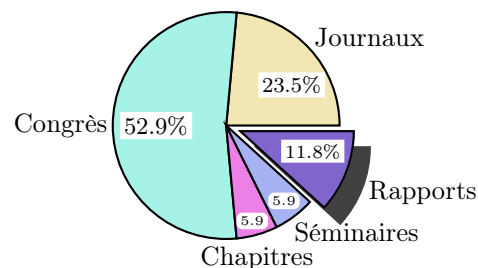
Encadrements

- 2 post-doctorats en cours [26, 27, 38]¹.
- 4 thèses en co-encadrement à 50% (dont 1 soutenue le 13 février 2003 et 3 en cours) [4, 17, 20, 21, 24, 26, 27].
- 7 stages de DEA et de Master Recherche (dont 3 en co-encadrement à 50%).



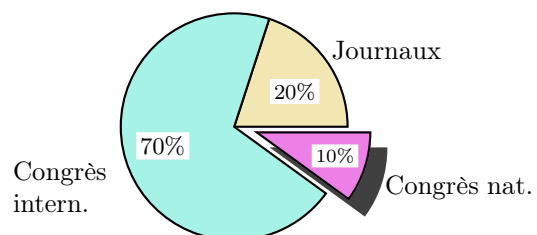
Productions scientifiques (cf. liste des productions en annexe A)

- 9 publications en journal international avec comité de lecture.
- 19 communications en congrès international avec actes et comité de lecture.
- 2 chapitres en ouvrages collectifs.
- 2 séminaires nationaux.
- 4 rapports de contrat (1 pour le PREDIT 2, 2 pour le RNTL METISSE, 1 pour l'ANR-RNTL SIMPA2).



Relectures

- 6 publications en journaux internationaux.
- 21 communications en congrès internationaux.
- 3 communications en congrès nationaux.



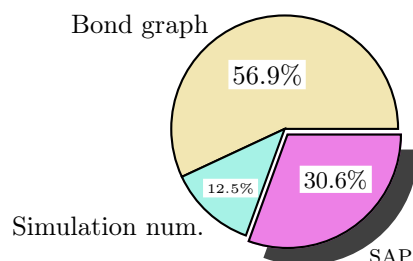
¹Les numéros entre crochets se réfèrent à la liste des productions en annexe A.

1.3 Activités d'enseignement

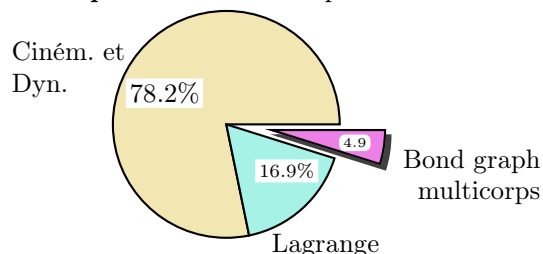
Année type (2005-2006) :

196 heures équivalent TD.

Automatique : 72 heures équ. TD



Mécanique : 124 heures équ. TD



Cumul des enseignements depuis 1994

Automatique : depuis 1994

- Modélisation et langage bond graph (cours, TD et TP, 246h équ. TD, 1^{er} 2^e et 3^e cycles).
- Systèmes d'équations, Méthodes numériques, Simulation (cours, 187h équ. TD, 3^e cycle).
- Asservissement, Régulation, Logique séquentielle (TP, 64h équ. TD, 2^e cycle).
- Systèmes Automatisés de Production (TD, 22h, 2^e cycle).

Mécanique : depuis 1995

- Cinématique et Dynamique — Newton et Lagrange — (cours et TD, 1393h équ. TD, 1^{er} et 2^e cycles).
- Résolution numérique des équations (cours, 36h équ. TD, 3^e cycle).
- Bond graph multicorps (cours, 57h équ. TD, 3^e cycle).

Encadrements : depuis 1996

- 18 Projets de Fin d'Etudes dont 11 en co-encadrement à 50% (Elèves ingénieurs INSA-GMC).
- 4 stagiaires au laboratoire.
- 1 suivi en conseil d'un stagiaire (Encadrement société Imagine).
- 1 projet de synthèse.

1.4 Activités administratives

2004- :

Organisation et animation des réunions scientifiques mensuelles de l'équipe Fluid power, Transport, Robotique du LAI.

2004-2005 :

- Membre du conseil du laboratoire.
- Commission de recrutement PRAG en EPS à l'INSA de Lyon.

2001-2005 :

- Responsable du Centre d'Intérêt Ingénierie des Systèmes Automatisés, Analyse et Conception accueillant des étudiants de dernière année du département Génie Mécanique Conception de l'INSA de Lyon pour des cours spécialisés et leur Projet de Fin d'Etudes.
- Responsable de la base de données du laboratoire et du site WEB du laboratoire.

2000 :

Participation au groupe de travail pour la mise en place des pages WEB des laboratoires de l'INSA de Lyon.

depuis 1999 :

Responsable des modules de cinématique et dynamique des solides de la filière ASINSA (étudiants asiatiques et français) du premier cycle de l'INSA de Lyon.

1994 - 2001 :

Mise en place d'une page WEB pour l'équipe *fluidetronique* et maintenance des pages WEB du LAI de l'INSA de Lyon.

Chapitre 2

Bilan des activités depuis la prise de poste

Contexte

Je suis en poste au LAI (Laboratoire d'Automatique Industrielle) à l'INSA (Institut National des Sciences Appliquées) de Lyon depuis septembre 1998. Mon enseignement est rattaché au département du premier cycle, accueillant 1520 élèves en classes préparatoires, et au département GMC (Génie Mécanique Conception) diplômant 130 ingénieurs par an, accueillant 50 chercheurs doctorants et s'appuyant sur 40 enseignants-chercheurs et 8 laboratoires de recherche.

Le LAI est un laboratoire constitué d'une douzaine d'enseignants/chercheurs développant des recherches à la frontière de l'Automatique et de la Mécanique qui l'ont amené à être un laboratoire reconnu dans le domaine de la mécatronique et de l'automatique discrète. Sa démarche est de comprendre les phénomènes physiques et de les modéliser afin de concevoir des systèmes complexes (prioritairement mécatroniques) ayant un fonctionnement sûr. Pour ce faire, le LAI est composé de deux équipes : l'équipe 3SP (Sûreté et Supervision des Systèmes de Production) s'appuyant principalement sur l'automatique discrète, et l'équipe FTR (Fluid power, Transport et Robotique), issue de la fusion en janvier 2005 des équipes *Fluidetronique* et *Robotique*, utilisant l'automatique continue (Fig. 2.1).

L'équipe 3SP contribue à la mise en œuvre des systèmes sûrs par l'analyse et la maîtrise du phénomène de rupture de fonctionnement caractéristique des Systèmes à Événements Discrets. L'objectif, en se basant sur les techniques de synthèse et de vérification formelle, est de coordonner fonctions et ressources pour concevoir des structures de commande tolérantes aux fautes. Le contexte de ses travaux se réfère à la conception et au pilotage des systèmes matériels soumis à l'occurrence d'événements d'exception qu'ils soient intentionnels ou subis (changement de phase de fonctionnement, commutation de mode, faute, défaillance matérielle, ...). Le passage d'une situation à l'autre s'opérant sur l'occurrence d'un événement, les techniques de modélisation utilisées et étendues, relèvent de celles des Systèmes à Événements Discrets (SED).

Concernant l'équipe FTR, son organisation est matricielle (Tab. 2.1). Les activités méthodologiques, thèmes verticaux de recherche, sont : la *Modélisation* multi-physique et multi-échelle, le *Prototypage virtuel*, plus particulièrement le dimensionnement sur des critères dynamiques et énergétiques, et la *Commande*. Les trois domaines horizontaux privilégiés d'application sont la mécatronique et le fluid power (thème d'application « historique » de l'équipe), la robotique médicale et les transports soit de façon plus générale, les systèmes mécatroniques. L'objectif clairement affiché de l'équipe est de « croiser » ces thématiques, les unes d'essence plus méthodologique, les autres à caractère plus appliqué afin de consolider sa position locale, nationale et internationale (déjà non négligeable sur certaines thématiques). La table 2.1 positionne également les permanents et les chercheurs dans cette organisation de l'équipe FTR.

La création prochaine de l'Unité Mixte de Recherche CNRS intitulée laboratoire AMPERE et issue de la fusion entre le CEGELY (CEntre de Génie Electrique de LYon) et du LAI verra les thèmes verticaux de recherche de ce dernier répartis sur deux équipes, l'EASy (Equipe Actionneurs et Systèmes) et l'équipe

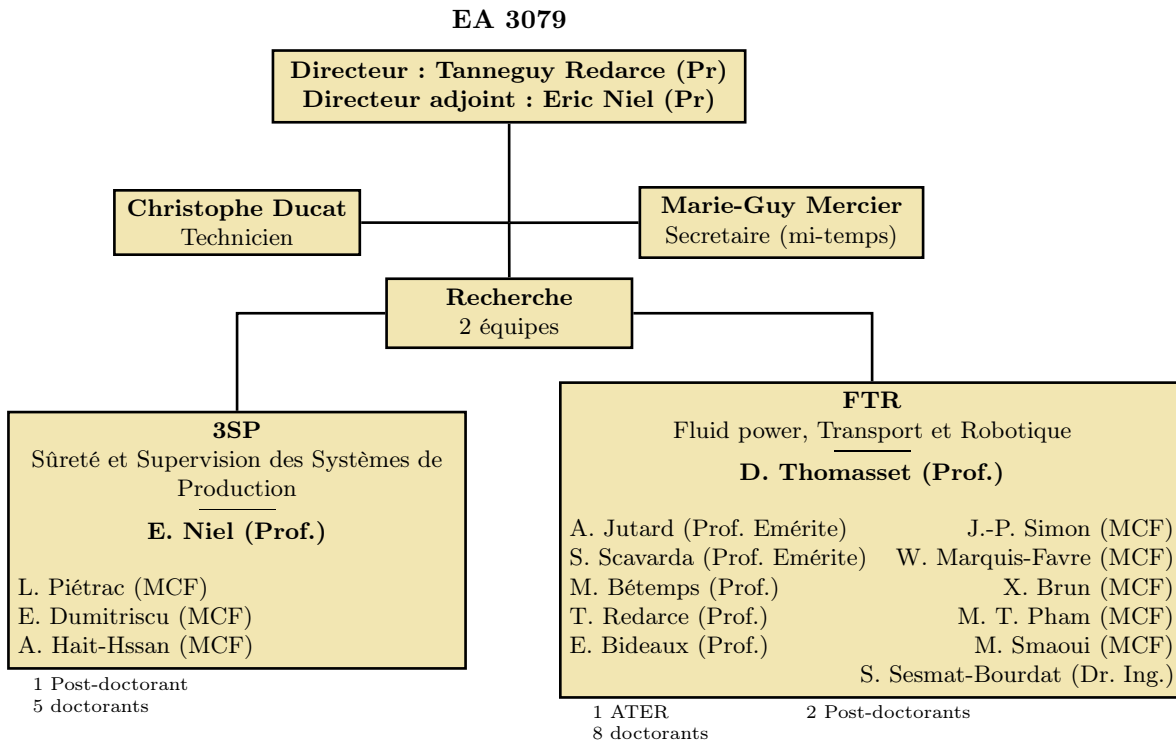



FIG. 2.1 – Organigramme du LAI

	Modélisation	Prototypage virtuel	Commande
Robotique médicale <i>Moreau</i>	MB-AJ-MTP-TR <i>Villegas-Medina</i>	MB-AJ-MTP- WMF	MB-MTP-TR-XB <i>Olaby</i>
Mécatronique et Fluid Power	SS-SSB-EB <i>De Giorgi</i>	SS-EB- WMF <i>Mouhib</i>	DT-XB-JPS <i>Chereji</i> <i>Girin</i> <i>Renard</i>
Transport	SS-EB-SSB-JPS- WMF <i>Jardin</i>	SS-EB-JPS- WMF <i>Mohsine</i>	XB-MS-DT

MB : Maurice Bétémps, EB : Eric Bideaux, XB : Xavier Brun, AJ : Alain Jutard, **WMF** : Wilfrid Marquis-Favre, MTP : Minh Tu Pham, TR : Tanneguy Redarce, SS : Serge Scavarda, SSB : Sylvie Sesmat, JPS : Jean-Pierre Simon, MS : Mohamed Smaoui, DT : Daniel Thomasset

Doctorant, ATER, Post-doctorants

TAB. 2.1 – Organisation de scientifique de l'équipe FTR

<i>Equipe FTR</i>		<i>Equipe 3SP</i>
3 thèmes de recherche		
<i>Prototypage virtuel</i> Formalisation des problèmes posés par le dimensionnement d'un système mécatronique pour un cahier des charges portant à la fois sur des critères dynamiques et énergétiques.	<i>Modélisation</i> Modélisation bond graph et simulation du comportement dynamique des systèmes à fluides sous pression et plus particulièrement des systèmes électropneumatiques.	<i>Commande</i> Etude des possibilités offertes par les méthodes de l'automatique moderne et plus particulièrement de la commande non linéaire dans le contexte des systèmes à fluides sous pression.
 Champ d'investigation de mes travaux de recherche dans les domaines d'application du transport, de la robotique médicale et des systèmes mécatroniques		

TAB. 2.2 – Contexte de recherche dans le Laboratoire d'Automatique Industrielle

Commande. Les priorités scientifiques et les projets définis en commun permettront de poursuivre ces recherches et d'engager les développements mis en perspectives dans mes travaux (section 4.3.1). Ce nouveau laboratoire démarrera en janvier 2007 et sera constitué d'environ quarante-cinq enseignants/chercheurs.

2.1 Activités de recherche

2.1.1 Positionnement

Mots clés

- *Modélisation, simulation, analyse et conception des systèmes mécatroniques.*
- *Méthodologie de dimensionnement, outil bond graph, inversion, optimisation.*
- *Cinématique et dynamique des systèmes mécaniques multicorps, mécanique analytique.*
- *Dynamique du véhicule, robotique médicale.*

2 axes de recherche

- *Prototypage virtuel* : mise en place de méthodologies et d'outils d'aide au dimensionnement et à la conception des systèmes mécatroniques sur des critères dynamiques et énergétiques.
- *Modélisation mécatronique* : contribution à la modélisation de sous-systèmes mécaniques dans un contexte mécatronique.

Mes travaux de recherche (*cf.* tableau 2.2) s'inscrivent essentiellement dans les thèmes *Prototypage virtuel*, dont j'ai pris la responsabilité en septembre 2003, et *Modélisation* de l'équipe FTR. Une synthèse des projets par rapport à mes axes de recherche est donnée dans le tableau 2.3.

Le thème *Prototypage virtuel* a pour but le développement d'outils méthodologiques et logiciels pour le dimensionnement des systèmes mécatroniques sur des critères dynamiques et énergétiques. La méthodologie repose sur une approche par modèle d'état inverse couplée à l'utilisation de l'outil bond graph. Dans ce thème, j'ai tout d'abord suivi les travaux sur l'application de la méthodologie dans un contexte industriel (thèse d'Olivier Méchin dans le cadre du programme PREDIT 2). J'anime aujourd'hui les développements visant à coupler la méthodologie à un méthode d'optimisation (post-doctorats d'Omar Mouhib et d'Amine Mohsine, et thèse de Bogdan Chereji dans le cadre du projet RNTL METISSE) et à étendre son application (thèse d'Audrey Jardin dans le cadre du projet ANR-RNTL SIMPA2).

		Projets et valorisation			montants HT
Axes		Bibliothèque mécanique plane pour AMESim (1998-) Total : 26k€ + royalties (9800€)	PREDIT 2 (2000-2004), thème Conception- Production Total : 315,5k€	Région (2000-2002), thème Modélisation et Contrôle des Systèmes Dynamiques Complexes Total : 16,4k€	RNTL (2003-2006) projet METISSE, pilote d'un sous-projet Total : 132k€
	Prototypage virtuel		2 stagiaires		2 post-doctorants 1 thèse 1 master
	Modélisation mécatronique	6 PFE 1 stagiaire (suivi)	1 thèse CIFRE		
	·IMAGINE ·REXROTH ·BOSCH GROUP ·RENAULT ·ISTIL	·PSA PEUGEOT ·CITROËN ·LORENZ ·SIMULATION ·Université d'Oradea (Roumanie)	·LMST (INSA de Lyon) ·LTDS (ECL)	·IMAGINE ·PSA PEUGEOT ·CITROËN ·LMS France ·CADOE ·CS-SI ·IFP ·Snecma Moteurs ·EADS-CCR ·IMFT, LEEI (ENSEEIH) ·D2S (ECL) ·INRIA ·Université d'Oradea (Roumanie)	
Collaborations industrielles et universitaires liées aux projets					

suite à la page suivante

suite

Projets et valorisation			
Laparoscopie (2004-2007)	ANR-RNTL (2006-2009) projet SIMPA2 Total : 103k€ TTC	Contrats et autres stages (1998-) Total : 43,5k€ HT	
Prototypage virtuel	1 thèse 1 master	1 thèse	3 DEA 2 PFE
Modélisation mécatronique			2 DEA 10 PFE 2 stagiaires
HCL	<ul style="list-style-type: none"> · CRIL TECHNOLOGY · EDF · IFP · IMAGINE · INRIA · PELAB (Suède) · PSA PEUGEOT CITROËN 	<ul style="list-style-type: none"> · REXROTH · BOSCH GROUP · PSA PEUGEOT CITROËN · KOYO STEERING EUROPE · ANTONOV AUTOMOTIVE TECHNOLOGIES FRANCE · MICROTURBO · SCHNEIDER · RENAULT · R.V.I. · ALSTOM · DLR (Allemagne) · OTIS FRANCE 	
Collab. indus. et univers. liées aux projets			

TAB. 2.3 – Organisation des projets et des collaborations par axe de recherche

Pour le thème *Modélisation*, j’apporte mon expertise dans la modélisation bond graph des systèmes mécaniques multicorps acquise au cours de mes travaux de thèse. Ceci permet d’élargir le contexte d’étude des systèmes traités par l’équipe à leur environnement mécanique généralement multicorps. Je contribue également au développement du langage bond graph de manière générale pour une formalisation et une utilisation plus juste de cet outil en mécatronique. Depuis peu, je mets mon expérience de la modélisation des systèmes mécaniques multicorps au service de la robotique médicale et plus particulièrement sur un projet de conception d’un robot souple pour la laparoscopie (thèse de Gérardo Villegas-Medina).

2.1.2 Développements dans l’axe *Prototypage virtuel*

Le dimensionnement est un enjeu pour les industriels dans leur processus de conception. Depuis une quinzaine d’années, l’équipe *Fluidetronique* puis FTR du LAI s’intéresse à la formalisation des problèmes de dimensionnement de systèmes mécatroniques sur des critères dynamiques et énergétiques. A l’initiative de Serge Scavarda et de Daniel Thomasset, elle a mis en place une méthodologie reposant sur une approche par modèle d’état inverse et s’appuyant sur le langage bond graph.

J’ai intégré ce thème de recherche tout d’abord dans le co-encadrement de la thèse d’Olivier Méchin (2000-2003) en financement CIFRE avec PSA Peugeot Citroën dans le cadre du PREDIT 2 (thème Conception-Production). Dans ce programme étaient proposés un travail sur l’application de la méthodologie à un système automobile [17, 20] et une réflexion sur la rédaction d’un cahier des charges dans ce contexte [21]. Les résultats obtenus ont conforté la direction de recherche prise avec le développement de

cette méthodologie [32]. Les travaux de la thèse d'Olivier Méchin représentent un tournant capital pour cet axe de recherche de l'équipe FTR car ils démontrent la crédibilité industrielle d'une telle approche de la conception et du dimensionnement des systèmes mécatroniques qui sont le cœur de ses applications. Outre la mise à l'épreuve de la méthodologie sur des cas industriels concrets (Direction Assistée Electrique et systèmes de suspensions), les travaux menés ont permis de prendre en compte des spécifications sous forme de contraintes et d'envisager un dimensionnement synergique traitant simultanément plusieurs systèmes d'actionnement. Au cours de cette thèse, j'ai par ailleurs proposé une classification des structures d'actionnement mécatronique basée sur les concepts d'iso-actionnement et de sur-actionnement permettant une première analyse des possibilités de dimensionnement par rapport aux spécifications données dans un cahier des charges. Cette réflexion a été ensuite élargie aux concepts de ligne de puissance et de degré de liberté énergétique au cours des travaux de la thèse de Jérôme Laffite encadrée par Eric Bideaux [8, 25]. La réflexion sur le dimensionnement a porté également sur la mise en place de nouveaux critères énergétiques notamment dans le formalisme scattering. J'ai effectué ainsi le co-encadrement du stage de DEA de Fabrice Ranc (1999-2000) traitant de l'apport du formalisme scattering au dimensionnement, dans le contexte du langage bond graph.

En outre, toujours dans l'activité de dimensionnement, j'ai démarré un travail de recherche consistant à intégrer dans la représentation bond graph la théorie liée à l'optimisation par l'extrémalisation de fonctionnelle (DEA de Bogdan Chereji 2002-2003). Cette approche permettra à terme d'envisager des problèmes de conception multi-critères incluant par exemple la synthèse de structure, la minimisation d'énergie, le dimensionnement avec un comportement de référence donné ou la commande optimale. Avec Daniel Thomasset, je co-encadre actuellement la thèse de Bogdan Chereji (2003-2006) qui a pour but de formaliser un problème d'optimisation dynamique dans le langage bond graph. Une première procédure permettant la construction systématique de la représentation bond graph de ce problème a été élaborée sur la base d'un exemple [24]. Une formalisation générique de cette procédure et la démonstration de son bien fondé sont maintenant disponibles et font l'objet d'une publication [9], d'une communication [26] et d'une soumission pour une publication en revue [38]. Un travail sur l'implantation de méthodes numériques permettant une exploitation en simulation de la représentation bond graph a également été effectué [27]. Le problème d'optimisation actuellement résolu est celui d'un problème de commande optimale sans contrainte où l'indice de performance est de type intégrale quadratique sur l'entrée et l'énergie dissipée. Les systèmes envisagés sont linéaires et invariants dans le temps. Les développements actuels visent la prise en compte de contraintes sur l'état et/ou l'entrée et l'illustration de la procédure sur un exemple du domaine électrotechnique (moteur asynchrone). Concernant l'implantation de méthodes numériques, j'ai proposé et encadré un travail de Master Recherche (Guillaume Schulz 2004-2005) sur un état de l'art et la mise en oeuvre de méthodes numériques d'optimisation. De plus, j'ai sollicité et mis en place une collaboration avec une équipe de l'Institut Camille Jordan pour traiter des aspects mathématiques de nos développements et de lever éventuellement certains verrous théoriques. Ceci a conduit à des productions scientifiques communes [9, 26, 27].

Les résultats de ces travaux ont abouti à notre participation au consortium du projet METISSE (Méthodes numéRIques et Techniques Informatiques pour la Simulation et la Synthèse en Environnement, 2003-2006) du RNTL (Réseau National en Technologies Logicielles) piloté par la société Imagine [31, 33]. L'objectif de ce projet a été d'engager un travail de réflexion, de développement et d'adaptation de méthodes et de composants logiciels par rapport à quelques grands sujets clairement identifiés en simulation et synthèse de systèmes mécatroniques. Le consortium regroupe 12 partenaires éditeurs de logiciels scientifiques et techniques (Imagine, LMS France, Cadoe), centres de recherche (IMFT-LEEI ENSEEIHT, INRIA, D2S ECL, LAI INSA de Lyon), et industriels (CS SI, IFP, Snecma Moteurs, EADS-CCR, PSA Peugeot Citroën). Dans ce projet défini pour une durée de deux ans, j'ai eu en charge le pilotage d'un sous-projet concernant le dimensionnement et l'optimisation. Le financement attribué au LAI a été de 132k€ HT dans le cadre de ce projet. Les moyens mis en oeuvre sont, entre autres, deux post-doctorats de 18 mois chacun respectivement sur les sujets : *Couplage d'un problème d'optimisation à une méthodologie de dimensionnement d'une chaîne d'actionnement sur des critères énergétiques et dynamiques* pour Omar Mouhib qui a démarré en avril 2005 [28], et *Apports potentiels des méthodes d'optimisation dans la phase de traduction des exigences du donneur d'ordres en spécifications sur les sorties* pour Amine Mohsine qui a démarré en mars 2006. Etant donné la part de travail restant à faire, j'ai pu obtenir auprès du ministère, une prolongation jusqu'en juillet 2007.

En parallèle de ces travaux, nous spécifions les fonctionnalités de l’outil logiciel MS1 associées à la méthodologie de dimensionnement. Ce logiciel, développé par Francis Lorenz à Liège (Belgique), est un outil pour la modélisation, l’analyse, la simulation et la conception des systèmes mécatroniques. Il permet une entrée multi-modale pour la représentation de ces systèmes incluant, entre autres, la représentation bond graph. Ce logiciel possède intrinsèquement le concept de bicausalité qui est à la base de l’exploitation bond graph dans l’application de la méthodologie. En liaison avec les derniers développements méthodologiques et les réflexions conduites notamment lors du PREDIT 2, nous avons établi un cahier des charges spécifiant les nouvelles fonctionnalités souhaitées dans le logiciel [32]. Ces dernières permettent de définir une base de données de composants de chaînes d’actionnement, et permettront de définir différents critères de dimensionnement et d’appliquer une procédure de validation/sélection de composants par la méthodologie développée. J’ai également encadré deux stagiaires (2003-2004) dans le cadre d’une convention entre l’Université d’Oradea (Roumanie) et l’INSA de Lyon pour l’alimentation de la base de données en composants du domaine électromécanique. Le résultat de ces travaux est la mise en place d’un démonstrateur logiciel de la méthodologie.

Le projet SIMPA2 (Simulation pour le Procédé et l’Automatique 2, 2006-2009) de l’ANR-RNTL va permettre également de contribuer à la méthodologie de dimensionnement développée par le LAI. Ce projet a pour objectifs d’une part de mettre à disposition sous licence libre un compilateur Modelica complet devant :

- supporter l’intégralité du langage Modelica,
- être autoportant,
- s’intégrer dans les environnements de simulation libre Scicos, et commercial AMESim,
- pouvoir être intégré dans n’importe quel autre environnement de simulation,
- répondre à la problématique des partenaires industriels du projet.

Ce projet d’une durée de trois ans est piloté par EDF et regroupe un consortium de 8 partenaires (CRIL Technology, EDF, IFP, Imagine, INRIA Rocquencourt, PELAB -Suède-, PSA Peugeot Citroën). Le financement attribué au LAI est de 103k€ TTC permettant l’embauche d’un chercheur en thèse (Audrey Jardin). Le rôle du LAI dans ce projet est de fournir les spécifications du compilateur à développer pour qu’il puisse intégrer les fonctionnalités de la méthodologie de dimensionnement [34]. Les travaux de thèse quant à eux, outre la validation des développements du compilateur sur des cas tests pris du domaine de l’automobile, auront pour but de mener une étude sur les possibilités de dimensionnement offertes par les spécifications d’un cahier des charges, d’étudier les reformulations possibles de ces spécifications suivant la structure du système, et d’étudier les conditions d’inversibilité mathématique d’un modèle à travers sa représentation bond graph. En outre, une prestation a été engagée auprès de Francis Lorenz pour le développement d’un module dans MS1 permettant de générer le code Modelica d’un modèle bond graph. Dans le cadre du projet SIMPA2, ce module doit permettre de créer une passerelle entre MS1 et une plate-forme d’outils pour la conception où Modelica est le langage central.

Enfin, dans le domaine d’activité de la robotique médicale, je co-encadre la thèse de Gerardo Villegas-Medina sur la conception d’un robot souple pour la laparoscopie. Les réflexions menées sur ce travail avec Tanneguy Redarce et Minh Tu Pham doivent nous permettre d’une part, de présenter une nouvelle structure actionnée de ce type de robot, et d’autre part, d’envisager d’étendre la méthodologie de dimensionnement à des phases plus amont de la conception touchant la structure cinématique d’un système.

2.1.3 Développements dans l’axe *Modélisation mécatronique*

L’équipe FTR du LAI traite des systèmes pluridisciplinaires à structure mécanique. L’utilisation du langage bond graph se justifie donc, mais elle impose aussi sa maîtrise dans le domaine mécanique multicorps. C’est dans ce contexte que mes travaux de thèse m’ont apporté une double compétence mécanique/bond graph [1, 10, 37]. Cette double compétence m’a permis de co-encadrer la thèse d’Olivier Méchin (2000-2003). Cette thèse a compris un travail de modélisation en dynamique du véhicule [4, 17, 20, 21]. L’application de cette méthodologie à un système de l’automobile avec des critères de dimensionnement donnés par le constructeur a nécessité la représentation bond graph de différents modèles de véhicule de complexité plus ou moins grande dans le domaine mécanique multicorps (modèle bicyclette, modèle bicycle longitudinal ou transversal, modèle complet). Dans la continuité de ce travail

de modélisation dans le domaine de la dynamique du véhicule, j'ai encadré une stagiaire de l'Université de Catalogne en Espagne pour la mise en place d'une représentation bond graph d'un modèle multicorps d'une suspension pseudo Mc Pherson. En outre, l'analyse de la modélisation des phénomènes de dérive du pneumatique de l'automobile et l'insatisfaction de la représentation bond graph correspondante a donné lieu à un travail de DEA sur ce sujet (Alessandro Zin 2001-2002). J'ai sur ce point rencontré les gens d'Imagine, PSA Peugeot Citroën, Renault et Michelin pour étudier les possibilités d'une continuation de ce travail dans le cadre d'une thèse CIFRE. Aucune suite n'a pour l'instant été donnée à ce projet.

Cette expertise de la modélisation bond graph des systèmes mécaniques multicorps a débouché sur un cours pour les élèves de 3^e année de cycle ingénieur au département Génie Mécanique Conception à l'INSA de Lyon, sur un cours à l'Ecole Internationale d'Automatique de Lille sur la méthodologie bond graph [35] et enfin sur un chapitre d'un ouvrage collectif paru aux éditions Hermès [29]. J'ai également été examinateur dans un jury de thèse (Université de Lille 1-2002) et président de session en congrès international (ICBGM2001, Phoenix). En outre, la compétence acquise dans ce domaine et plus généralement en bond graph m'a permis d'être sollicité pour la relecture de plusieurs soumissions pour des revues et des congrès internationaux. J'ai par ailleurs été invité à la DLR (Deutsches Zentrum für Luft-und-Raumfahrt) à Weßling en Allemagne en novembre 1999 par le Professeur Willy Kortüm pour présenter les activités du LAI en bond graph et mécatronique. Une seconde rencontre en Allemagne en octobre 2001 et le contact avec Moritz Gretschel et Ondrej Vaculin de la DLR ont débouché sur une collaboration concernant dans un premier temps la modélisation d'un véhicule ferroviaire complet et de son système de freinage pneumatique. J'ai co-encadré dans ce contexte un stagiaire (2003-2004) en double diplôme Université de Karlsruhe-INSA de Lyon qui a travaillé sur la modélisation sous le logiciel AMESim d'un relais de pression du circuit de freinage pneumatique d'un véhicule ferroviaire. Ce travail permettra par la suite d'appliquer la méthodologie développée dans le thème *Prototypage virtuel* à cet exemple du domaine ferroviaire.

Ce travail de modélisation dans le domaine des systèmes mécaniques multicorps m'a permis également d'entreprendre une collaboration avec Renault sur la modélisation d'une commande externe à barre de boîte de vitesses (2000). Cette étude a été réalisée dans le cadre d'un Projet de Fin d'Etudes pour deux étudiants de dernière année du département Génie Mécanique Conception à L'INSA de Lyon. Cette collaboration s'est poursuivie l'année suivante sur l'étude d'une commande à câble dans le cadre d'un stage de DEA (Nicolas Lesnoff 2000-2001).

Les études menées au sein du LAI s'appuient généralement sur l'utilisation de l'outil logiciel AMESim développé par la société Imagine à Roanne. Ce logiciel, dédié historiquement aux systèmes électrohydrauliques et électropneumatiques, possède également des bibliothèques de composants mécaniques monodimensionnels. Les études entreprises par exemple avec Renault (2000 et 2001) ont justifié le développement d'une bibliothèque spécifique de composants de mécanique plane (1999). Cette bibliothèque, dont j'ai eu l'initiative et la charge de développement, a été commercialisée au cours de l'année 2004 et fait l'objet d'un contrat de versement de royalties pour le LAI de la part d'Imagine [6, 7, 23, 36]. Elle a permis de proposer des prestations de modélisation dans les domaines de l'automobile avec Koyo Steering Europe (2002-2003) et des engins de travaux publics avec Rexroth Bosch Group (2003). En vue de l'industrialisation de cette bibliothèque, j'ai assuré, en tant que conseil, le suivi d'un stagiaire de l'ISTIL (Institut des Sciences et Techniques de l'Ingénieur de Lyon) chez Imagine (2003) dont le travail a été de mener une réflexion pour la mise en place d'une interface graphique associée à cette bibliothèque et pour l'assemblage cohérent des mécanismes plans en position initiale. J'ai également co-encadré deux binômes d'étudiants de dernière année du Département Génie Mécanique Conception de l'INSA de Lyon pendant leur Projet de Fin d'Etudes portant d'une part, sur le développement d'un composant de contact pour la bibliothèque de mécanismes plans, et d'autre part, sur l'étude de faisabilité d'une bibliothèque de composants de mécanique tridimensionnelle. Pour le premier sujet, la deuxième partie de mes travaux de thèse sur la représentation bond graph générique du contact ponctuel a constitué une base de développement de ces nouveaux composants dans la bibliothèque de mécanismes plans [2, 11].

En parallèle des études industrielles, une activité de l'équipe FTR du LAI est également le développement de méthodologies s'appuyant sur le langage bond graph. Ces méthodologies donnent lieu à des procédures permettant l'analyse de comportement de système au niveau structurel puis numérique [5, 16, 19]. Dans ce sens, la troisième partie de mes travaux de thèse apporte, dans le contexte de l'utilisation du langage bond graph, de nouvelles stratégies de modélisation en vue de la simulation. Elle propose

des procédures exploitant le bond graph pour le choix des variables d'état, l'écriture des équations dynamiques et la reformulation de ces dernières pour une simulation efficace [3, 12, 13, 14]. Ce travail s'inspire également dans une large mesure de la réflexion sur la simulation des mécanismes qui m'a permis de contribuer à un chapitre dans les *Techniques de l'ingénieur* [30]. Dans le même contexte d'exploitation de la représentation bond graph, j'ai prolongé les travaux de thèse de Xiaoguang Xia (LAI, 2000) sur l'obtention de matrices de transfert et de transmission utilisant le concept de bicausalité [22]. Ce travail s'est inscrit dans un projet région ayant pour thème Modélisation et Contrôle des Systèmes Dynamiques Complexes (2001-2003).

En outre, les réflexions sur le formalisme bond graph par rapport au domaine de la mécanique m'ont amené d'une part, à préciser la représentation classique d'un composant ressort [15], et d'autre part, à compléter la représentation bond graph pour mettre en évidence des paramètres de dimensionnement non présents *a priori* dans la représentation. Les réflexions de Serge Scavarda dans le domaine des systèmes thermodynamiques ont montré sur ce point une complète analogie de la problématique avec le domaine de la mécanique [18].

Enfin, j'ai encadré le stage de DEA de Abbas Bahmed (1999-2000) concernant l'introduction des notions de causalité et de bicausalité de calcul dans le formalisme scattering à travers la représentation bond graph. L'idée était ici d'explorer les possibilités d'exploitation graphique de la causalité et la bicausalité opératoires appliquées aux variables scattering afin de systématiser le calcul des matrices d'ondes et de transmission à travers la représentation bond graph. Le formalisme scattering nous intéresse par ailleurs dans le thème *Prototypage virtuel* pour développer des critères énergétiques.

2.1.4 Encadrements

Encadrements de 2 post-doctorants

2005-2007

Durée : 18 mois chacun.

– Omar Mouhib.

Sujet : *Couplage d'un problème d'optimisation à une méthodologie de dimensionnement d'une chaîne d'actionnement sur des critères énergétiques et dynamiques.*

– Amine Mohsine.

Sujet : *Apports potentiels des méthodes d'optimisation dans la phase de traduction des exigences du donneur d'ordres en spécifications sur les sorties.*

Cette recherche est financée dans le cadre du projet RNTL METISSE.

Co-encadrements de 4 thèses (formation doctorale d'Automatique Industrielle)

oct. 06 - sept. 2009 :

Audrey Jardin (Co-encadrement 50%, directeur : Professeur Eric Bideaux).

Sujet : *Contribution à une méthodologie de dimensionnement des systèmes mécatroniques sur des critères dynamiques et énergétiques.*

Cette recherche est financée dans le cadre du projet SIMPA2.

nov. 04 - oct. 2007 :

Gérardo Villegas-Medina (Co-encadrement 50%, directeur : Professeur Tanneguy Redarce).

Sujet : *Conception et réalisation d'un prototype de bras robotisé déformable d'endochirurgie.*

Le financement de cette thèse se fait par l'intermédiaire d'une bourse du gouvernement mexicain.

nov. 03 - déc. 2006 :

Bogdan Chereji (Co-encadrement 50%, directeur : Professeur Daniel Thomasset).

Sujet : *Formulation d'un problème d'optimisation dynamique dans le langage bond graph.*

Cette thèse est financée par une bourse MIRA et sur fond propre du LAI. Elle est rattachée au projet METISSE.

fév. 00 - jan. 2003 :

Olivier Méchin (Co-encadrement 50%, directeur : Professeur Serge Scavarda).

Sujet : *Conception des systèmes de la liaison au sol : contribution à la définition du cahier des charges.*

Soutenue le 13 février 2003.

Mention très honorable.

Jury : MM. D. Le Houédec (rapporteur), M. Lebrun (rapporteur), P. Breedveld (rapporteur), P. Ferbach, A. Rault, S. Scavarda, W. Marquis-Favre. Thèse en bourse CIFRE avec PSA Peugeot Citroën dans le cadre du PREDIT 2 (thème Conception-Production).

Encadrement Master Recherche (SIDS -Science de l'Information, des Dispositifs et des Systèmes- spécialité GSA -Génie des Systèmes Automatisés-)

oct. 05 - juil. 2006 :

Paul Acquatella (Co-encadrement 50%).

Sujet : *Modélisation, simulation 3D et comparaison de solutions de robots flexibles de CMI : projet CyberSnake.*

oct. 04 - juil. 2005 :

Guillaume Schulz.

Sujet : *Etat de l'art et mise en oeuvre de méthodes d'optimisation.*

Encadrements DEA (formation doctorale d'Automatique Industrielle)

oct. 02 - sept. 2003 :

Bogdan Chereji (Co-encadrement 50%).

Sujet : *Optimisation dynamique et énergétique à travers la représentation bond graph.*

oct. 01 - juin 2002 :

Alessandro Zin.

Sujet : *Investigation de la modélisation des phénomènes de dérive du pneumatique de l'automobile, dans le contexte de la représentation bond graph.*

oct. 00 - juin 2001 :

Nicolas Lesnoff.

Sujet : *Modélisation de la commande externe à câbles d'une transmission manuelle de boîte de vitesses sur véhicule automobile.*

oct. 99 - juin 2000 :

– Abbas Bahmed.

Sujet : *Introduction des notions de causalité et de bicausalité de calcul dans le formalisme scattering à travers la représentation bond graph.*

– Fabrice Ranc (Co-encadrement 50%).

Sujet : *Apport du formalisme scattering au dimensionnement, dans le contexte du langage bond graph.*

2.1.5 Responsabilités

- Membre du comité de lecture de la journée nationale LMCS (Logiciels pour la Modélisation et le Calcul Scientifique) du 30 novembre 2006 au Pôle Universitaire Léonard de Vinci et organisée par l'IFP (Institut Français du Pétrole) et l'Université Léonard de Vinci.
- En charge pour le compte du LAI du projet SIMPA2 (SIMulation pour le Procédé et l'Automatique) dans le cadre de l'ANR-Réseau National en Technologie Logiciel. Dans ce projet, en charge de la spécification du compilateur Modelica, objet du projet, pour intégrer les fonctionnalités de la méthodologie de dimensionnement développée au LAI. Recrutement d'un doctorant.
- En charge pour le compte du LAI du projet METISSE (Méthodes numéRIquEs et Techniques Informatiques pour la Simulation et la Synthèse en Environnement) dans le cadre du Réseau National en Technologie Logiciel. Dans ce projet, en charge du pilotage du sous-projet dimensionnement et optimisation et en charge du recrutement de deux post-doctorants.
- Responsable du suivi scientifique du contrat entre Imagine et le LAI sur la bibliothèque *Planar Mechanism* commercialisée en 2004 pour le logiciel AMESim.
- Président de la session « Causality II » à l'ICBGM'01 (International Conference on Bond Graph Modeling and Simulation à Phœnix du 7 au 11 janvier 2001).
- Membre du comité scientifique et conférencier de l'Ecole Internationale en Automatique de Lille sur *la méthodologie bond graph* qui s'est déroulée du 28 août au 1er septembre 2000.

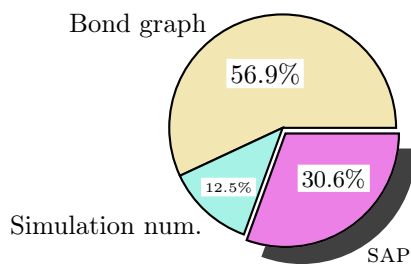
2.2 Activités d’enseignement

Mon enseignement repose pour la plus grande partie sur la discipline de la mécanique des systèmes multicorps en 1^{er} cycle (cinématique et dynamique de Newton) et en cycle ingénieur (dynamique de Lagrange). Je complète cet enseignement par des interventions en automatique avec la mise en place de modules sur l’outil bond graph dans un contexte de modélisation de systèmes mécatroniques en 1^{er} cycle et en cycle ingénieur. Ces différentes interventions permettent de mener de manière complémentaire mes activités de recherche et d’enseignement car les secondes sont très liées aux axes de recherche présentés dans la section 2.1. En effet, mes premiers enseignements, notamment en mécanique, ont permis pendant la période de thèse de bien poser les fondements dans la contribution à la représentation bond graph des systèmes multicorps. En retour, le travail nécessaire effectué sur la modélisation pluridisciplinaire et la simulation m’ont donné l’occasion de monter des modules sur le langage bond graph et les aspects numériques de la simulation. Cette interdépendance enseignement/recherche est encore bien vivante aujourd’hui par exemple entre le module sur la mécanique lagrangienne et les travaux de recherche sur la formulation d’un problème d’optimisation dans la représentation bond graph pour le couplage avec la méthodologie de dimensionnement développée au laboratoire.

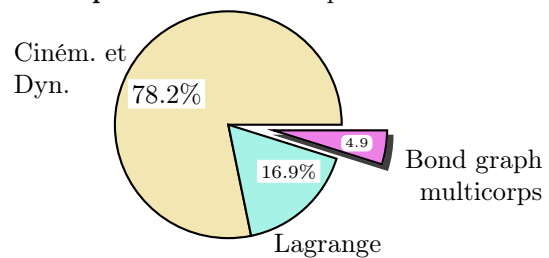
2.2.1 Bilan des enseignements

Rappel d’une année type (2005-2006) : 196 heures équivalent TD.

Automatique : 72 heures équ. TD



Mécanique : 124 heures équ. TD



Les tableaux 2.4 et 2.5 présentent un récapitulatif de mes différents enseignements respectivement pendant la période en poste de Maître de Conférences, et pendant la période précédant cette prise de poste. Les enseignements sont organisés en deux domaines, l’automatique et la mécanique avec un module charnière couplant les deux. Dans chaque domaine, les modules sont présentés dans l’ordre des niveaux¹ du cursus scolaire touchés en partant de la 2^e année de 1^{er} cycle jusqu’au 3^e cycle. Les volumes horaires cumulés, les effectifs et les périodes sont également indiqués dans ces tableaux.

¹Dans l’organisation de la scolarité des INSA, du DEA ou maintenant du Master Recherche, et des écoles doctorales, les correspondances sont les suivantes :

- 2^e année, 1^{er} cycle : Bac + 2 ans,
- 1^{re} année, cycle ingénieur : Bac + 3 ans,
- 2^e année, cycle ingénieur : Bac + 4 ans,
- 3^e année, cycle ingénieur : Bac + 5 ans,
- DEA ou Master Recherche : Bac + 5 ans,
- Ecole doctorale : Bac + 6 à 8 ans.

	Module	Niveau	Volume horaire cumulé	Effectifs	Période
Automatique	Modélisation des systèmes mécatroniques : outil bond graph	2 ^e année 1 ^{er} cycle	30h de cours 60h de TD	30 ^{aine} puis 24	2002-2005
	Systèmes Automatisés de Production	1 ^{re} année cycle ingénieur	22h de TD	29	2006-
	Modelling, Simulation and Analysis of Energy Transduction Systems	2 ^e année cycle ingénieur INSA de Toulouse	4h de cours 8,5h de TD	15	2006-
	Outil bond graph	3 ^e année cycle ingénieur	26h de cours	15 ^{aine}	2003-
	Systèmes d'équations Méthodes numériques Simulation	3 ^e année cycle ingénieur	104h de cours	15 ^{aine} et 10 ^{aine}	1998-
	Simulation et bond graph	3 ^e année cycle ingénieur	52h de TP	15 ^{aine} et 30 ^{aine}	1998-2003
	Modélisation des systèmes physiques par bond graph	DEA ISA et Master Recherche SIDS, spécialité GSA	22,5h de cours	10 ^{aine}	2004-
	Représentation bond graph : outil de modélisation et d'analyse pour les systèmes mécatroniques	Tutorial de l'Ecole Doctorale EEA	6h de cours	28 puis 10 ^{aine}	2002-2004
	Bond graph appliqué à la représentation des systèmes mécaniques multicorps	3 ^e année cycle ingénieur	24h de cours	15 ^{aine}	1998-2003 ; 2006
Mécanique	Cinématique Dynamique	2 ^e année 1 ^{er} cycle	224h de cours	24, 50 ^{aine} puis 60 ^{aine}	1999-
	Cinématique Dynamique	2 ^e année 1 ^{er} cycle	661h de TD	20 ^{aine}	1998-
	Dynamique Lagrange	1 ^{re} année cycle ingénieur	147h de TD	30 et 22	1998-
	Sur la résolution des équations en simulation des mécanismes	DEA de Mécanique	12h de cours	10 ^{aine}	2000-2002

suite sur la page suivante

suite

Module	Niveau	Volume horaire cumulé	Effectifs	Période
Sur la résolution des équations en simulation des mécanismes	3 ^e année cycle ingénieur et DEA de Mécanique	12h de cours	14	1998-2000

TAB. 2.4: Période en poste de MCF (1998-2006)

	Module	Niveau	Volume horaire cumulé	Effectifs	Statut
Mécanique	Cinématique Dynamique	2 ^e année 1 ^{er} cycle	106h de TD	24	ATER
	Dynamique Lagrange	1 ^{re} année cycle ingénieur	15h de TD	30	ATER
	Cinématique Dynamique	2 ^e année 1 ^{er} cycle	128h de TD	24	Moniteur
Automatique	Bond graph appliqué à la représentation des systèmes mécaniques multicorps	3 ^e année cycle ingénieur	14h de cours	16	Vacataire
	Asservissement, Régulation, Logique séquentielle	2 ^e année cycle ingénieur	96h de TP	8	Vacataire
	Systèmes d'équations Méthodes numériques Simulation	3 ^e année cycle ingénieur	21h de cours	16	Vacataire
	Simulation et bond graph	3 ^e année cycle ingénieur	16h de TP	16	Vacataire

TAB. 2.5 – Période avant la prise de poste MCF (1994-1998)

2.2.2 Descriptif des modules

Modélisation des systèmes mécatroniques : outil bond graph

Ce module est une Ouverture Thématique optionnelle proposée à un groupe d'étudiants de 2^e année du 1^{er} cycle à l'INSA de Lyon. Ces Ouvertures Thématiques ont pour vocation, entre autres, de faire un lien vers les enseignements de départements et donc entre le 1^{er} cycle et le cycle ingénieur. Le lien pour ce module est une mise en perspective d'une activité de modélisation, simulation et commande sur des applications industrielles pluridisciplinaires. L'ambition est également de faire une synthèse et une application de certains résultats fondamentaux vus au 1^{er} cycle en électromagnétisme, en mécanique ou

encore en thermodynamique. En ce sens, ce module crée également un pont intra-1^{er} cycle entre différentes disciplines.

J'ai créé et proposé ce module avec comme objectif annoncé de faire acquérir pour le futur ingénieur une philosophie de modélisation des systèmes mécatroniques basée sur une approche énergétique et multidomaine à travers un langage graphique convivial. Ce module doit permettre aux étudiants :

- de définir les objectifs du modèle d'un système physique en termes d'analyse et/ou de conception,
- d'identifier, dans un certain cadre d'hypothèses, un système, ses composants et les phénomènes énergétiques présents dans chaque composant,
- d'être capable de construire la représentation bond graph d'un modèle,
- de déduire les propriétés du système à partir de sa représentation bond graph,
- d'exploiter la représentation bond graph pour la simulation.

Ce module démarre généralement par un aperçu de problématiques de conception de systèmes à travers des exemples chez les constructeurs automobile ou encore chez les équipementiers.

Systèmes Automatisés de Production

Je dispense cet enseignement aux étudiants de 1^{er} année du département Génie Mécanique Conception dans le domaine de l'automatique. Le but de cet enseignement est d'appréhender les Systèmes dynamiques à Événements Discrets (SED) à des fins de modélisation, d'analyse de performances et de dimensionnement. Il s'appuie de manière quasiment exclusive sur l'outil Réseau de Petri. Dans le cadre de ce cours, l'intérêt est porté essentiellement aux problèmes rencontrés lors de la conception et la gestion de systèmes de production industrielle. La conception préliminaire inclut :

- la spécification fonctionnelle,
- la modélisation,
- et l'évaluation de performances et le dimensionnement des systèmes.

Dans ce module, quelques séances sont également dispensées pour la programmation par GRAFCET et Langage à Contact d'Automate Programmable Industriel (API) et pour la simulation de Partie Opérative d'un atelier d'usinage.

A titre personnel, il s'agit là d'une extension de mes activités d'enseignement en Automatique. En outre, les Réseaux de Petri offrent un parallèle intéressant avec le bond graph en tant qu'outil dédié à la modélisation des systèmes à événements discrets pouvant être utilisé dans une problématique de conception.

Modelling, Simulation and Analysis of Energy Transduction Systems

Dès son ouverture en 2006, nous avons été sollicités , Eric Bideaux et moi-même par Jean-Charles Maré directeur du département de Génie Mécanique de l'INSA de Toulouse, pour dispenser l'enseignement de ce module à des étudiants de 2^e année de cycle ingénieur. Il rentre dans le cadre de la création de la spécialité transversale Ingénierie des Systèmes (IdS) au département Génie Mécanique à l'INSA de Toulouse. Le titre anglais présage une ouverture de ce module à des étudiants étrangers et donc un enseignement dans cette langue. Pour cette première année, notre intervention orale s'est faite en français.

Le contenu est proche de celui de la partie « Outil bond graph » du module suivant dispensé aux étudiants de 3^e année du département Génie Mécanique Conception à l'INSA de Lyon. Cette intervention témoigne d'une part de la préoccupation de plus en plus d'universitaires d'enseigner un outil répondant aux exigences industrielles et pluridisciplinaires en particulier de la mécatronique, et d'autre part, du positionnement du laboratoire dans la communauté nationale bond graph.

Module Modélisation, Analyse et Conception des Systèmes Continus comprenant « Outil bond graph », « Systèmes d'équations, Méthodes numériques, Simulation »,

J'ai participé à la création de ce module en 1997 avec une volonté marquée de répondre à une triple préoccupation des industriels sur la Modélisation, l'Analyse, et la Commande pour la conception des systèmes mécatroniques. Ce module est dispensé aux étudiants de dernière année du département Génie

Mécanique Conception de l'INSA de Lyon pendant leur Projet de Fin d'Etudes dans le cadre de leur spécialisation au Centre d'Intérêt Ingénierie des Systèmes Automatisés, Analyse et Conception. En 2005, une partie de ces enseignements s'est faite en commun avec l'Option Transversale de l'INSA de Lyon regroupant des étudiants en dernière année du cycle ingénieur de différents départements (GE -Génie Electrique-, GMC -Génie Mécanique Conception-, GMD -Génie Mécanique Développement- et GEN - Génie Energétique et Environnement-).

Ces enseignements permettent d'appréhender les problématiques et certains outils de l'Ingénierie Système tels que l'outil bond graph et la simulation. Concernant cette dernière, ma volonté n'est pas de faire aborder la simulation sous l'angle d'un numéricien mais de rendre les futurs ingénieurs critiques face à leurs modèles, leurs outils et leurs résultats numériques. L'idée est également de mettre en évidence les paramètres clés de la simulation et certaines grandes tendances vis-à-vis de réponses numériques. Dans ce module, j'ai accordé également une importance au choix des applications traitées pour essayer de mettre les étudiants en situation. C'est ainsi par exemple qu'en 2006, j'ai proposé un travail sur la modélisation d'un embrayage électrohydraulique d'automobile.

Modélisation des systèmes physiques par bond graph

Ce module est dispensé en collaboration avec Bernhard Maschke du LAGEP (Laboratoire d'Automatique et de Génie des Procédés) dans le cadre du DEA Ingénierie des Systèmes Automatisés puis du Master Recherche SIDS (Science de l'Information, des Dispositifs et des Systèmes), spécialité Génie des Systèmes Automatisés. Ce module consiste en un cours avancé sur l'outil bond graph et son utilisation dans le domaine de l'automatique complété par un cours sur l'approche réseau de la modélisation et la passivité pour la commande.

Concernant la partie outil bond graph que j'ai prise en charge, elle constitue une version des modules dispensés en école d'ingénieur sur des aspects plus théoriques et mis en perspectives de la recherche.

Représentation bond graph : outil de modélisation et d'analyse pour les systèmes mécatroniques

Ce module faisait partie des tutoriaux de l'école doctorale EEA (Electronique, Electrotechnique, Automatique) dispensés à des doctorants. Sur un créneau de deux heures, il avait pour objectif de présenter l'idée générale du langage bond graph et ses potentialités en terme d'exploitation. L'enjeu pédagogique a été de faire passer les notions clés du langage pour promouvoir son utilisation en recherche quand le sujet de thèse le permet.

Bond graph appliqué à la représentation des systèmes mécaniques multicorps

Ce module charnière entre l'automatique et la mécanique est dispensé aux étudiants de dernière année du département de Génie Mécanique Conception à l'INSA de Lyon dans leur spécialisation du Centre d'Intérêt Ingénierie des Systèmes Automatisés, Analyse et Conception. La spécificité du domaine des systèmes mécaniques multicorps demande que l'on s'attarde sur leur représentation bond graph. Ce module que j'ai monté en 1996 est issu de mes travaux de recherche de thèse. Les fondamentaux de la mécanique du corps indéformable sont passés en revue sous l'angle du langage bond graph. Il met en évidence deux approches pour la construction de la représentation d'un système mécanique multicorps permettant aux étudiants ensuite d'être autonomes, et de « connecter » les autres domaines physiques à cette partie mécanique multicorps.

Cinématique et Dynamique

Ce module s'adresse aux étudiants de 2^e année du premier cycle à l'INSA de Lyon. Il représente le socle de mon enseignement en volume horaire et en effectif notamment au niveau du cours. Du point de vue pédagogique, un travail adapté a dû être fait pour la filière ASINSA composée environ pour moitié

d'étudiants asiatiques, ainsi que pour le groupe GRAL (GRoupe ALlemand) avec un enseignement en TD que j'ai effectué en langue allemande pendant 7 semestres.

Le contenu de ce module consiste en les fondamentaux de la cinématique et de la mécanique Newtonienne avec notamment une approche torsorielle en vue de la modélisation des systèmes mécaniques multicorps à solides indéformables. Considéré bien souvent comme traitant d'une science achevée, ce module reste relativement invariant tant dans sa forme que dans son contenu. Néanmoins, l'année à venir va voir l'introduction de l'outil MAPLE notamment pour décharger de certains aspects calculatoires et pour essayer de pousser les modèles mis en place jusqu'à leur résolution notamment en grands déplacements donc en non linéaire. Une caractéristique de cet enseignement dispensé à l'INSA de Lyon est la volonté de s'appuyer sur des exemples concrets ce qui transparait à travers les sujets des Devoirs de Synthèse portant régulièrement sur des applications industrielles.

Par rapport à son caractère relativement invariant, j'essaie, du point de vue pédagogique à travers le cours et les TD que je dispense, d'ouvrir sur les autres disciplines pour d'une part montrer les ponts entre les modules du premier cycle, et d'autre part, inculquer déjà aux étudiants une vision pluridisciplinaire notamment en travaillant sur les analogies et sur une approche énergétique de la modélisation.

Dynamique de Lagrange

Ce module, dispensé aux étudiants de 1^{re} année du département Génie Mécanique Conception de l'INSA de Lyon, constitue la suite logique du module précédent pour les étudiants en 1^{re} année de cycle ingénieur. Son contenu aborde la modélisation des systèmes mécaniques multicorps à solides indéformables sous l'angle analytique des équations de Lagrange.

Les fondements de ce module font écho à la théorie de base de l'optimisation développée ces derniers temps dans mes activités de recherche (section 3.3).

Sur la résolution des équations en simulation des mécanismes

En parallèle des aspects numériques de la simulation dans le domaine de l'automatique, ce module est plus spécifique au domaine de la mécanique et est également issu des travaux de thèse. A la fois dispensé pour les étudiants pendant leur PFE dans leur spécialisation du Centre d'Intérêt Dynamique de la Locomotion et dans le DEA de mécanique, il montre, entre autres, différentes approches pour reformuler les modèles posant des problèmes dans le domaine mécanique notamment ceux associés à des systèmes d'équations algébro-différentielles.

Asservissement, Régulation, Logique séquentielle

Ce module a consisté (1994-1995) en des TP d'automatique dispensés aux étudiants de 2^e année du département Génie Mécanique Construction (aujourd'hui Conception) à l'INSA de Lyon. Il permet de mettre en pratique les bases de l'automatique linéaire concernant l'asservissement de position, la régulation de vitesse et les automates à logique séquentielle.

2.2.3 Production de supports pédagogiques

Au cours de mes activités d'enseignement, j'ai produit des supports de cours pour les modules :

- sur le langage bond graph appliqué à la modélisation des systèmes physiques et mécatroniques en 1^{er}, 2^e et 3^e cycles,
- sur le langage bond graph appliqué à la représentation des systèmes mécaniques multicorps,
- sur les aspects numériques de la simulation,
- sur la résolution des équations en simulation des mécanismes.

Pour le dernier module évoqué ci-dessus, le cours écrit a donné lieu la rédaction d'un chapitre d'ouvrage pour les « Techniques de l'ingénieur » [30].

2.2.4 Encadrements de PFE (Projets de Fin d'Etudes), de stages et d'étudiants d'échange (niveau bac + 5)

fév. - juin 06 :

2 co-encadrements de binômes en PFE au CI ISAAC (Centre d'Intérêt Ingénierie des Systèmes Automatisés, Analyse et Conception) du département GMC (Génie Mécanique Conception) de l'INSA de Lyon.

Sujet 1 : *Modélisation thermique sous AMESim d'un panneau de commande d'ascenseur incluant l'éclairage de la cabine* (société Otis France).

Sujet 2 : *Modélisation d'une Machine à Mesurer Tridimensionnelle et de son actionnement en vue de sa commande* (Entreprise en incubation avec CREALYS)

fév. - juin 05 :

Co-encadrement d'un binôme en PFE au CI ISAAC du département GMC de l'INSA de Lyon.

Sujet : *Modélisation d'un manipulateur hydraulique* (société Rexroth Bosch Group).

fév. - juin 04 :

– Encadrement d'une étudiante de l'Université de Catalogne (Espagne) en PFE.

Sujet : *Mise en place d'une représentation bond graph d'un modèle multicorps d'une suspension pseudo Mc Pherson.*

– 2 co-encadrements de binômes en PFE au CI ISAAC du département GMC de l'INSA de Lyon.

Sujet 1 : *Développement d'un composant de contact pour la bibliothèque de mécanismes plans du logiciel AMESim* (société Imagine).

Sujet 2 : *Etude de faisabilité d'une bibliothèque de composants mécaniques 3D dans le logiciel AMESim* (société Imagine).

nov. 03 - fév. 04 :

Encadrement d'un stagiaire de l'Université d'Oradea (Roumanie).

Sujet : *Introduction de composants du domaine électromécanique dans la base de données du logiciel MS1.*

oct. 03 - fév. 04 :

Co-encadrement du stage d'un élève de 2^e année du département GMC de l'INSA de Lyon en double diplôme avec l'Université de Karlsruhe (Allemagne).

Sujet : *Modélisation d'un relais de pression d'un circuit de freinage pneumatique de véhicule ferroviaire sous le logiciel AMESim* (collaboration DLR - Allemagne)

avril - sept. 03 :

Suivi en conseil d'un stagiaire de l'ISTIL (Institut des Sciences et Techniques de l'Ingénieur de Lyon).

Sujet : *Mise en place d'un cahier des charges d'une solution d'intégration de la bibliothèque méca2D dans le logiciel AMESim* (société Imagine).

fév. - juin 03 :

2 co-encadrements de binômes en PFE au CI ISAAC du département GMC de l'INSA de Lyon.

Sujet 1 : *Mise en place d'un modèle mécanique 2D du bras d'une machine de travaux publics sous le logiciel AMESim* (société Rexroth Bosch Group).

Sujet 2 : *Evaluation fonctionnelle de la technologie de suspension pneumatique pour un véhicule automobile* (société PSA Peugeot Citroën).

nov. 02 - fév. 03 :

Encadrement d'une stagiaire de l'Université d'Oradea (Roumanie).

Sujet : *Modélisation bond graph dans le logiciel MS1 de moteurs électromécaniques.*

oct. 02 - jan. 03 :

Encadrement du stage ingénieur d'un élève de 3^e année du département GMC de l'INSA de Lyon.

Sujet : *Modélisation de l'engrènement pignon/crémaillère d'une direction automobile sous le logiciel AMESim* (société Koyo Steering Europe).

fév. - juin 2002 :

2 co-encadrements de binômes en PFE au CI ISAAC du département GMC de l'INSA de Lyon.

Sujet 1 : *Modélisation d'un circuit de dosage au gaz naturel* (société Microturbo).

Sujet 2 : *Interface CAO - Atelier logiciel API* (société Schneider).

fév. - juin 2001 :

2 encadrements de binômes en PFE au CI IA (Ingénierie Automatique) du département GMC de l'INSA de Lyon.

Sujet 1 : *Modélisation de la commande externe à câbles d'une transmission manuelle de boîte de vitesses sur véhicule automobile* (société Renault).

Sujet 2 (co-encadrement) : *Modélisation et simulation d'un embrayage de boîte de vitesses automatique et de sa commande* (société Antonov Automotive Technologies France).

fév. - juin 2000 :

Encadrement d'un binôme en Projet de Fin d'Etudes au Centre d'Intérêt Ingénierie Automatique du département Génie Mécanique Construction de l'INSA de Lyon.

Sujet : *Modélisation de la commande externe d'une transmission manuelle de boîte de vitesses sur véhicule automobile* (société Renault).

fév. - juin 1999 :

– Encadrement d'un binôme en PFE au CI IA du département GMC de l'INSA de Lyon.

Sujet : *Bibliothèque de mécanismes plans pour le logiciel de simulation AMESim.*

– Co-encadrement d'un binôme en PFE au CI DL (Dynamique de la Locomotion) du département GMC de l'INSA de Lyon.

Sujet : *Modèle de pilote pour simulateur* (société R.V.I.).

fév. - juin 1997 :

2 encadrements de binômes en PFE au CI IA du département GMC de l'INSA de Lyon.

Sujet 1 : *Effet du profil de voie sur la dynamique du véhicule ferroviaire.*

Sujet 2 (co-encadrement) : *Dimensionnement des systèmes d'actionnement de pendulation des TGV* (société Alstom).

avril - mai 1997 :

Encadrement d'un Projet de Synthèse en Automatique de 2 élèves en 1^{re} année de cycle ingénieur en GMC à l'INSA de Lyon.

Sujet : *Etat de l'art de la modélisation du contact roue-rail.*

fév. - juin 1996 :

Co-encadrement de trois élèves en PFE au CI d'Automatique Avancée et Robotique du département GMC de l'INSA de Lyon.

Sujet : *Comportement dynamique d'une voiture de TGV* (société Alstom).

2.3 Activités administratives

2004 - 2005 :

– Membre du conseil du laboratoire.

– Membre d'une commission de recrutement de personnel à l'INSA de Lyon.

2001 - 2005 :

– Responsabilité du Centre d'Intérêt ISAAC (Ingénierie des Systèmes Automatisés, Analyse et Conception) accueillant des étudiants de dernière année du département Génie Mécanique Conception de l'INSA de Lyon pour leur Projet de Fin d'Etudes.

– Administration de la base de données Labinfo du laboratoire et génération du nouveau site WEB du laboratoire à partir de sa base de données et de l'application Labweb.

2000 :

Participation au groupe de travail pour la mise en place des pages WEB dynamiques (application Labweb) des laboratoires de l'INSA de Lyon sous la direction du Professeur Jacques Kouloumdjian à l'époque au LISI (Laboratoires d'Ingénierie des Systèmes d'Information). Le but de ce groupe de travail a été de spécifier le cahier des charges de l'application générant les pages WEB, de valider les choix, d'évaluer les maquettes et d'aider aux choix définitifs pour la réalisation.

1999 - :

Correspondant pour les modules de cinématique et dynamique des solides de la filière ASINSA

du premier cycle de l'INSA de Lyon constituée pour un tiers environ puis pour moitié d'élèves asiatiques. J'ai en charge l'organisation du cours, des séances de TD et des contrôles (interrogations et Devoirs de Synthèse jusqu'en 2001 pour ces derniers).

mars 1999 - 2003 :

Mise en place et animation d'un groupe de réflexion autour de la modélisation et la simulation de systèmes physiques pluridisciplinaires sur la région lyonnaise. Il s'est réuni environ tous les deux mois impliquant des laboratoires de disciplines différentes et de différents établissements (CASM -Conception et Analyse des Systèmes Mécaniques- à l'INSA de Lyon, CEGELY -CEntre de Génie Electrique de LYon- à l'INSA de Lyon et l'UCBL -Université Claude Bernard de Lyon-, Société Imagine à Roanne, LAGEP -Laboratoire d'Automatique et de Génie des Procédés- à l'UCBL, LAI à l'INSA de Lyon, LTDS -Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes- à l'Ecole Centrale de Lyon).

L'objectif de ce groupe était la mise en place d'une réflexion de fond sur les aspects modélisation et simulation des systèmes physiques pluridisciplinaires à un niveau macroscopique. Cette réflexion s'appuyait sur le point de vue dynamique et énergétique des systèmes en utilisant le langage bond graph pour la représentation et l'analyse de ces systèmes.

1994 - 2001 :

Mise en place d'une page WEB pour l'équipe *fluidetronique* et maintenance des pages WEB du LAI de l'INSA de Lyon.

2.4 Conclusion

Comme évoqué au début de la section 2.2, mes activités de recherche et d'enseignement liant fortement mécanique et automatique ont pratiquement toujours été en synergie. L'enseignement de la mécanique générale a tout naturellement permis d'élargir les compétences du LAI en matière de modélisation des systèmes mécatroniques incluant le domaine de la mécanique multicorps. Pour le domaine d'application du transport de l'équipe FTR, cet enseignement a également permis d'appréhender la dynamique du véhicule notamment pendant la thèse d'Olivier Méchin dans le cadre du PREDIT 2. Par ailleurs, les problématiques de recherche rencontrées dans l'utilisation de l'outil bond graph et dans la mise en oeuvre des modèles en simulation ont, en retour, donné lieu à la mise en place d'une part d'enseignements du langage bond graph de manière générale et plus particulièrement dans le domaine de la mécanique multicorps, et d'autre part, d'enseignements sur les aspects numériques de la simulation des systèmes dynamiques.

Par ailleurs, de nombreux Projets de Fin d'Etudes et stages ont eu pour vocation soit de consister en une pré-étude pour des travaux de recherche plus amont (comme par exemple les travaux concernant la bibliothèque de mécanique plane du logiciel AMESim), soit de venir en soutien de travaux déjà en cours (comme par exemple le stage sur la modélisation de la suspension pseudo Mc Pherson).

Aujourd'hui, l'interaction entre mes activités de recherche et d'enseignement est toujours bien présente avec les travaux concernant le couplage d'une méthode d'optimisation à la méthodologie de dimensionnement développée dans le thème *Prototypage virtuel*. En effet, s'agissant d'optimisation dynamique, les principes variationnels et les équations d'Euler-Lagrange sont à la base de ces travaux de recherche et constituent, par ailleurs, les bases de la mécanique analytique que j'enseigne à travers le module de dynamique de Lagrange.

Enfin, dans la prise de responsabilité du Centre d'Intérêt ISAAC, j'ai recherché à instaurer une ambiance de bureau d'études pour les élèves ingénieurs au sein du laboratoire. A travers l'équipement de leur salle, la recherche systématique de sujets commandités par des entreprises, une organisation rigoureuse de l'articulation cours/projets/soutenances, la mise en place d'un règlement intérieur, j'ai en effet contribué à mettre les étudiants en situation industrielle. Cette politique de fonctionnement a visé à promouvoir l'entité Centre d'Intérêt au sein du laboratoire non seulement vis-à-vis des étudiants mais également vis-à-vis des industriels. L'une des conséquences a été de pouvoir établir un lien fort entre les sujets de PFE et les activités de recherche d'une part, et d'intéresser certains étudiants pour une double inscription en DEA et maintenant Master Recherche d'autre part.

Chapitre 3

Développement des activités de recherche

Ce chapitre est dédié à une présentation plus technique de mes principaux travaux de recherche. Il est organisé en trois phases montrant le passage progressif de travaux en continuité de ma thèse à de nouveaux développements. Tout d'abord, la section 3.1 est consacrée au couplage entre la modélisation bond graph et le domaine de la mécanique multicorps et de la dynamique du véhicule. Ensuite, la section 3.2 montre mon appropriation des travaux de recherche du thème *Prototypage virtuel* de l'équipe FTR. Enfin, la section 3.3 présente l'initialisation de nouveaux travaux notamment liés à l'introduction de l'optimisation dans la méthodologie de dimensionnement.

3.1 Modélisation mécatronique en mécanique multicorps et dynamique du véhicule

Contexte

Les travaux présentés dans cette partie concernent l'axe de recherche *modélisation mécatronique* lié principalement au domaines d'activité des systèmes mécaniques multicorps et du véhicule automobile. Ils font suite de manière naturelle à mes travaux de thèse puisqu'ils en utilisent certains résultats (exemple de la représentation privilégiée multicorps d'une suspension -section 3.1.3-) et profitent de l'expertise acquise pendant cette période (exemple de la stabilisation de Baumgarte pour la bibliothèque de mécanique plane d'AMESim -section 3.1.1-).

Ces travaux s'inscrivent également dans différents cadres tels que le Projet de Fins d'Etudes d'élèves ingénieurs (développement de la bibliothèque de mécanique plane d'AMESim -section 3.1.1- ou représentation bond graph multicorps d'une suspension -section 3.1.3-), le stage de DEA (modélisation d'un pneumatique -section 3.1.4-), ou la thèse CIFRE dans le programme PREDIT 2 (modèles de véhicule automobile -section 3.1.2-).

Dans cette partie, les quatre développements suivants sont présentés :

- bibliothèque de composants de mécanique plane pour le logiciel AMESim (section 3.1.1),
- modèles de véhicule automobile (section 3.1.2),
- représentation bond graph multicorps d'une suspension (section 3.1.3),
- modélisation en dérive du pneumatique de véhicule automobile (section 3.1.4).

3.1.1 Bibliothèque de composants de mécanique plane pour le logiciel AMESim

3.1.1.1 Introduction

Cette bibliothèque trouve son origine en 1998 dans le besoin d'élargir l'utilisation du logiciel AMESim développé par la société Imagine à des applications incluant le domaine de la mécanique plane. De nombreux exemples justifient cette préoccupation chez les industriels de l'automobile (système bielle-manivelle, ouvrants, ...), l'aéronautique (train d'atterrissage, commande d'aileron, ...) ou encore de l'hydraulique mobile (pelle mécanique, ...). Le choix du logiciel AMESim s'imposait naturellement pour ce type de développement de part les collaborations antérieures du LAI avec la société Imagine (bibliothèque de composants pneumatiques) et son utilisation privilégiée à la fois en enseignement et en recherche.

Après avoir posé les bases théoriques de cette bibliothèque en 1998, j'ai encadré un PFE (Projet de Fin d'Etudes) en 1999 pour le développement d'une première maquette dans AMESim. L'année suivante a vu l'utilisation de cette maquette sur l'application d'une commande externe (à barre) d'une transmission manuelle de boîte de vitesses de véhicule automobile dans le cadre d'un second PFE en collaboration avec la société Renault. Ces derniers travaux ont montré non seulement la faisabilité d'une telle bibliothèque dans le logiciel AMESim mais également le niveau opérationnel de la maquette dans une version de test auprès des industriels utilisant AMESim. Néanmoins, cette version est restée délicate à manipuler du fait d'une attention particulière à accorder à l'initialisation cohérente d'un mécanisme modélisé et à l'absence d'interface graphique pour sa visualisation dans le plan.

La période qui a suivi a été consacrée à la mise en place, de la part du LAI et d'Imagine, de démonstrateurs à la fois académiques (quadratorhomb, pendule, chaînette, mécanismes à retour rapide, ...) et industriels (commande d'aileron d'avion, pelle mécanique, ouvrant d'automobile, ...). L'année 2003 a vu un nouveau PFE en collaboration avec Rexroth Bosch Group sur la comparaison en simulation d'un modèle de pelle mécanique entre AMESim et Simpack, un logiciel de mécanique multicorps constituant alors la référence pour cette comparaison. Les résultats ont donné entière satisfaction et en parallèle, l'impulsion a été donnée chez Imagine pour une industrialisation de la bibliothèque. Un stage, que j'ai suivi en conseil, a permis de développer un module d'initialisation automatique des modèles de mécanique plane et une interface graphique pour la visualisation et l'animation des mécanismes modélisés.

Aujourd'hui, la bibliothèque est commercialisée sous le nom de PLM (PLanar Mechanism) dans le logiciel AMESim et fait l'objet d'une convention de redevances entre le LAI et la société Imagine.

La principale contribution du point de vue théorique est la mise en place d'expressions génériques pour les équations de contrainte de nature géométrique dans les liaisons. Ces expressions peuvent être utilisées pour toute nouvelle contrainte de cette nature. Ces développements ont bénéficié de ma position d'enseignant en mécanique générale, de l'approche mécatronique de la modélisation au sein du thème de recherche *modélisation* de l'équipe FTR du LAI et enfin, de mes travaux de thèse concernant la modélisation des systèmes mécaniques multicorps à travers le langage bond graph et des reformulations nécessaires des modèles pour la simulation. Ces développements ont donné lieu à deux publications [Mar06c, Mar06d] et une communication [Arm04].

3.1.1.2 Bases théoriques du développement de la bibliothèque

D'un point de vue théorique, l'enjeu du développement de cette bibliothèque de composants de mécanique plane a été de faire coïncider les formulations de mécanique analytique avec les contraintes spécifiques liées à l'outil AMESim. La solution a été trouvée dans la formulation des équations de Lagrange couplée à la technique de stabilisation de Baumgarte pour le contrôle d'éventuelles dérives numériques [Bau84]. Dans ce contexte, une formulation générique a été recherchée et développée. Elle représente dans une large mesure, en plus du développement d'un outil logiciel, une contribution originale. Le principe de base de cette contribution repose sur l'expression des contraintes dans les liaisons en termes de vecteurs associés à l'espace géométrique où évolue le système mécanique, et le développement de la formulation par rapport à ces vecteurs. Le résultat sont des expressions uniques pour les équations de liaison géométriques, cinématiques et en accélération quelque soit la liaison considérée dans la bibliothèque mise en

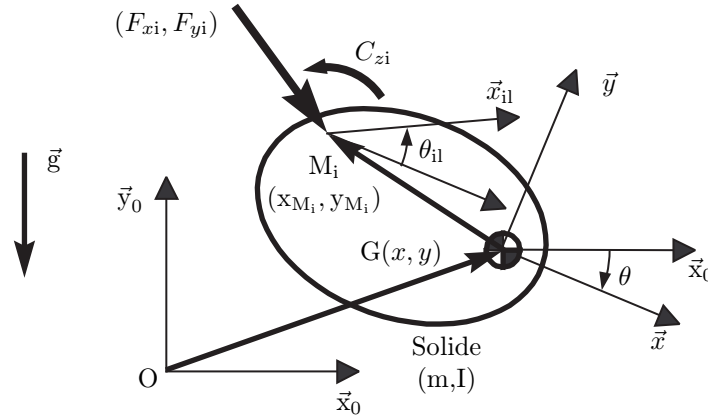


FIG. 3.1 – Caractéristiques géométriques d'un solide en mouvement plan.

place.

La propriété de modularité du logiciel AMESim a amené à identifier des composants génériques respectivement pour les solides et pour les liaisons. Le concept de port de puissance des composants sur lequel le logiciel repose et la formulation causale des modèles imposent de travailler, pour le domaine de la mécanique, avec des coordonnées généralisées dépendantes et des multiplicateurs de Lagrange. La difficulté reconnue dans ce cas est la génération de systèmes d'équations algèbro-différentielles d'index généralement au moins égal à trois. Ces équations constituent le modèle générique pour le solide en mouvement plan. La méthode de stabilisation de Baumgarte appliquée aux équations de liaison fournit le modèle des composants liaisons.

La formulation adoptée permet de traiter des systèmes mécaniques multicorps à mouvement plan où les solides sont supposés rigides. Les liaisons sont considérées idéales et n'imposent que des contraintes de nature géométrique. Les mécanismes envisagés peuvent comporter des boucles cinématiques.

Modèle mathématique du composant solide

Le comportement d'un solide en mouvement est caractérisé par son état cinétique. Pour des raisons de modularité de la formulation, les variables d'état choisies sont les composantes, dans un référentiel galiléen, des position et vitesse absolues du centre d'inertie du solide ainsi que sa position et sa vitesse angulaires absolues. Ces variables sont les inconnues en termes desquelles les équations de Lagrange sont exprimées. Les équations résultant de cette formulation sont (voir Fig. 3.1) :

$$\begin{aligned}
 \dot{x} &= v_x \\
 \dot{v}_x &= \frac{1}{m} \left(\sum_{i=1}^n F_{xi} \right) \\
 \dot{y} &= v_y \\
 \dot{v}_y &= \frac{1}{m} \left(\sum_{i=1}^n F_{yi} \right) - g \\
 \dot{\theta} &= v_\theta \\
 \dot{v}_\theta &= \frac{1}{I} \left\{ \sum_{i=1}^n C_{zi} + \sum_{i=1}^n [(x_{Mi} \cos \theta - y_{Mi} \sin \theta) F_{xi} - (x_{Mi} \sin \theta + y_{Mi} \cos \theta) F_{yi}] \right\}
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

avec :

- n , le nombre de liaisons,
- g , l'accélération de pesanteur,
- m et I , respectivement la masse et le moment d'inertie du solide en son centre d'inertie G par rapport à l'axe perpendiculaire au plan du mouvement,
- $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$, le repère du référentiel galiléen,
- $(G, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$, le repère lié au solide,

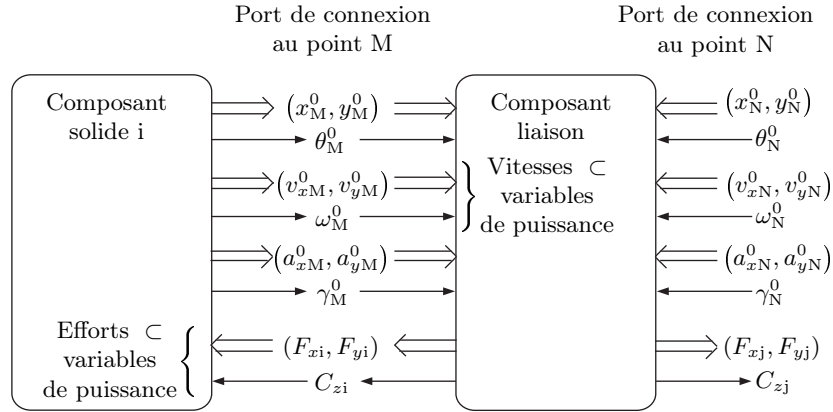


FIG. 3.2 – Représentation symbolique des échanges de variables entre les composants solide et liaisons.

- $(M_i, \vec{x}_{i1}, \vec{y}_{i1}, \vec{z}_{i1})$, le repère associé à la liaison au point M_i ,
 - x, y, v_x et v_y , respectivement les coordonnées dans le repère galiléen du point G et les composantes dans le même repère de sa vitesse absolue,
 - θ et v_θ , respectivement la position et la vitesse angulaires absolues du solide,
 - (x_{M_i}, y_{M_i}) , les coordonnées relatives du point de liaison M_i ,
 - θ_{i1} , la position angulaire relative de l'axe de la liaison,
 - (F_{xi}, F_{yi}) , les composantes dans le repère galiléen de la résultante de l'action de liaison,
 - C_{zi} , le moment en M_i de l'action de liaison.
- $g, m, I, x_{M_i}, y_{M_i}$ sont des paramètres pour le composant solide.

Les sorties du composant solide (Fig. 3.2) fournies aux composants liaisons sont les composantes, dans le repère galiléen, des positions, vitesses et accélérations absolues des points de liaison et les position, vitesse et accélération angulaires absolues des axes des liaisons. Ces sorties sont exprimées par :

$$\begin{cases} x_{M_i}^0 = x + x_{M_i} \cos \theta - y_{M_i} \sin \theta \\ y_{M_i}^0 = y + x_{M_i} \sin \theta + y_{M_i} \cos \theta \end{cases} \quad \text{pour } i=1 \text{ à } n \quad (3.2)$$

pour la position absolue du point M_i ,

$$\begin{cases} v_{x_{M_i}}^0 = v_x - v_\theta (x_{M_i} \sin \theta + y_{M_i} \cos \theta) \\ v_{y_{M_i}}^0 = v_y + v_\theta (x_{M_i} \cos \theta - y_{M_i} \sin \theta) \end{cases} \quad \text{pour } i=1 \text{ à } n \quad (3.3)$$

pour sa vitesse absolue,

$$\begin{cases} a_{x_{M_i}}^0 = \dot{v}_x - \dot{v}_\theta (x_{M_i} \sin \theta + y_{M_i} \cos \theta) - v_\theta^2 (x_{M_i} \cos \theta - y_{M_i} \sin \theta) \\ a_{y_{M_i}}^0 = \dot{v}_y + \dot{v}_\theta (x_{M_i} \cos \theta - y_{M_i} \sin \theta) - v_\theta^2 (x_{M_i} \sin \theta + y_{M_i} \cos \theta) \end{cases} \quad \text{pour } i=1 \text{ à } n \quad (3.4)$$

pour son accélération absolue, et

$$\begin{cases} \theta_{M_i}^0 = \theta + \theta_{i1} \\ \omega_{M_i}^0 = v_\theta \\ \gamma_{M_i}^0 = \dot{v}_\theta \end{cases} \quad \text{pour } i=1 \text{ à } n \quad (3.5)$$

respectivement pour les position, vitesse et accélération absolues de l'axe de la liaison.

Modèle mathématique des composants liaisons

Le modèle mathématique des liaisons repose sur la contrainte géométrique qu'elles imposent aux solides en liaison. Il consiste en un système d'équations implicites dont la résolution fournit les multiplicateurs

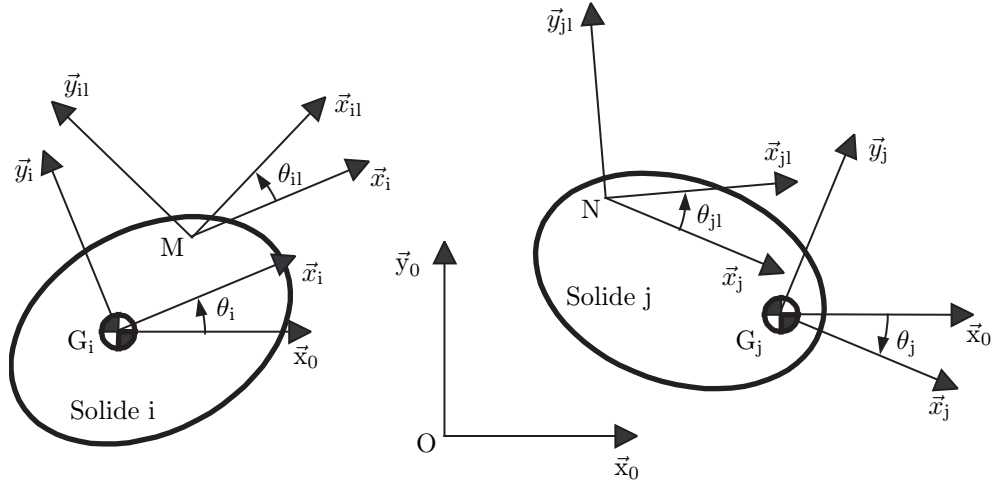


FIG. 3.3 – Caractéristiques géométriques de deux solides en mouvement plan.

de Lagrange associés à la contrainte. Le schéma de stabilisation de Baumgarte utilise les équations de liaison géométriques, cinématiques et en accélération associées à la contrainte pour d'une part, réduire à un l'index du système algèbro-différentiel généré, et d'autre part, conserver les informations géométriques et cinématiques pour contrôler ainsi les dérives numériques de ces équations.

La contrainte entre deux solides i et j (Fig. 3.3) peut s'exprimer par les m équations de liaison suivantes :

$$f_k \left(\overrightarrow{OM}, \overrightarrow{ON}, \vec{x}_{i1}, \vec{y}_{i1}, \vec{x}_{j1}, \vec{y}_{j1} \right) = 0 \quad \text{pour } k=1 \text{ à } m \quad (3.6)$$

Les équations de liaison cinématiques associées sont obtenues par dérivation par rapport au temps dans le repère galiléen :

$$\begin{aligned} & \vec{f}_{k, \overrightarrow{OM}} \cdot (\dot{x}_{G_i} \vec{x}_0 + \dot{y}_{G_i} \vec{y}_0) + \left(\overrightarrow{G_i M} \times \vec{f}_{k, \overrightarrow{OM}} - \vec{f}_{k, \vec{x}_{i1}} \times \vec{x}_{i1} - \vec{f}_{k, \vec{y}_{i1}} \times \vec{y}_{i1} \right) \cdot \dot{\theta}_i \vec{z}_0 \\ & + \vec{f}_{k, \overrightarrow{ON}} \cdot (\dot{x}_{G_j} \vec{x}_0 + \dot{y}_{G_j} \vec{y}_0) + \left(\overrightarrow{G_j N} \times \vec{f}_{k, \overrightarrow{ON}} - \vec{f}_{k, \vec{x}_{j1}} \times \vec{x}_{j1} - \vec{f}_{k, \vec{y}_{j1}} \times \vec{y}_{j1} \right) \cdot \dot{\theta}_j \vec{z}_0 = 0 \end{aligned} \quad \text{pour } k=1 \text{ à } m \quad (3.7)$$

Par convention, le vecteur noté $\vec{f}_{\vec{a}} = \frac{\partial f}{\partial \vec{a}}$ représente la dérivée partielle dans le référentiel absolu de f par rapport au vecteur \vec{a} . Il est supposé ici que les équations de liaison ne s'expriment qu'en termes de sommes et de produits scalaires de la forme $\alpha \vec{a} \cdot \vec{b}$. Dans ce cas, $\vec{f}_{\vec{a}} = \alpha \vec{b}$. Les composantes du vecteur $\vec{f}_{\vec{a}}$ sont les dérivées partielles de f par rapport aux composantes de \vec{a} . Avec les propriétés du produit scalaire, une dérivée partielle par rapport à un vecteur est manipulée de la même façon que celle par rapport à un scalaire. De plus, la dérivée partielle de $\vec{f}_{\vec{a}}$ par rapport à un second vecteur est un scalaire noté $f_{\vec{a}, \vec{b}} = \frac{\partial \vec{f}_{\vec{a}}}{\partial \vec{b}}$. Dans le même contexte d'équations de liaison exprimées uniquement en termes de sommes et de produits scalaires, $f_{\vec{a}, \vec{b}} = f_{\vec{b}, \vec{a}} = \alpha$. La notation introduite ici diffère de celle par exemple chez [Nik88] dans le sens où $\vec{f}_{\vec{a}}$ est traité comme un vecteur de manière intrinsèque et non comme un vecteur colonne constitué de ses composantes dans une base de projection. Enfin, la notation suivante est également introduite $f_{\vec{a}^2} = f_{\vec{a}, \vec{a}}$.

Dans l'équation (3.7), les facteurs des dérivées par rapport au temps des variables d'état permettent d'exprimer les variables d'effort fournies au composant solide en fonction des multiplicateurs de Lagrange λ_k associés aux équations de liaison (avec la convention d'Einstein sur l'indice répété de sommation k) :

$$\begin{aligned}
 \text{pour le solide i :} & \begin{cases} F_{x_i} = \lambda_k \vec{f}_{k, \overrightarrow{OM}} \cdot \vec{x}_0 \\ F_{y_i} = \lambda_k \vec{f}_{k, \overrightarrow{OM}} \cdot \vec{y}_0 \\ C_{z_i} = -\lambda_k \left(\vec{f}_{k, \vec{x}_{i1}} \times \vec{x}_{i1} + \vec{f}_{k, \vec{y}_{i1}} \times \vec{y}_{i1} \right) \cdot \vec{z}_0 \end{cases} \\
 \text{pour le solide j :} & \begin{cases} F_{x_j} = \lambda_k \vec{f}_{k, \overrightarrow{ON}} \cdot \vec{x}_0 \\ F_{y_j} = \lambda_k \vec{f}_{k, \overrightarrow{ON}} \cdot \vec{y}_0 \\ C_{z_j} = -\lambda_k \left(\vec{f}_{k, \vec{x}_{j1}} \times \vec{x}_{j1} + \vec{f}_{k, \vec{y}_{j1}} \times \vec{y}_{j1} \right) \cdot \vec{z}_0 \end{cases}
 \end{aligned} \tag{3.8}$$

Calcul des multiplicateurs de Lagrange

La formulation choisie impose d'utiliser la méthode des multiplicateurs de Lagrange. Ces multiplicateurs sont les solutions implicites des équations de liaison constituant les modèles des composants liaisons. Pour diminuer l'index des systèmes d'équations algèbro-différentielles alors traités tout en contrôlant les dérives numériques, le schéma de stabilisation de Baumgarte est appliqué à ces équations de liaison. Si les équations (3.6) représentent les contraintes géométriques, le schéma de Baumgarte s'écrit :

$$\ddot{f}_k + 2\alpha \dot{f}_k + \beta^2 f_k = 0 \quad \text{pour } k=1 \text{ à } m \tag{3.9}$$

avec α/β et β pouvant être interprétés respectivement comme un coefficient d'amortissement et une pulsation naturelle de la solution pour f_k .

L'utilisation de la stabilisation de Baumgarte oblige le composant solide à fournir une information supplémentaire aux composants liaisons autre que la position du point M et la position angulaire de l'axe de la liaison. Cette information supplémentaire correspond à la présence des équations de liaison cinématiques et en accélération. Ces dernières s'écrivent en dérivant, par rapport au temps et au repère galiléen, les équations géométriques de liaison (3.6) :

$$\begin{aligned}
 \vec{f}_{k, \overrightarrow{OM}} \cdot (\dot{x}_M^0 \vec{x}_0 + \dot{y}_M^0 \vec{y}_0) + \vec{f}_{k, \overrightarrow{ON}} \cdot (\dot{x}_N^0 \vec{x}_0 + \dot{y}_N^0 \vec{y}_0) + \dot{\theta}_i \left(\vec{f}_{k, \vec{x}_{i1}} \cdot \vec{y}_{i1} - \vec{f}_{k, \vec{y}_{i1}} \cdot \vec{x}_{i1} \right) \\
 + \dot{\theta}_j \left(\vec{f}_{k, \vec{x}_{j1}} \cdot \vec{y}_{j1} - \vec{f}_{k, \vec{y}_{j1}} \cdot \vec{x}_{j1} \right) = 0 \quad \text{pour } k=1 \text{ à } m \tag{3.10}
 \end{aligned}$$

pour la contrainte cinématique, et

$$\begin{aligned}
 \vec{f}_{k, \overrightarrow{OM}} \cdot (\ddot{x}_M^0 \vec{x}_0 + \ddot{y}_M^0 \vec{y}_0) + \vec{f}_{k, \overrightarrow{ON}} \cdot (\ddot{x}_N^0 \vec{x}_0 + \ddot{y}_N^0 \vec{y}_0) + f_{k, \overrightarrow{OM}^2} \left(\dot{x}_M^0{}^2 + \dot{y}_M^0{}^2 \right) + f_{k, \overrightarrow{ON}^2} \left(\dot{x}_N^0{}^2 + \dot{y}_N^0{}^2 \right) \\
 + 2f_{k, \overrightarrow{OM}, \overrightarrow{ON}} \left(\dot{x}_M^0 \dot{x}_N^0 + \dot{y}_M^0 \dot{y}_N^0 \right) + \dot{\theta}_i \left(\vec{f}_{k, \vec{x}_{i1}} \cdot \vec{y}_{i1} - \vec{f}_{k, \vec{y}_{i1}} \cdot \vec{x}_{i1} \right) + \dot{\theta}_j \left(\vec{f}_{k, \vec{x}_{j1}} \cdot \vec{y}_{j1} - \vec{f}_{k, \vec{y}_{j1}} \cdot \vec{x}_{j1} \right) \\
 - \dot{\theta}_i^2 \left(\vec{f}_{k, \vec{x}_{i1}} \cdot \vec{x}_{i1} + \vec{f}_{k, \vec{y}_{i1}} \cdot \vec{y}_{i1} \right) - \dot{\theta}_j^2 \left(\vec{f}_{k, \vec{x}_{j1}} \cdot \vec{x}_{j1} + \vec{f}_{k, \vec{y}_{j1}} \cdot \vec{y}_{j1} \right) \\
 + 2\dot{\theta}_i \dot{\theta}_j \left[\left(f_{k, \vec{x}_{i1}, \vec{x}_{j1}} + f_{k, \vec{y}_{i1}, \vec{y}_{j1}} \right) \cos(\theta_M^0 - \theta_N^0) - \left(f_{k, \vec{x}_{i1}, \vec{y}_{j1}} - f_{k, \vec{y}_{i1}, \vec{x}_{j1}} \right) \sin(\theta_M^0 - \theta_N^0) \right] \\
 - 2\dot{x}_M^0 \left[\dot{\theta}_i \left(f_{k, \overrightarrow{OM}, \vec{x}_{i1}} \sin \theta_M^0 + f_{k, \overrightarrow{OM}, \vec{y}_{i1}} \cos \theta_M^0 \right) + \dot{\theta}_j \left(f_{k, \overrightarrow{OM}, \vec{x}_{j1}} \sin \theta_N^0 + f_{k, \overrightarrow{OM}, \vec{y}_{j1}} \cos \theta_N^0 \right) \right] \\
 + 2\dot{y}_M^0 \left[\dot{\theta}_i \left(f_{k, \overrightarrow{OM}, \vec{x}_{i1}} \cos \theta_M^0 - f_{k, \overrightarrow{OM}, \vec{y}_{i1}} \sin \theta_M^0 \right) + \dot{\theta}_j \left(f_{k, \overrightarrow{OM}, \vec{x}_{j1}} \cos \theta_N^0 - f_{k, \overrightarrow{OM}, \vec{y}_{j1}} \sin \theta_N^0 \right) \right] \\
 - 2\dot{x}_N^0 \left[\dot{\theta}_i \left(f_{k, \overrightarrow{ON}, \vec{x}_{i1}} \sin \theta_M^0 + f_{k, \overrightarrow{ON}, \vec{y}_{i1}} \cos \theta_M^0 \right) + \dot{\theta}_j \left(f_{k, \overrightarrow{ON}, \vec{x}_{j1}} \sin \theta_N^0 + f_{k, \overrightarrow{ON}, \vec{y}_{j1}} \cos \theta_N^0 \right) \right] \\
 + 2\dot{y}_N^0 \left[\dot{\theta}_i \left(f_{k, \overrightarrow{ON}, \vec{x}_{i1}} \cos \theta_M^0 - f_{k, \overrightarrow{ON}, \vec{y}_{i1}} \sin \theta_M^0 \right) + \dot{\theta}_j \left(f_{k, \overrightarrow{ON}, \vec{x}_{j1}} \cos \theta_N^0 - f_{k, \overrightarrow{ON}, \vec{y}_{j1}} \sin \theta_N^0 \right) \right] = 0 \\
 \text{pour } k=1 \text{ à } m \tag{3.11}
 \end{aligned}$$

pour la contrainte en accélération.

Ces équations montrent la nécessité pour les composants solides de fournir les vitesses et accélérations absolues des points M et N ainsi que les vitesses et accélérations angulaires absolues des solides. Les

premiers termes sont donnés par :

$$\begin{cases} \dot{x}_M^0 = \dot{x}_{G_i} - \dot{\theta}_i (x_M \sin \theta_i + y_M \cos \theta_i) \\ \dot{y}_M^0 = \dot{y}_{G_i} + \dot{\theta}_i (x_M \cos \theta_i - y_M \sin \theta_i) \end{cases} \quad (3.12)$$

pour la vitesse absolue du point M, et

$$\begin{cases} \ddot{x}_M^0 = \ddot{x}_{G_i} - \ddot{\theta}_i (x_M \sin \theta_i + y_M \cos \theta_i) - \dot{\theta}_i^2 (x_M \cos \theta_i - y_M \sin \theta_i) \\ \ddot{y}_M^0 = \ddot{y}_{G_i} + \ddot{\theta}_i (x_M \cos \theta_i - y_M \sin \theta_i) - \dot{\theta}_i^2 (x_M \sin \theta_i + y_M \cos \theta_i) \end{cases} \quad (3.13)$$

pour l'accélération absolue du point M.

Composants ressort et amortisseur

En plus des liaisons entre solides, des modèles linéaires et sans masse de ressort et d'amortisseur ont été implantés dans les composants liaisons pour rendre dynamiques les mobilités de ceux-ci. Ces éléments contribuent à l'action globale des composants liaisons sur les composants solides. Pour une mobilité en translation, l'action a pour expression :

$$\begin{aligned} \vec{F}_{R/j} &= -k(q - q_r) \frac{\vec{MN}}{\|\vec{MN}\|} && \text{sur le solide } j \\ \vec{F}_{R/i} &= -\vec{F}_{R/j} && \text{sur le solide } i \\ \vec{C}_{R/i} &= \vec{C}_{R/j} = \vec{0} \end{aligned} \quad (3.14)$$

pour le ressort avec $q = \|\vec{MN}\|$ sa longueur courante, q_r sa longueur au repos, k sa raideur, et

$$\begin{aligned} \vec{F}_{A/j} &= -b\dot{q} \frac{\vec{MN}}{\|\vec{MN}\|} && \text{sur le solide } j \\ \vec{F}_{A/i} &= -\vec{F}_{A/j} && \text{sur le solide } i \\ \vec{C}_{A/i} &= \vec{C}_{A/j} = \vec{0} \end{aligned} \quad (3.15)$$

pour l'amortisseur avec b le coefficient d'amortissement visqueux.

Pour une mobilité en rotation, les actions sont données par :

$$\begin{aligned} \vec{F}_{R/i} &= \vec{F}_{R/j} = \vec{0} \\ \vec{C}_{R/j} &= -k(\theta_N^0 - \theta_M^0) \vec{z}_0 && \text{sur le solide } j \\ \vec{C}_{R/i} &= -\vec{C}_{R/j} && \text{sur le solide } i \end{aligned} \quad (3.16)$$

pour l'action du ressort, et

$$\begin{aligned} \vec{F}_{A/i} &= \vec{F}_{A/j} = \vec{0} \\ \vec{C}_{A/j} &= -b(\omega_N^0 - \omega_M^0) \vec{z}_0 && \text{sur le solide } j \\ \vec{C}_{A/i} &= -\vec{C}_{A/j} && \text{sur le solide } i \end{aligned} \quad (3.17)$$

pour l'action de l'amortisseur.

3.1.1.3 Composition de la bibliothèque

Finalement, les composants de base de la bibliothèque de mécanique plane d'AMESim sont ceux d'un solide et de liaisons. En fait, quatre composants pour un solide, suivant qu'il a de un à quatre liaisons, ainsi qu'un composant pour le référentiel absolu ont été créés (Fig. 3.4). Ils sont symétriques par rapport à leurs ports de connexion et n'importe quel composant liaison présenté dans la suite peut leur être connecté.

Quatre composants pour les liaisons pivot, glissière, double pivot-glissière et double glissière-glissière ont été créés (Fig. 3.5).

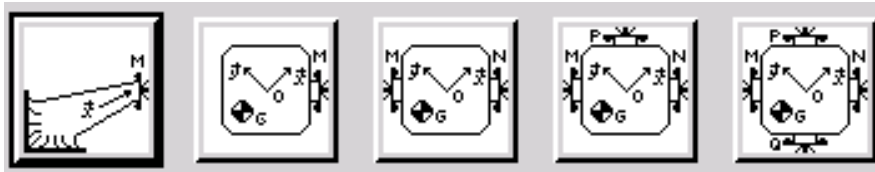


FIG. 3.4 – Composants solides.

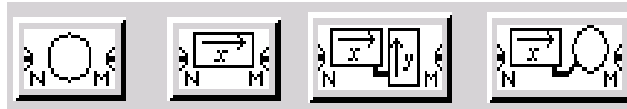


FIG. 3.5 – Composants liaisons.

La figure 3.6 montre les versions actionnées des liaisons pivot et glissière. Ces composants permettent de connecter des actionneurs électriques, hydrauliques ou pneumatiques sur les mobilités de ces liaisons. Il est possible également de leur connecter des composants de signal en vue de la mesure et de la commande par exemple.

La figure 3.7 montre deux composants liaisons supplémentaires spéciaux correspondant à des liaisons entre deux mécanismes en mouvement dans des plans perpendiculaires. Le premier consiste en deux liaisons pivots à axes perpendiculaires dont le point concourant est astreint à se mouvoir à l'intersection des deux plans. Le second composant est identique au premier avec une liaison glissière en plus dans l'un des deux plans. L'axe de cette glissière passe par l'intersection des deux autres axes. Ces composants ont été motivés par la modélisation de la commande externe à barres d'une boîte de vitesses automobile en collaboration avec la société Renault.

Quatre composants spécifiques sont également disponibles (Fig. 3.8). Les deux premiers sont respectivement un actionneur linéaire et un couple ressort/amortisseur en translation. Le troisième composant est utilisé pour coupler la mécanique plane à la mécanique monodimensionnelle. Enfin, le dernier composant permet d'appliquer un torseur d'action mécanique en imposant individuellement ses composantes.

3.1.1.4 Exemple : mécanisme 7-corps

L'exemple de mécanisme 7-corps choisi ici est utilisé chez [Sch90] pour présenter différents outils multicorps (Fig. 3.9). Des liaisons idéales connectent tous les solides. Un couple en entrée de 0,033Nm est appliqué au solide 1. Un ressort linéaire et sans masse est placé entre le solide 3 au point D et le bâti au point C. La représentation AMESim de ce mécanisme est donnée sur la même figure.

Les principaux résultats de simulation sont donnés sur les figures 3.10 et 3.11. Elles présentent les positions, les vitesses et l'accélération angulaires des solides 1 et 3. Ces résultats sont en total accord avec ceux donnés chez [Sch90].

3.1.1.5 Conclusion

Ma principale contribution dans ce travail a été d'exprimer les équations de liaison géométriques explicitement en termes de vecteurs de l'espace géométrique et de les exploiter sous cette forme plutôt que



FIG. 3.6 – Composants liaisons actionnées.

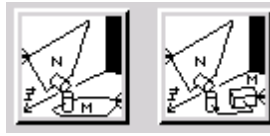


FIG. 3.7 – Composants de couplage de mouvements plans perpendiculaires.



FIG. 3.8 – Composants spécifiques.

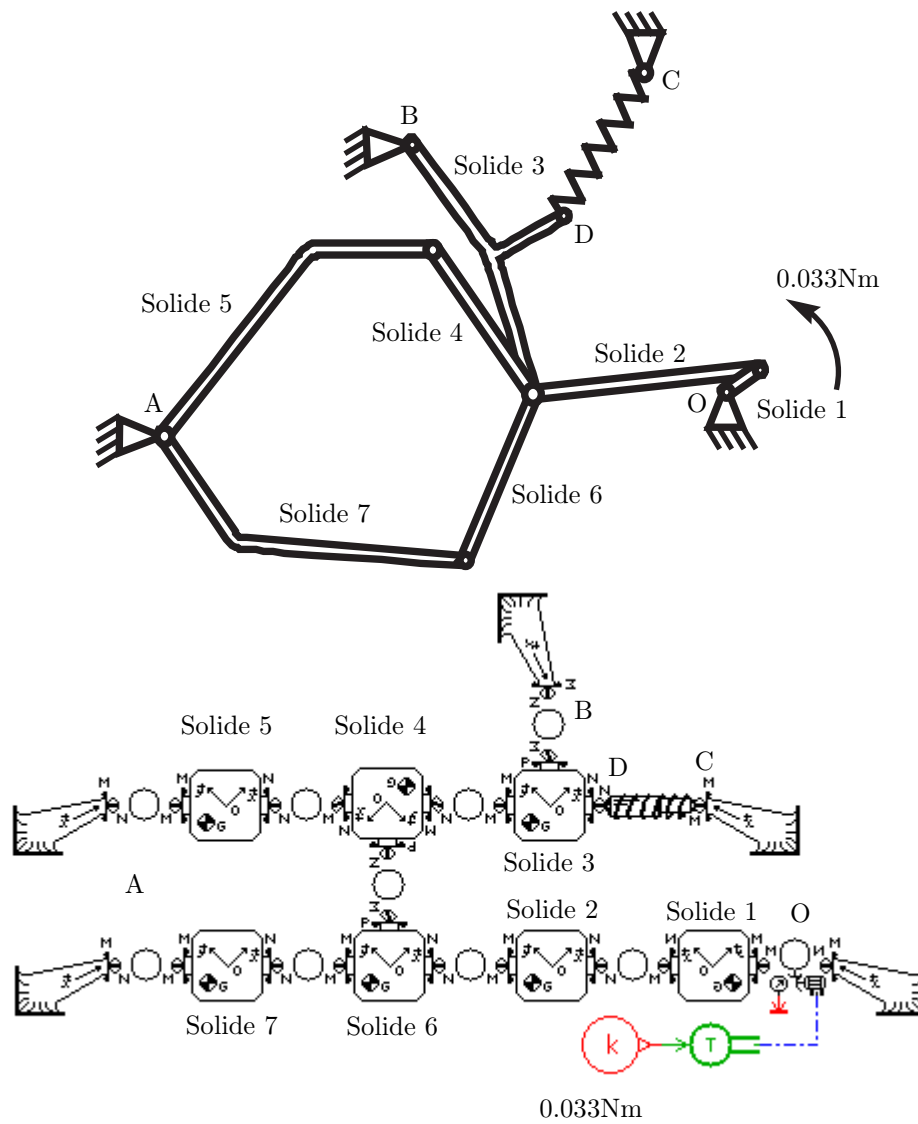


FIG. 3.9 – Schéma du mécanisme 7-corps et sa représentation dans AMESim.

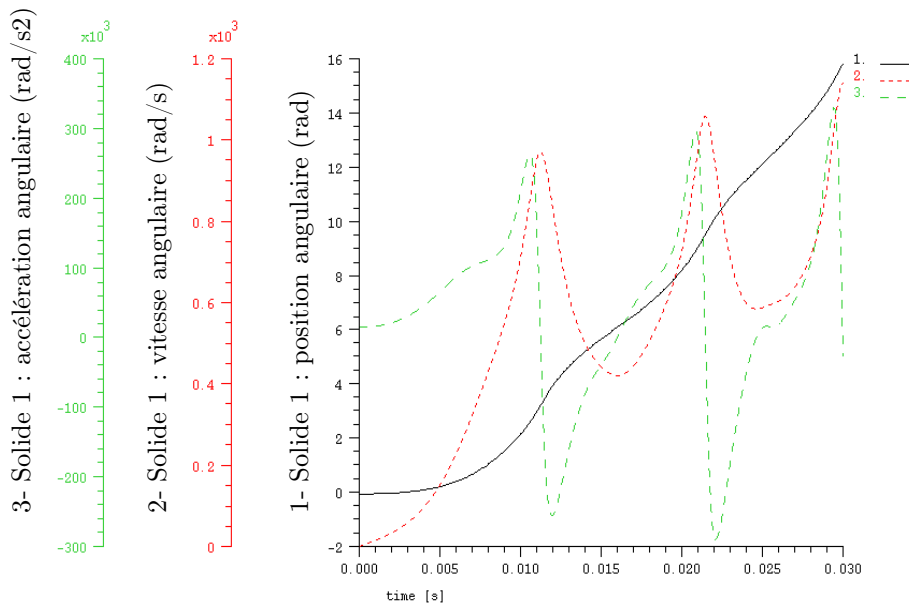


FIG. 3.10 – Résultats de simulation sur 0,03s pour le solide 1.

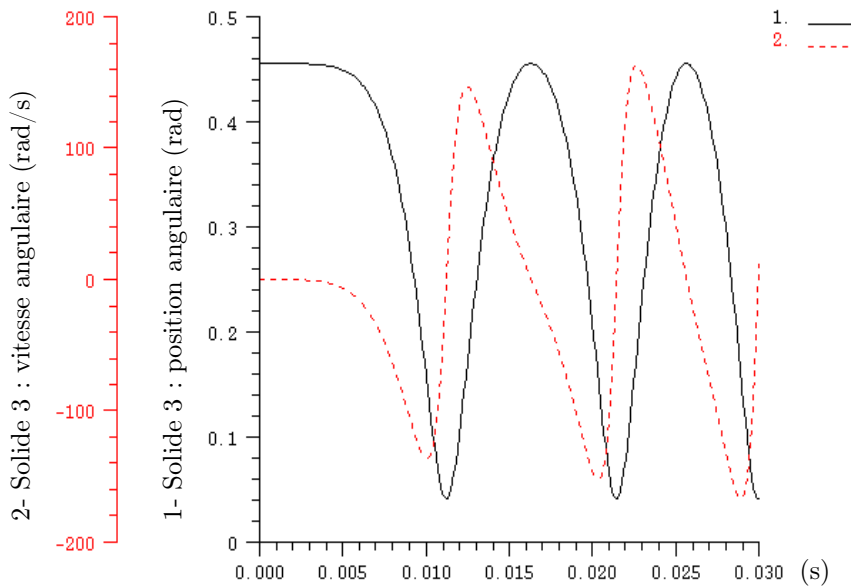


FIG. 3.11 – Résultats de simulation sur 0,03s pour le solide 3.

de les exprimer en termes de variables scalaires. Ceci m'a permis de montrer l'existence d'une expression générique des actions de contrainte quelque soit la liaison. La formulation générique proposée peut être réutilisée pour développer les modèles d'autres contraintes.

La modélisation que j'ai retenue repose sur les équations de Lagrange et sur la méthode des multiplicateurs de Lagrange pour les composants solides, et sur la stabilisation de Baumgarte appliquée aux équations de liaison pour les composants liaisons. Ce choix résulte de la nécessité d'utiliser des coordonnées dépendantes dans des modèles de composants préorientés et préorganisés en termes d'équations. Ce sont les contraintes mêmes du logiciel AMESim qui ont imposé cette stratégie.

Enfin, deux extensions de cette bibliothèque ont été étudiées dans le cadre de deux Projets de Fin d'Etudes (2004) en collaboration avec la société Imagine. La première avait pour but de développer un composant de contact ponctuel pour enrichir cette bibliothèque. La seconde avait pour objet d'étudier la faisabilité d'une extension de la bibliothèque à la mécanique spatiale. Ces projets en sont restés pour l'instant à l'état de maquette.

3.1.2 Modèles de véhicule automobile

3.1.2.1 Introduction

Ce travail s'inscrit dans le cadre du programme PREDIT 2 (1998-2004), thématique Conception-Fabrication. Il s'est déroulé au cours de la thèse d'Olivier Méchin (2000-2003) dont un des objectifs était de valider en simulation la méthodologie de dimensionnement développée au LAI notamment sur des applications industrielles. Ces travaux ont été exécutés en collaboration avec PSA Peugeot Citroën et ont nécessité la mise en place de modèles de véhicule automobile répondant à différents critères. A savoir, ces modèles devaient être :

- sous la forme d'une représentation bond graph,
- pertinents du point de vue des composants et des phénomènes par rapport au dimensionnement recherché,
- pertinents du point de vue des situations de vie par rapport auxquelles ils sont mis en simulation,
- avec les mêmes entrées et sorties que les modèles du constructeur,
- validés par rapport aux modèles de PSA Peugeot Citroën eux-mêmes validés expérimentalement.

Le premier point est lié à la méthodologie. Le deuxième est lié aux objets du dimensionnement envisagé au cours de cette thèse à savoir la DAE (Direction Assistée Electrique) et les suspensions, mais également lié au niveau de modèle requis par la méthodologie proposée. Le troisième point est lié à la démarche constructeur dans son objectif de conception. Le quatrième est lié aux spécifications fournies par le donneur d'ordres et enfin le dernier est lié à la validité du dimensionnement effectué et donc au bien-fondé de la méthodologie proposée.

L'analyse de la démarche constructeur dans la conception d'un véhicule a permis de dégager principalement deux modèles pour le dimensionnement de la DAE et des suspensions. Le premier modèle est celui d'un véhicule complet qui pourra être placé dans différentes situations de vie et différents tests en condition de roulage pour le dimensionnement énergétique et dynamique de la DAE et des suspensions. Un modèle de véhicule complet est indispensable pour un comportement réaliste de celui-ci d'une part, et pour obtenir les bons niveaux d'effort dans la direction, les suspensions et le système de freinage d'autre part. Le second modèle est celui d'un véhicule en parking. Ce modèle a été dégagé de l'analyse de la démarche constructeur comme dimensionnant vis-à-vis de la direction assistée.

La difficulté pour mettre en place ces modèles dans la représentation bond graph est principalement liée à la forme « métier » ainsi que l'utilisation de boîtes noires et de cartographies dans les modèles du constructeur. La modélisation bond graph a donc nécessité la prise en main des modèles métiers et également la maîtrise de la modélisation dans le domaine de la dynamique du véhicule.

Ce co-encadrement m'a permis d'assurer une transition progressive entre ma recherche durant la période doctorale concernant la représentation bond graph et le domaine de la mécanique multicorps, et le thème de recherche *Prototypage virtuel* de l'équipe FTR. Les principales contributions sont d'une part l'apport de mon expertise dans ce domaine, et d'autre part, la mise en place de modèles orientés pour la conception et permettant d'exploiter pleinement la méthodologie de dimensionnement sur des

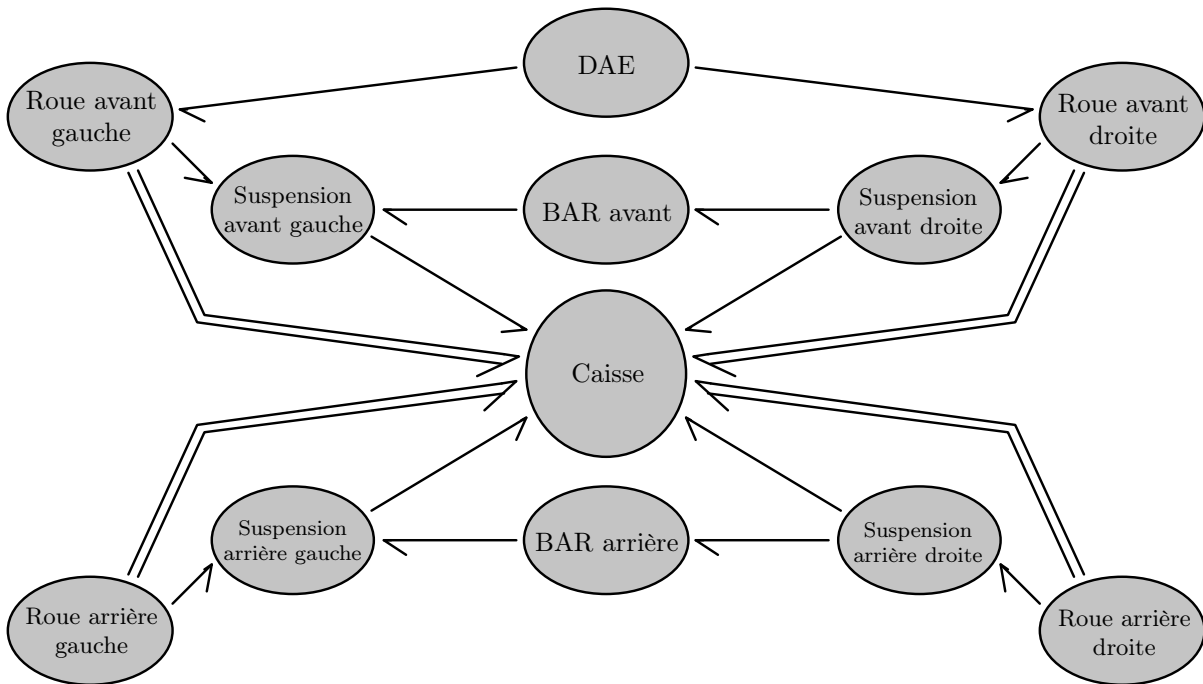


FIG. 3.12 – Représentation word bond graph d'un modèle de véhicule automobile.

applications du transport, un des domaines affichés pour l'équipe. Ces travaux ont donné lieu à une publication [Mar06a].

3.1.2.2 Modèle complet de véhicule

Le modèle complet de véhicule mis en place dans ces travaux possède un degré de liberté de 16 et comprend :

- la caisse en mouvement, par rapport à un référentiel, de translation longitudinale, transversale, verticale et en mouvement de roulis, de tangage et de lacet,
- les trains, considérés avec leur élasticité, et les suspensions, objets du dimensionnement et modélisées de manière simple comme agissant suivant un axe vertical,
- les roues avec leur pneumatique en interaction avec la route ainsi que des barres anti-roulis sur chaque essieu et l'action de freinage,
- la DAE, objet du dimensionnement.

La mise en place du modèle s'est faite en menant tout d'abord une analyse système permettant de construire la représentation word bond graph, puis ensuite une analyse phénoménologique produisant finalement la représentation bond graph du véhicule complet.

Représentation word bond graph

La figure 3.12 montre la représentation word bond graph issue de l'analyse système d'un modèle de véhicule automobile. Le mot « Caisse » est connecté à ceux des roues par l'intermédiaire de quatre multiliens. Le couplage roue/caisse correspond aux interactions route/pneumatique transmises à la caisse. Ces interactions ne sont pas incluses dans les mots « Suspension » car seule la dynamique verticale est considérée pour ces composants. Des liens simples connectent les mots « Suspension » aux mots « Roue » pour le couplage dynamique vertical. Des Barres Anti-Roulis (BAR) couplent les suspensions respectivement à l'arrière et à l'avant par des liens simples. Le mot « DAE » est connecté aux deux mots « Roue » par un lien simple figurant l'interaction avec la direction. Les liens de signal n'ont pas été représentés sur ce word bond graph.

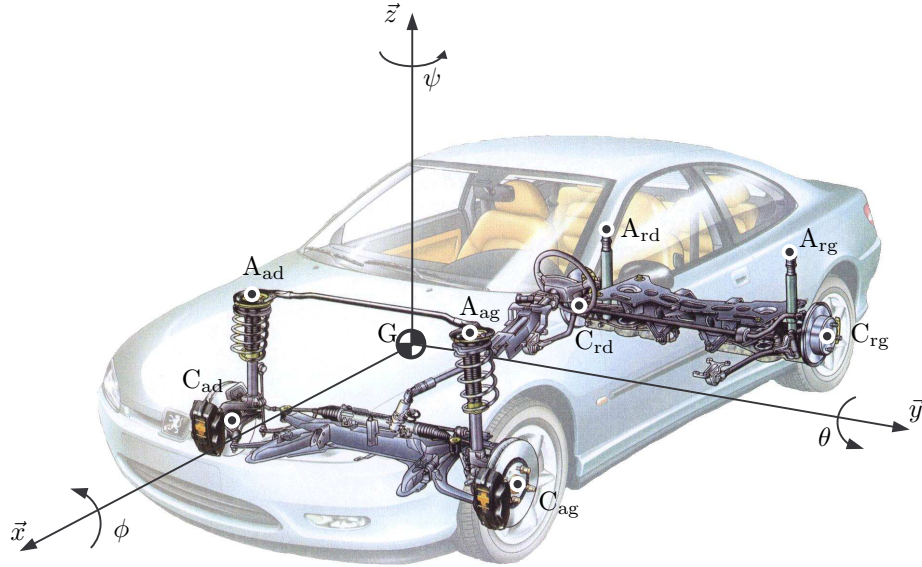


FIG. 3.13 – Modèle de véhicule.

Caisse du véhicule

La caisse de véhicule est supposée rigide à six degrés de liberté, trois pour les translations et trois pour les rotations par rapport au référentiel absolu (Fig. 3.13). R_v est le repère attaché au véhicule avec son origine G , le centre d'inertie. \vec{x} , \vec{y} et \vec{z} sont les axes respectifs de roulis, tangage et lacet avec les angles de Cardan correspondant ϕ , θ et ψ . La caisse du véhicule est connectée aux suspensions aux points avant-droit A_{ad} , avant-gauche A_{ag} , arrière-droit A_{rd} et arrière-gauche A_{rg} .

Du point de vue de la phénoménologie, l'état cinétique et le poids sont considérés. La construction de la représentation multibond graph est basée sur l'approche par les équations de Newton-Euler (Fig. 3.14) [Bos86, Fav98, Dau00].

Dans ce contexte, cette représentation est tout d'abord construite sur les relations cinématiques du modèle. Celles-ci fournissent la structure de jonction de la représentation. Les deux jonctions tableaux 1 situées sur la ligne médiane en haut et en bas de la représentation correspondent respectivement à la vitesse de rotation instantanée $\underline{\Omega}_v^0$ (dynamique de rotation) et la vitesse absolue du centre de masse $\underline{V}^0(G)$ (dynamique de translation) de la caisse. Ces termes de vitesse permettent de déterminer la vitesse de tout autre point dans le modèle. En particulier, les vitesses des points d'attache des suspensions et des centres roues sont obtenues en utilisant des transformateurs multiport (TF) et des jonctions tableaux 0. Ceci correspond à la cinématique du solide exprimée par $\underline{V}^0(M) = \underline{V}^0(G) + \underline{X}(\underline{GM}) \cdot \underline{\Omega}_v^0$.

Le second terme de cette relation est associé à un produit vectoriel dans lequel $\underline{X}(\underline{GM})$ est une matrice antisymétrique composée à partir du vecteur position \underline{GM} dans le repère de la caisse où M représente un point d'attache.

La partie de la représentation multibond graph localisée entre les colonnes de MTF est associée à des vecteurs projetés dans le repère lié à la caisse. Les vecteurs associés aux suspensions sont eux projetés dans le référentiel absolu R_0 . Ceci requiert des éléments MTF correspondant au changement de base entre le référentiel absolu et le repère lié à la caisse.

Le couplage entre la caisse et chaque roue est décomposé en un multilien et un lien simple. D'une part, le multilien de dimension 2 correspond aux efforts longitudinal et transversal transmis à la caisse, et d'autre part, le lien simple correspond au moment d'auto-alignement également transmis à la caisse. Le flux associé à ce moment d'auto-alignement est la composante verticale de la vitesse de rotation instantanée de la caisse. Cette composante est associée à une jonction 1 à laquelle sont connectés des liens simples venant des mots « Roue ».

Les transformateurs multiport TF sont caractérisés par des matrices constantes et les transformateurs

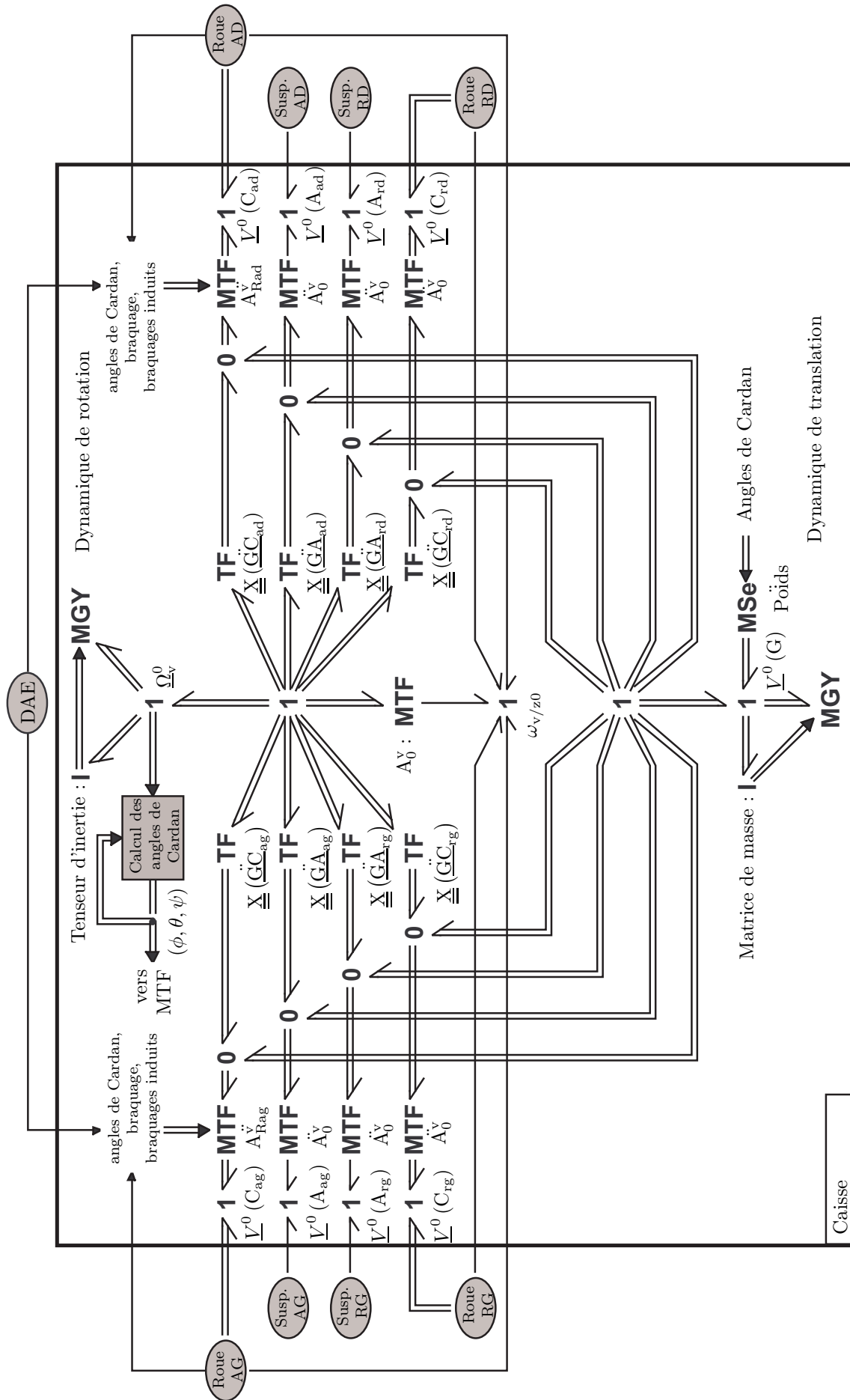


FIG. 3.14 – Représentation multibond graph du modèle de caisse de véhicule automobile.

multiport modulés MTF sont caractérisés par des matrices qui dépendent des angles de Cardan repérant l'orientation absolue de la caisse. Ces angles sont obtenus par transformation algébrique puis intégration des composantes de la vitesse de rotation instantanée de la caisse. La transformation algébrique est elle-même modulée par ces angles. Les changements de base entre la caisse et les roues avant (respectivement A_{Rad}^v et A_{Rag}^v) nécessitent deux angles supplémentaires mais s'affranchissent de l'angle de lacet de la caisse. Ces changements permettent de mettre en évidence les directions longitudinale et transversale des roues. Les angles supplémentaires sont des angles de braquage issus du système de direction et des angles de braquage induits. Ces derniers angles résultent des phénomènes élasto-cinématiques et sont inclus dans les composants des roues avant.

Enfin, les dynamiques de rotation et de translation sont représentées par des couples d'éléments multiport I et MGY composant des structures de jonction d'Euler [Kar76, Kar78b]. Ces structures sont associées aux lois de Newton-Euler exprimées dans le repère de la caisse. L'action de pesanteur sur la caisse est représentée par une source d'effort modulée dans la partie dynamique de translation.

Les systèmes de suspension

Les fonctions principales des suspensions sont de maintenir les roues en contact avec le sol, de transmettre les actions des pneumatiques, et de filtrer les excitations venant de la route. Avec le train, les suspensions assurent les liaisons entre les roues et la caisse. Il existe différents types de trains-suspensions (Mc Pherson, pseudo Mc Pherson, bras tirés, multi-bras, ...) et leur cinématique est relativement complexe à modéliser dans un contexte multicorps. Des systèmes de suspension simples ont été considérés dans ce modèle avec un débattement supposé vertical. Ces suspensions sont liées à la caisse aux points A_{ad} , A_{ag} , A_{rd} et A_{rg} d'une part, et aux roues d'autre part. Les « effets Brouilhet » [Gay00] gouvernent une partie des forces dynamiques dues à la cinématique du train arrière entre les roues et la caisse. À l'avant, ces effets existent mais sont négligés.

Des suspensions passives ont été modélisées. La figure 3.15a montre la représentation bond graph d'une suspension. Sa dynamique est supposée uniquement suivant un axe vertical et les efforts de suspension sont notés F_z . Les phénomènes dans les composants ressorts/amortisseurs des suspensions sont représentés respectivement par des éléments de stockage de type C pour le stockage d'énergie de type potentiel et des éléments R pour la dissipation d'énergie. Les lois constitutives de ces éléments sont supposées non linéaires et données par le constructeur automobile. Les phénomènes associés aux barres anti-roulis sont représentés par des éléments C modélisant le stockage d'énergie de type potentiel associé (Figure 3.15b). Ces barres sont supposées travailler à la différence de débattements gauche/droite des suspensions. Les paramètres caractérisant ces composants sont différents entre l'avant et l'arrière et correspondent aux raideurs des barres de torsion. Les effets « Brouilhet » au niveau du train arrière résultent des couples de freinage et correspondent à des efforts exercés sur la caisse via le train (effets de bras tirés) [Gay00]. Dans la représentation leur correspond une source d'effort modulée par les interactions longitudinale et transversale route/pneumatique et par le rayon des roues. Ces effets contribuent à la dynamique des suspensions.

Roues

Le pneumatique est un composant important de la roue. Il constitue non seulement l'interface route-véhicule mais remplit également les fonctions de directivité et de motricité. Les efforts des pneumatiques jouent donc un rôle important dans la dynamique globale du véhicule. La cinématique est également relativement complexe et des hypothèses simples sont encore faites. Les suspensions couplent la dynamique verticale des pneumatiques et la dynamique de caisse. Les efforts longitudinal et transversal, et le moment d'auto-alignement sont modélisés par les formules de Pacejka [Pac79]. Les points par lesquels ces efforts sont transmis sont les centres des roues avant-droit C_{ad} , avant-gauche C_{ag} , arrière-droit C_{rd} et arrière-gauche C_{rg} . Les phénomènes élasto-cinématiques correspondant à l'élasticité globale de la structure du train et des roues ainsi que des liaisons sont modélisés [Hal95]. Une barre anti-roulis (BAR) entre les roues de chaque train est également considérée. Finalement, un modèle de couple de freinage est incorporé dans les modèles de roue pour prendre en compte la distribution du freinage avant/arrière.

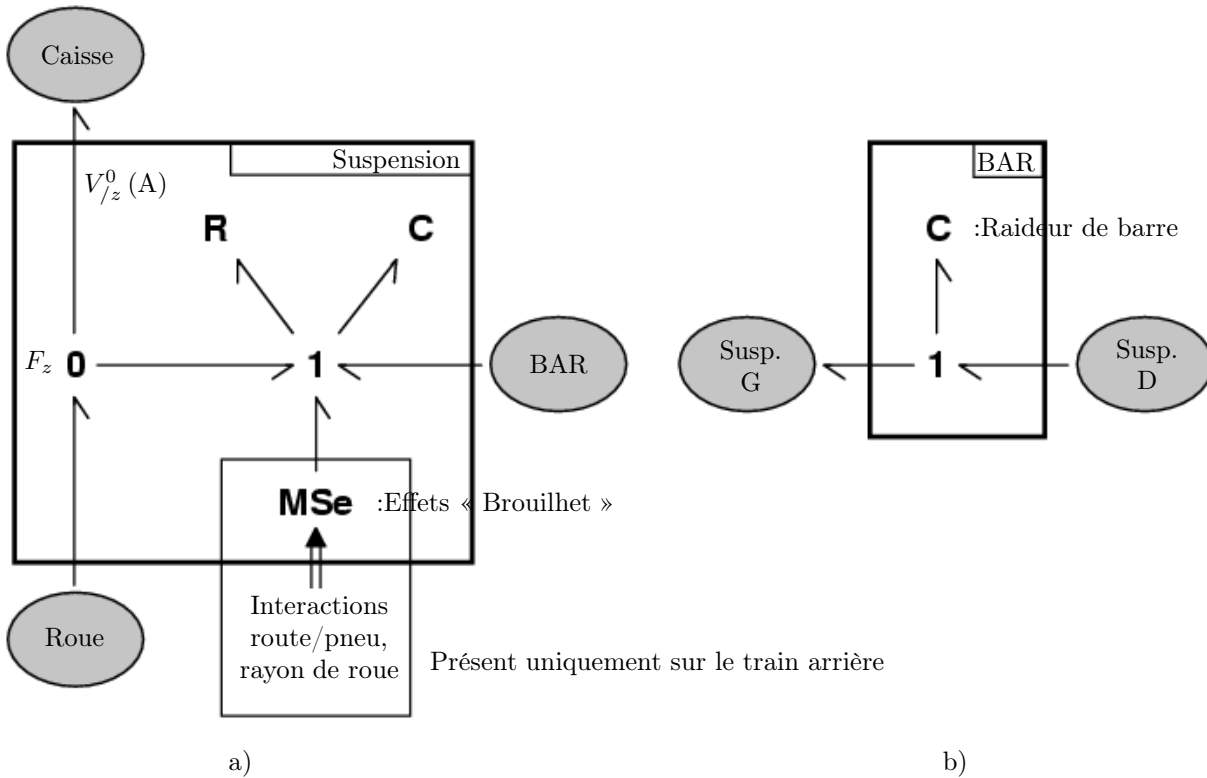


FIG. 3.15 – Représentation bond graph a) du mot « Suspension » b) du mot « BAR ».

La figure 3.16 montre le détail de la représentation bond graph des roues. La dynamique verticale (partie gauche de la représentation) est découplée de celles longitudinale et transversale (partie droite). Seuls l'effort de suspension et la dynamique de rayon de roue sont utilisés pour moduler les dynamiques longitudinale et transversale. L'effort de suspension module une source d'effort représentant le couple de freinage sur les roues et un élément MR est utilisé pour modéliser l'interaction route/pneumatique. La dynamique de rayon de roue, mesurée sur l'élément C représentant les phénomènes de raideur verticale du pneumatique, correspond aux variations de ce rayon. Ce dernier module un élément MTF représentant le couplage entre la rotation axiale de la roue et la dynamique longitudinale.

Les phénomènes cinétiques et le poids, représentés respectivement par un élément I et une source d'effort, sont pris en compte pour la dynamique verticale des masses non suspendues. Une raideur et un amortissement verticaux linéaires, représentés par un couple d'éléments C et R, sont également considérés pour le pneumatique. Le profil de route est introduit par l'intermédiaire d'une source de flux qui peut être modulée par la vitesse longitudinale du véhicule. Ceci permet de considérer les conditions de roulage et le profil de route.

Trois phénomènes sont considérés pour les dynamiques longitudinale et transversale des roues, l'interaction route/pneumatique, les phénomènes élasto-cinématiques et les actions de freinage. Les interactions route/pneumatique sont basées sur les formules de Pacejka [Pac79, Bak89]. Ces formules expriment la force longitudinale F_x , l'effort de dérive F_y et le moment d'auto-alignement M_z en termes de la charge verticale sur les roues, l'angle de dérive, le taux de glissement longitudinal et l'angle de carrossage de la roue. Les efforts longitudinal et de dérive sont supposés découplés dans ce modèle. De plus, l'effort de dérive et le moment d'auto-alignement sont supposés ne dépendre que de la charge verticale et de l'angle de dérive alors que l'effort longitudinal est considéré ne dépendre que de la charge verticale et du taux de glissement longitudinal. Les formules de Pacejka constituent les relations caractéristiques des éléments MR correspondants. Des liens de signal permettent de rendre disponibles toutes les variables pour le calcul de ces formules.

Les phénomènes élasto-cinématiques sont également considérés et résultent de la structure train-roue et des raideurs globales des liaisons [Hal95]. Ces phénomènes sont pris en compte globalement et sont

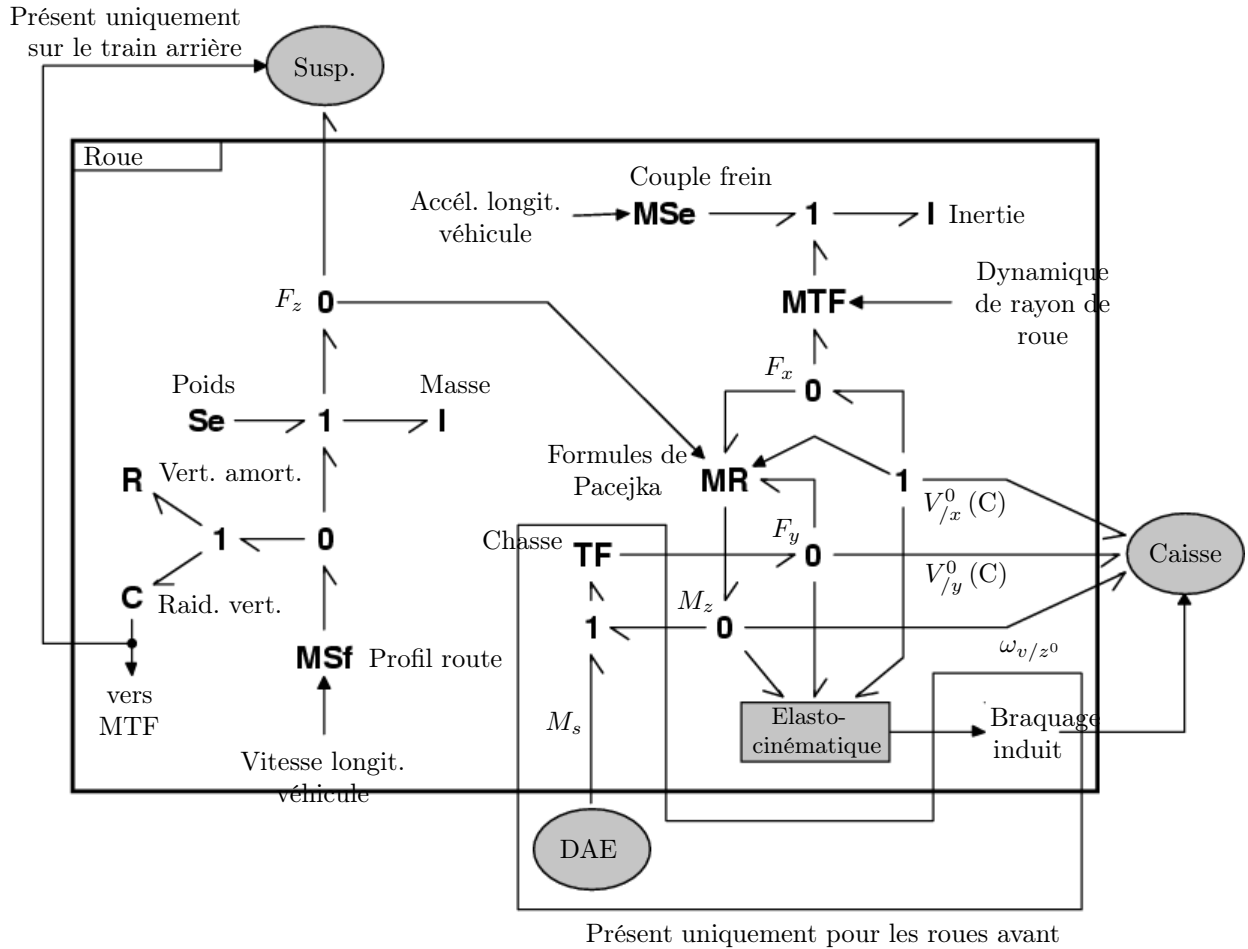


FIG. 3.16 – Représentation bond graph du mot « Roue ».

donc représentés par un composant *ad hoc*, caractérisé par les relations mathématiques correspondantes. Une conséquence de ces phénomènes est un angle de braquage à la roue supplémentaire qui modifie la cinématique de la roue. L'angle de braquage induit altère également les changements de base dans le mot « Caisse ». Il est considéré uniquement pour le train avant.

Finalement, le système de freinage est modélisé de manière simple par une source d'effort modulée par l'accélération longitudinale du véhicule permettant la programmation de différentes stratégies de freinage. Le couple de freinage est appliqué à la roue pour laquelle les phénomènes cinétiques ont été représentés par un élément I .

La figure 3.16 montre clairement le mot « Roue » connecté aux mots « Suspension », « Caisse » et « DAE ». Le lien avec le mot « Suspension » représente le couplage en dynamique verticale. Les liens avec le mot « Caisse » correspondent à la transmission des efforts longitudinal et de dérive, et du moment d'auto-alignement à la caisse du véhicule. Finalement, le couplage avec la DAE correspond à la transmission du couple M_s composé du moment d'auto-alignement et du moment de l'effort de dérive par l'intermédiaire du déport de chasse. Le couplage n'est présent que pour le train avant.

Système de direction

Le système de direction considéré est une Direction Assistée Électrique (DAE). Il comprend deux chaînes d'actionnement, l'une commandée par le conducteur et l'autre par un moteur électrique. Ce dernier est un moteur à courant continu couplé au pignon en bas de colonne de direction. Ce système est essentiel à inclure dans le modèle puisqu'il fait l'objet du dimensionnement par rapport à des spécifications d'assistance. Le système de direction est couplé aux roues par une chaîne cinématique comprenant la

crémaillère et des biellettes.

Le point clé dans la modélisation du système de direction assistée est le couplage avec la représentation du véhicule complet et donc, le retour correct des efforts correspondants. La figure 3.17 montre la représentation bond graph du système de direction assistée. Dans ce système, deux chaînes d'actionnement agissent en parallèle sur les roues impliquant que leur action se superpose. La chaîne principale du point de vue de la direction est la chaîne commandée par le conducteur. La seconde chaîne assiste la principale en terme de couple lorsque les manœuvres le demandent.

La chaîne d'actionnement principale (en haut à gauche de la figure 3.17) comprend l'entrée au volant, la colonne de direction avec sa barre de torsion jusqu'au pignon de colonne. Le conducteur est supposé imposer le mouvement au volant. Ceci est représenté par une source de flux modulée. Le bloc « Cond. » consiste en une fonction du temps correspondant à une situation de vie requise pour la simulation ou le dimensionnement étudié. Les phénomènes cinétiques en rotation pour le volant et la colonne de direction sont représentés par un élément I. Des frottements de type visqueux sur la colonne sont pris en compte à travers un élément R linéaire. La barre de torsion est munie d'un capteur de couple utilisé pour commander le moteur à courant continu dans la chaîne d'assistance. L'énergie stockée dans la barre de torsion est représentée par un élément C. Le phénomène d'énergie cinétique en rotation du pignon de colonne est représenté par un élément I et les frottements secs et visqueux sur ce pignon sont représentés par un élément R non linéaire.

Le modèle d'assistance (en bas à gauche de la figure 3.17) comprend un moteur à courant continu dont l'entrée en tension est déduite de la loi d'assistance. La source de tension est représentée par une source d'effort modulée et la loi d'assistance est donnée à partir de tables fournies par le constructeur automobile. Un couple d'éléments I et R représentent le domaine électrique du moteur lié aux phénomènes d'induction dans la bobine et de dissipation par effet Joule. Un gyrateur représente le couplage électromécanique. Les éléments I et R suivants représentent respectivement la cinétique du rotor en rotation et les frottements sec et visqueux sur le rotor. Un réducteur couple le moteur à courant continu à la chaîne principale d'actionnement au niveau du pignon de colonne de direction. Le rendement du réducteur est considéré par l'intermédiaire d'un élément R permettant de diviser l'énergie en une partie perdue et une effectivement transmise au reste du système. Cet élément impose un effort de la forme $(1/\eta - 1)e_m$ où e_m est l'effort de modulation et η le rendement. En supposant que le phénomène de dissipation associé s'applique à flux commun, cette représentation permet de prendre en compte un rendement (traduisant un point de vue stationnaire) en puissance.

Le reste de la DAE comprend la transmission mécanique aux roues. Un transformateur représente la réduction pignon/crémaillère. Le rendement de transmission est également considéré et représenté par un élément R. Un couple d'éléments I et R permettent de prendre en compte respectivement les phénomènes de stockage d'énergie cinétique de la crémaillère en translation et les frottements sec et visqueux sur celle-ci. Des transformateurs modulés représentent les transmissions entre la crémaillère et les roues. Ils sont caractérisés par les relations cinématiques du type bielle/manivelle associées aux biellettes. Les modulations dépendent des angles de braquage gauche et droite respectivement. Ces derniers sont également utilisés pour les modulations des transformateurs dans le mot « Caisse ». Finalement, des éléments I représentent les phénomènes d'énergie cinétique associés aux mouvements des pivots droite et gauche en rotation.

Résultats de simulation

La représentation bond graph obtenue a été implantée dans le logiciel 20Sim pour être comparée, en simulation, à un modèle de référence implanté dans le logiciel AMESim chez PSA Peugeot Citroën. Deux simulations ont été entreprises correspondant respectivement à une manœuvre de virage simple et, à une manœuvre de virage suivie d'un freinage en courbe.

Pour la manœuvre simple de virage, la vitesse initiale du véhicule est de 80 km/h et un angle de braquage au volant de 35° est appliqué au bout de 1s. L'accélération latérale (en g) est observée en fonction du temps. Le tracé de la figure 3.18a montre des résultats relativement bons en termes de forme et d'amplitude. En particulier, l'accélération latérale croît jusqu'à une valeur permanente correspondant au véhicule en courbe.

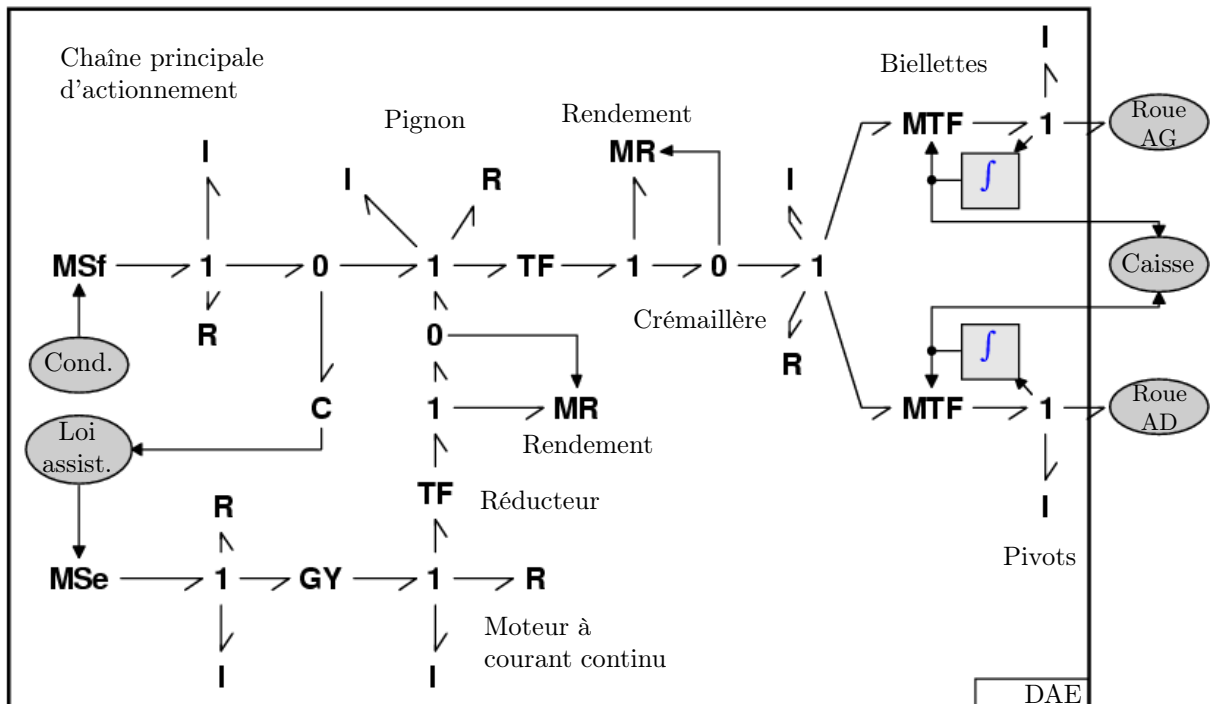


FIG. 3.17 – Représentation bond graph du système DAE.

Pour la manœuvre de virage et de freinage en courbe, la vitesse initiale est également de 80 km/h et un angle de braquage au volant de 20° est appliqué au bout de 1s puis le freinage en courbe au bout de 5s. La figure 3.18b montre les efforts verticaux à l'interface route/roue. Les tracés révèlent également une assez bonne corrélation entre les résultats fournis par 20Sim et AMESim. Ils indiquent que lors d'une manœuvre de virage, les roues d'un même côté (ici à gauche) sont chargées alors que celles du côté opposé (ici à droite) sont déchargées). Lorsque le freinage intervient, les roues avant se chargent pendant que celles arrière se déchargent.

Les deux simulations présentées correspondent à des situations de vie suffisamment représentatives pour considérer les résultats et donc le modèle bond graph validés par rapport au modèle AMESim faisant lui référence.

3.1.2.3 Modèle de véhicule en parking

Le modèle de véhicule en parking est un modèle particulier puisque le véhicule dans ce cas ne roule pas. Il permet de caractériser la direction dans cette situation de vie mais aussi d'aider au dimensionnement de la direction. Le véhicule étant à l'arrêt, les effets inertiels de la caisse ne sont pas considérés. Les seuls mouvements sont ceux induits par la cinématique du train avant. Il reprend donc simplement les éléments du modèle précédent de la direction au train avant jusqu'aux roues et les pneumatiques, ainsi que la Direction Assistée Electrique.

Les efforts provenant de la caisse sont le rappel gravitaire qui provient de la variation de hauteur de caisse lors du braquage. L'interaction de contact entre le pneumatique et la route tient compte de l'action du poids. Un train avant de véhicule est représenté sur la figure 3.19.

La représentation bond graph du modèle de direction est identique à celle définie pour le véhicule complet. Par contre, dans la situation de vie « parking », le pneumatique ne peut plus être défini par le formalisme de Pacejka ni par un modèle vertical. En effet, il n'apparaît plus de dynamique liée au véhicule. Seul le comportement en torsion peut être pris en compte. Le pneumatique est alors caractérisé par une raideur et un amortissement déterminés par des mesures expérimentales. Les phénomènes correspondant sont alors modélisés par un couple d'éléments C-R. L'élément I modélise les phénomènes cinétiques de la

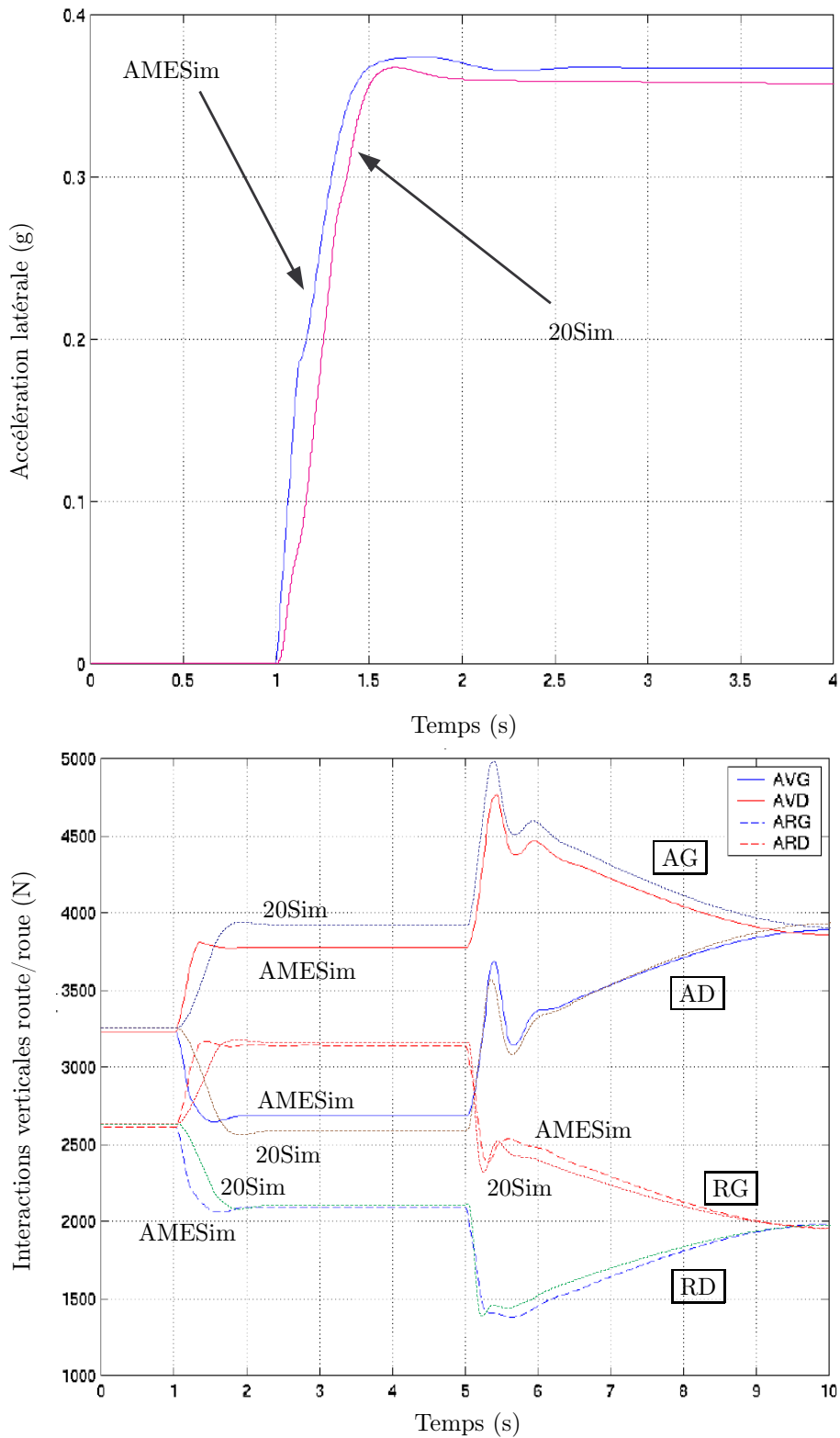


FIG. 3.18 – a) Accélération latérale du modèle de véhicule durant une manœuvre de virage, et b) Forces route/roue verticales du modèle de véhicule pour un incrément de braquage au volant suivi d'un freinage en courbe.

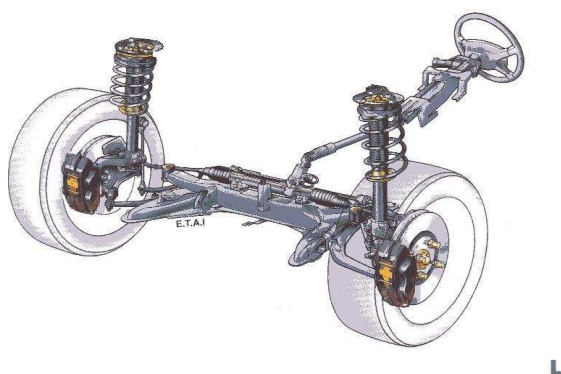


FIG. 3.19 – Schéma d'un train avant de véhicule automobile.

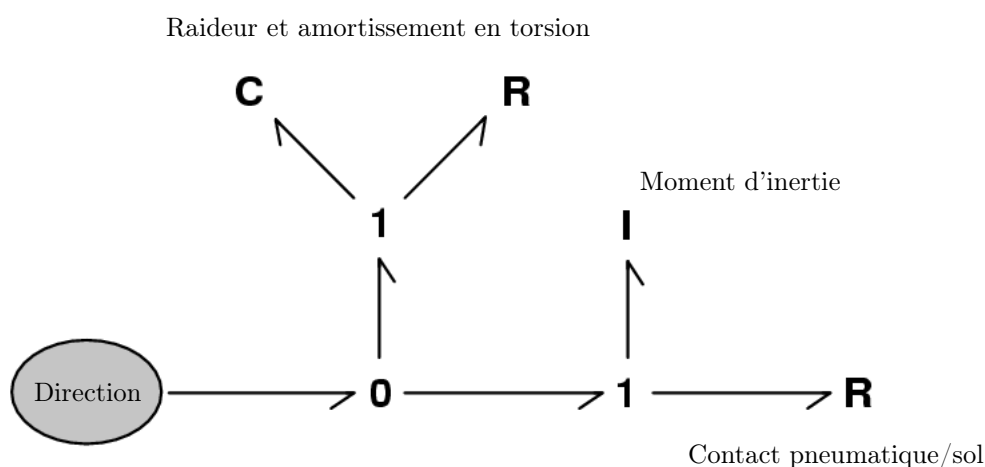


FIG. 3.20 – Représentation bond graph du modèle de pneumatique dans la situation de vie « parking ».

roue en rotation et est caractérisé par le moment d'inertie de la roue (Fig. 3.20).

Le contact pneumatique/sol est principalement associé à du frottement sec, mais il permet surtout de modéliser indirectement l'action du poids de la caisse sur le système de direction. En effet, pour différents cas de charge du véhicule, le niveau des frottements varie (principe du frottement de Coulomb) et correspond donc à un élément R paramétré par la charge et dépendant aussi du type de revêtement du sol (Fig. 3.20).

Le modèle établi pour la situation parking a été corrélé avec des mesures existantes. Il n'existait pas de modèle de référence car la modélisation du pneumatique dans les manœuvres parking ne correspond pas aux relevés de mesures. Par conséquent, les vérifications effectuées ont visé à retrouver d'une part une épure de Jeantaud conforme à celle mesurée sur véhicule, et d'autre part, les efforts agissant sur l'axe crémaillère. Il est donc difficile de donner un niveau de corrélation avec un modèle de référence. Les résultats obtenus ont semblé être conformes à la réalité et ont été considérés comme valides, en accord avec PSA Peugeot Citroën. Les figures 3.21a et 3.21b présentent respectivement l'épure de Jeantaud obtenue par simulation du modèle de train avant ainsi que l'évolution de l'effort crémaillère en fonction de son déplacement.

3.1.2.4 Conclusion

Ma principale contribution dans ce travail a été d'une part, d'apporter mon expertise en modélisation des systèmes mécaniques multicorps notamment dans le domaine de la dynamique de véhicule pour obtenir une représentation bond graph du modèle étudié, et d'autre part, d'adapter un niveau de modèle

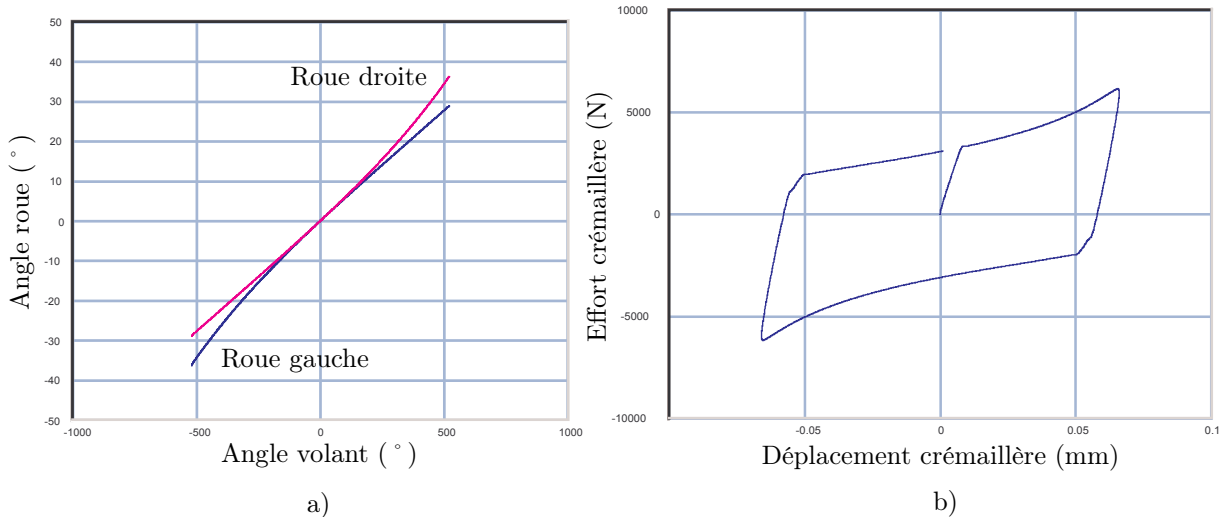


FIG. 3.21 – a) Epure de Jeantaud, et b) Evolution de l'effort crémaillère.

qui réponde à un objectif de dimensionnement et ceci dans deux situations de vie du véhicule, en roulage et en parking.

Cependant, il est apparu deux insatisfactions par rapport aux modèles adoptés. La première concerne la cinématique du train qui pour le constructeur est encapsulée dans un modèle entrée/sortie obtenu par des mesures statiques. Le premier inconvénient est le mode opératoire de la caractérisation ne correspondant pas à une situation de roulage. Le second inconvénient est le fait que tout nouveau train demande des essais expérimentaux pour mener un travail de modélisation. La seconde insatisfaction est liée au modèle de l'interaction pneumatique/sol en situation de roulage. D'une part, il est également issu d'un modèle entrée/sortie ou boîte noire à travers la formule de Pacejka établie expérimentalement dans un état stationnaire, et d'autre part, il nécessite l'utilisation d'un élément *ad hoc* dans la représentation bond graph montrant l'incapacité à interpréter correctement les phénomènes énergétiques mis en jeu dans l'interaction. Les deux sections suivantes présentent des travaux en perspective de remédier à ces deux insatisfactions.

3.1.3 Représentation bond graph multicorps d'une suspension

3.1.3.1 Introduction

Ce travail s'est déroulé dans le cadre d'un Projet de Fin d'Etudes (2004) d'une étudiante espagnole de l'université de Catalogne en échange universitaire à l'INSA de Lyon au département Génie Mécanique Conception. Il s'inscrit dans la continuité des travaux de modélisation au cours du programme PREDIT 2 et plus particulièrement de la thèse d'Olivier Méchin exposée en partie dans la section 3.1.2. La motivation de ce travail est liée à l'approche en grande partie insatisfaisante de la modélisation de la liaison au sol durant les travaux du PREDIT 2. En effet, elle correspond à une démarche du constructeur automobile et dans le domaine de la dynamique du véhicule qui nécessitent d'une part, une caractérisation statique expérimentale pour la détermination de la partie élasto-cinématique du train, et d'autre part, l'existence physique du système pour pouvoir mener ce travail de caractérisation. Or ce deuxième point est contradictoire avec un travail de conception notamment dans sa phase amont. Par contre, lorsque la structure de suspension est donnée, une modélisation multicorps, qui plus est paramétrée, est bien adaptée à une activité de conception et de dimensionnement.

La représentation bond graph multicorps d'une suspension de type pseudo Mc Pherson a donc été mise en place au cours de ce projet. Il a exploité pleinement mes travaux de thèse notamment dans l'application de la représentation privilégiée dans le cas de systèmes multicorps comportant des boucles cinématiques. Le résultat permettra de remplacer l'élément *ad hoc* caractérisé par les tables élasto-cinématiques, par

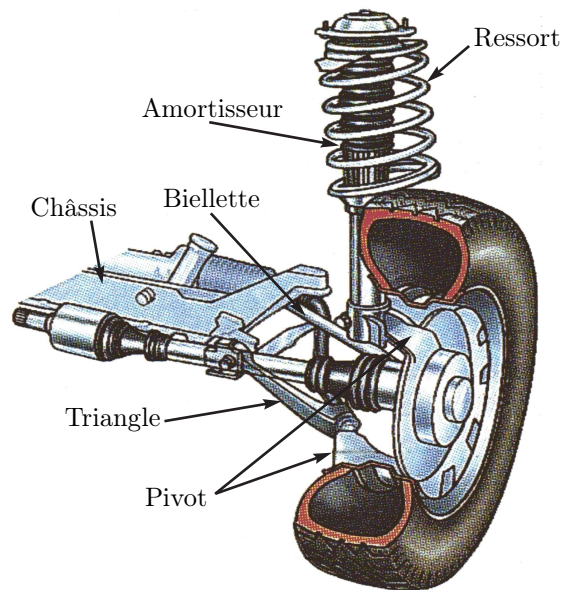


FIG. 3.22 – Schéma d'une suspension de type pseudo Mc Pherson.

une représentation de type multicorps tenant compte des aspects cinétiques.

3.1.3.2 Modèle de la suspension pseudo Mc Pherson

La suspension pseudo Mc Pherson est la plus répandue dans le domaine de l'automobile (Fig. 3.22). Elle est essentiellement constituée de 5 pièces. Dans cette étude, le châssis du véhicule est considéré comme le bâti et donc le référentiel absolu pour la suspension. Cette considération devra être revue lorsque le véhicule sera mis en situation de roulage. Une première pièce, le triangle, est en liaison pivot avec le châssis. La deuxième pièce est le pivot (cette pièce porte le nom d'une liaison), en liaison rotule avec le triangle. Elle porte la fusée qui accueille le moyeu de roue et met cette dernière en mouvement de rotation pour le braquage. La bielle est une pièce en liaisons rotules avec le pivot et la crémaillère. Elle transmet les mouvements provenant de la direction au pivot et donc à la roue. Enfin, l'amortisseur, outre sa fonction principale, assure une liaison mécanique entre le pivot et le châssis du véhicule. Le corps de l'amortisseur est rigidement lié au pivot et le piston, en liaison pivot glissant avec le corps de l'amortisseur, est en liaison rotule avec le châssis du véhicule. L'amortisseur est supposé caractérisé simplement par un coefficient d'amortissement de type visqueux. Enfin, le ressort de suspension est superposé à l'amortisseur suivant sa propre ligne d'action. Dans cette étude, cette dernière est supposée confondue avec celle de l'amortisseur. La roue, qui ne fait pas partie du système étudié, est en liaison pivot avec la pièce du même nom, le pivot. Toutes les pièces dans cette étude sont considérées rigides et les liaisons cinématiques idéales.

La figure 3.23 montre le schéma des différentes liaisons impliquées dans la suspension pseudo Mc Pherson. Dans le contexte de la représentation bond graph privilégiée [Fav97, Fav98] permettant de réduire le nombre d'éléments dans la structure de jonction, le schéma de la figure 3.23 révèle une boucle cinématique et le mouvement particulier de translation de la crémaillère par rapport au châssis. L'analyse des nombres et de la nature des changements de base guide sur le choix du repère lié au véhicule comme repère privilégié pour tous les solides constituant la suspension. Il sert de repère de projection pour les différentes grandeurs vectorielles attachées aux structures de jonction des différents solides.

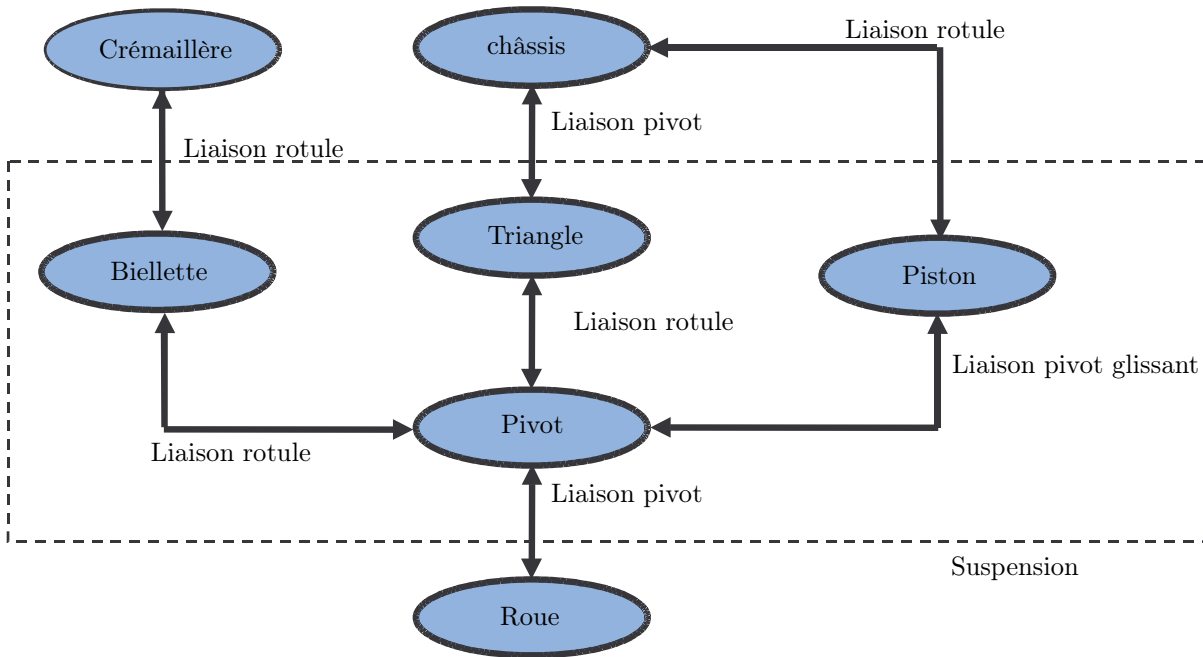


FIG. 3.23 – Schéma des liaisons de la suspension pseudo Mc Pherson.

3.1.3.3 Représentation multibond graph

Word bond graph

La représentation word bond graph de la suspension pseudo Mc Pherson (Fig. 3.24) est à l'image du schéma des liaisons où les liens multibond graph sont pour la plupart de dimension 6, 3 pour la dynamique de rotation et 3 pour la dynamique de translation. Les multiliens de part et d'autre des mots liaisons rotules se réduisent à une dimension de 3 pour la partie en translation uniquement.

Pour chaque représentation multibond graph qui suit, la dynamique de translation est constituée d'une source d'effort associée à l'action de pesanteur et d'un élément I multiport caractérisé par la matrice de masse et associé aux phénomènes cinétiques du mouvement de translation. La dynamique de rotation est constituée d'un élément I multiport caractérisé par un tenseur d'inertie et associé aux phénomènes cinétiques du mouvement de rotation, et d'un élément MGY représentant une structure de jonction d'Euler et associé aux phénomènes gyroscopiques des mouvements de rotation.

Triangle

La représentation multibond graph du triangle est présentée sur la figure 3.25. A partir de la vitesse du point de liaison O_t avec le châssis et de la vitesse de rotation instantanée $\underline{\Omega}_t^0$, les vitesses du point de liaison O_p avec le pivot et du centre d'inertie G_p pour la dynamique de translation sont déterminées.

Pivot

Le pivot est la pièce centrale dans la suspension. Elle porte la roue et la fait pivoter. Elle supporte le corps de l'amortisseur. Enfin, elle est en liaison mécanique avec toutes les autres pièces de la suspension. Sa représentation multibond graph fait donc apparaître autant de branches dans la structure de jonction que de liaisons pour la détermination des vitesses des points correspondants en plus de la dynamique de translation (Fig. 3.26). A partir de la vitesse du point de liaison O_p avec le triangle et de la vitesse de rotation instantanée $\underline{\Omega}_p^0$ du pivot par rapport au référentiel, les vitesses suivantes sont déterminées : celle du point de liaison O_b avec la bielle, celle du centre roue C , point de liaison avec la roue, celle du

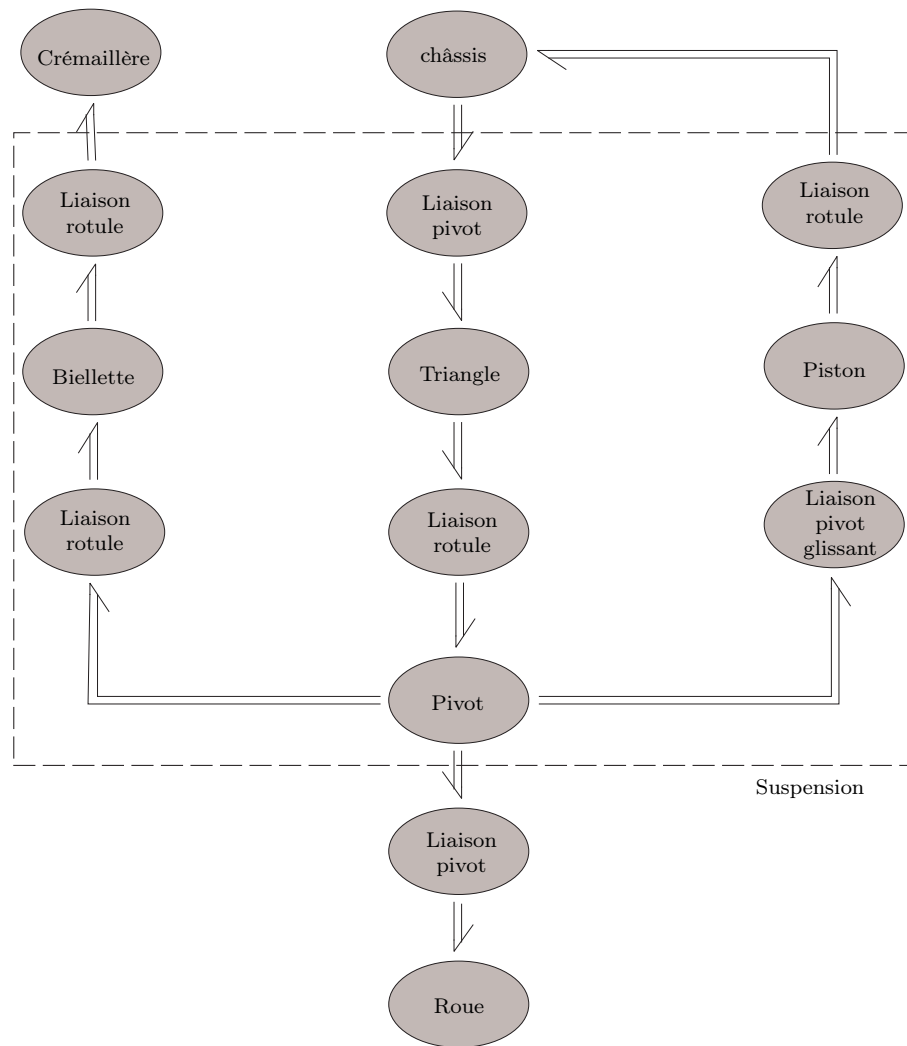


FIG. 3.24 – Word bond graph d’une suspension de type pseudo Mc Pherson.

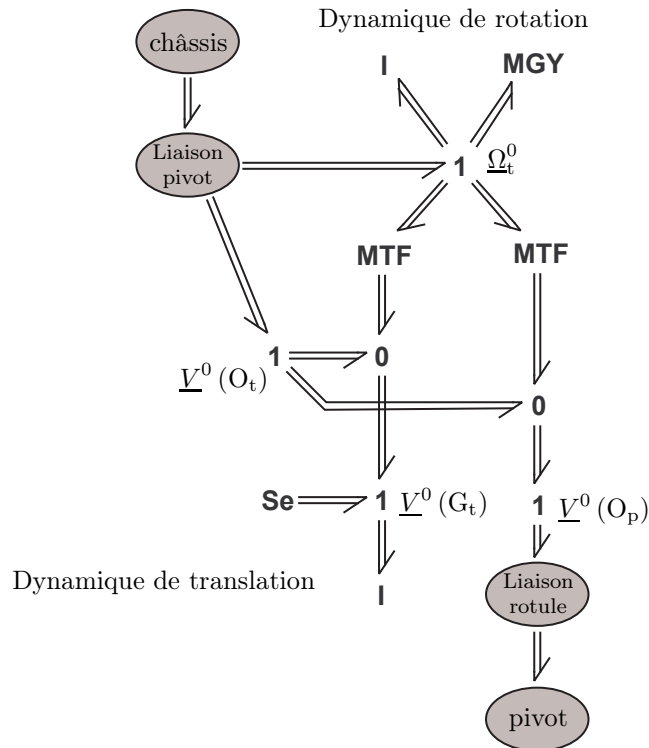


FIG. 3.25 – Représentation multibond graph du triangle.

point d’attache A de l’amortisseur avec le châssis et enfin celle du centre d’inertie G_p du pivot pour la dynamique de translation. Le point d’attache avec le châssis étant mobile par rapport au pivot, la vitesse $\underline{V}_p^0(A)$ représente ici la vitesse d’entraînement du point A dans le mouvement du pivot par rapport au référentiel.

Biellette

La biellette assure la transmission du braquage du volant à la roue. Elle renvoie en retour à la direction, les efforts au niveau de la roue notamment le moment d’auto-alignement. C’est un indicateur, entre autres, pour le conducteur du niveau d’adhérence de son véhicule au sol. Sa représentation multibond graph est analogue à celle du triangle (Fig. 3.27). A partir de la vitesse du point O_b et de la vitesse de rotation instantanée $\underline{\Omega}_b^0$, sont déterminées la vitesse du point de liaison B avec la crémaillère, et la vitesse du centre d’inertie G_b pour la dynamique de translation.

Piston d’amortisseur

La représentation multibond graph est donnée sur la figure 3.28. Elle met en évidence la détermination, à partir de la vitesse absolue du point de liaison A avec le châssis et la vitesse de rotation instantanée $\underline{\Omega}_{pis}^0$, la vitesse du centre d’inertie G_{pis} pour la dynamique de translation. Ici, il s’agit de la vitesse absolue du point A car ce point est fixe par rapport au piston contrairement au pivot pour lequel le point A est un point mobile.

Liaison pivot

Deux liaisons pivots sont impliquées dans la suspension pseudo Mc Pherson. De manière générique, leur représentation multibond graph est donnée sur la figure 3.29. Les multiliens sont de dimension 3 dans cette représentation. Celui concernant la vitesse du point de liaison M entre les solides montre le blocage

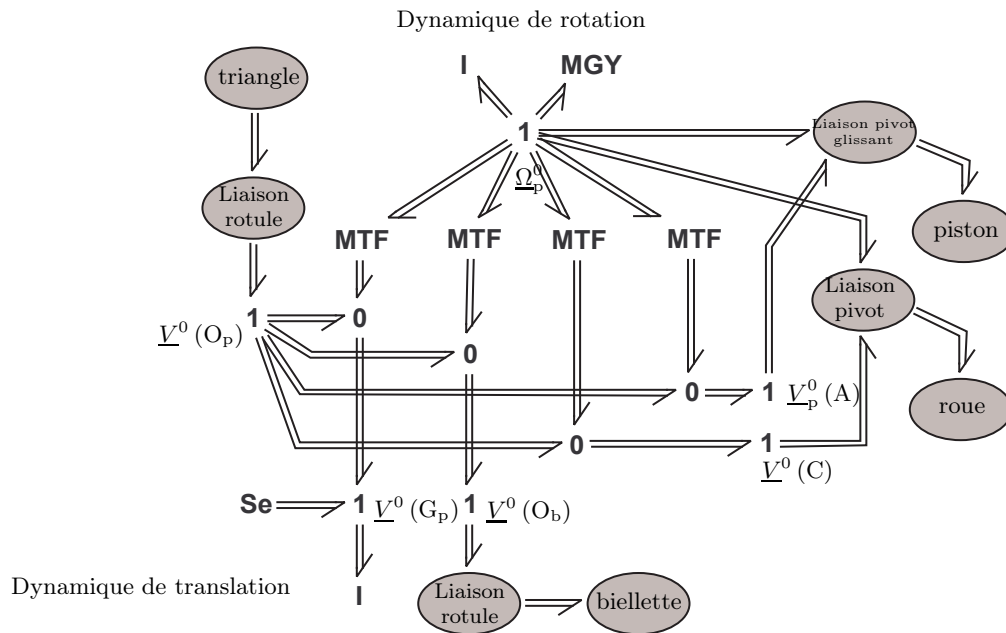


FIG. 3.26 – Représentation multibond graph de la pièce pivot.

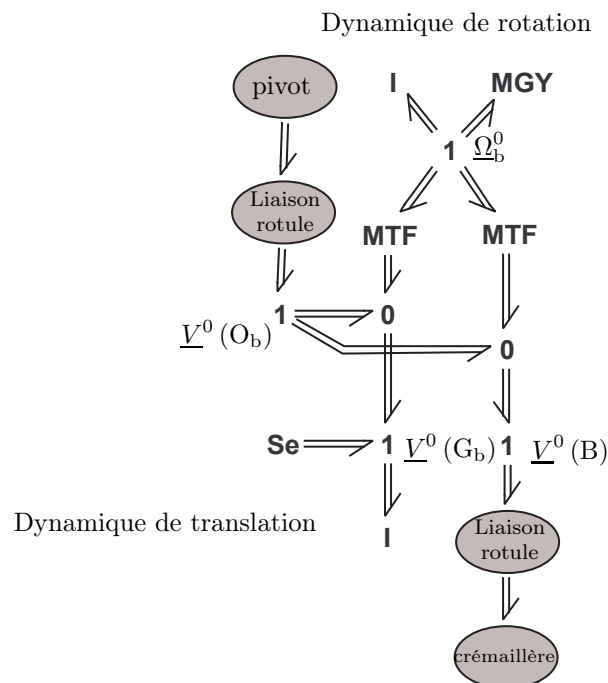


FIG. 3.27 – Représentation multibond graph de la bielle.

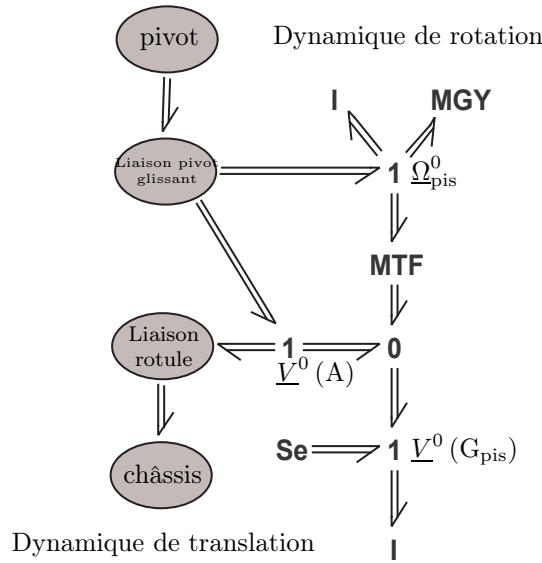


FIG. 3.28 – Représentation multibond graph du piston d’amortisseur.

des mobilités en translation. La partie supérieure de cette représentation correspond à la composition des mouvements de rotation instantanée. Les sources nulles permettent d’une part de bloquer deux mobilités en rotation (source de flux), et d’autre part, de relâcher la mobilité suivant l’axe de la liaison avec une hypothèse de liaison idéale c’est-à-dire sans frottement. Un changement de base représenté par un transformateur multiport est nécessaire pour mettre en évidence le repère de la liaison alors que les grandeurs vectorielles par ailleurs sont projetées dans le repère privilégié, choisi ici comme le repère lié au châssis.

Liaison rotule

La représentation multibond graph d’une liaison rotule (Fig. 3.30) montre le blocage des mobilités en translation avec la vitesse commune $\underline{V}^0(M)$ du point de liaison M. Dans le contexte des liaisons idéales, des sources d’effort nul permettent de simplifier la partie relative aux mobilités en rotation puisque dans ce cas, rien ne s’oppose aux mouvements.

Liaison pivot glissant

La liaison pivot glissant reprend exactement la partie en rotation de la liaison pivot (Fig. 3.31). Cette liaison à une mobilité supplémentaire en translation. La représentation correspondante est complètement analogue à celle de la partie rotation et est associée à la composition des vitesses du point A. Seule la source d’effort nul est remplacée par un couple d’éléments R et C pour représenter les phénomènes de stockage d’énergie dans le ressort et de dissipation dans l’amortisseur.

3.1.3.4 Conclusion

Ma contribution dans ce travail a consisté à orienter de manière correcte et pertinente la modélisation d’un système mécanique multicorps. J’ai à nouveau bénéficié pour cela de mon expertise acquise sur la représentation bond graph dans ce domaine.

Une structure de représentation multibond graph d’une suspension de type pseudo Mc Pherson est donc disponible mais aucune simulation et donc validation par rapport à des modèles de référence n’ont pu être entreprises par manque de temps dans le cadre de ce projet. Une première étape sera donc de valider cette représentation seule puis ensuite de la connecter au modèle de véhicule pour entreprendre des

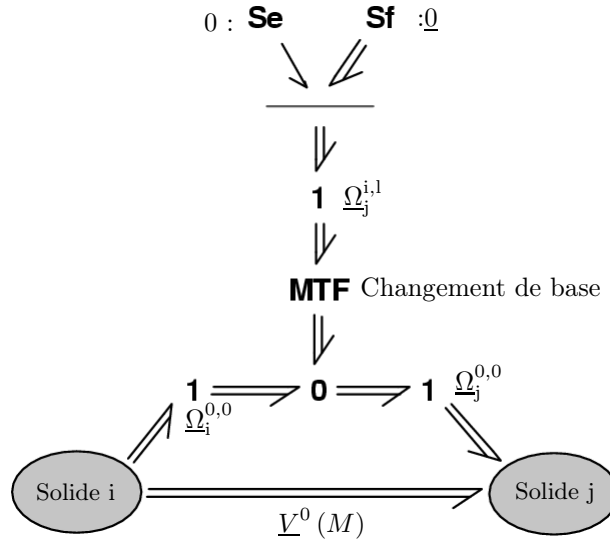


FIG. 3.29 – Représentation multibond graph d’une liaison pivot.

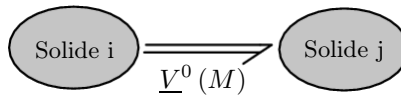


FIG. 3.30 – Représentation multibond graph d’une liaison rotule.

validations globales. Cette connexion nécessitera néanmoins de revoir les projections et les changements de base car le référentiel absolu ne sera plus attaché au véhicule. Cette représentation globale pourra ensuite être utilisée pour les travaux de dimensionnement sur les systèmes de l’automobile et pour les aspects analyse structurelle.

3.1.4 Modélisation en dérive du pneumatique de véhicule automobile

3.1.4.1 Introduction

Ces travaux font également suite, comme ceux sur la suspension, à la thèse d’Olivier Méchin du programme PREDIT 2 et plus particulièrement à la partie traitant de la modélisation du véhicule automobile. L’insatisfaction de la représentation bond graph du pneumatique de véhicule automobile a motivé ce projet qui s’est inscrit dans le cadre du stage de DEA d’Alessandro Zin (2001-2002).

Dans le domaine de la dynamique du véhicule, le comportement du pneumatique et les phénomènes dynamiques de l’interface sol/roue reposent, entre autres, sur la caractérisation de la dérive du pneumatique. Cette dérive mesure un angle entre deux grandeurs cinématiques et la modélisation des phénomènes énergétiques (dissipation et viscoélasticité) au niveau du pneumatique et des liaisons au sol utilise principalement cette variable angulaire.

Pour sa part, la représentation bond graph d’un véhicule prenant en compte ces phénomènes de dérive révèle un décalage entre l’approche dynamique du véhicule et la notion classique en bond graph de variables de puissance et d’énergie. Ce décalage est dû en premier lieu à l’utilisation d’une variable définie dans le langage bond graph comme une variable de déplacement généralisé à la place d’une variable de flux pour un phénomène de dissipation. En effet, un modèle répandu en dynamique du véhicule est le modèle entrée/sortie de Pacejka. En ce qui concerne les phénomènes de dérive, révélant entre autres des phénomènes de dissipation, le modèle de Pacejka met en relation l’effort transversal ou de dérive (variable d’effort) à l’interface roue/sol avec l’angle de dérive (variable de déplacement généralisé). De plus, le couple de variables effort transversal et angle de dérive appartient à des domaines physiques de natures différentes, celui de la mécanique de translation pour la première et de rotation pour la seconde.

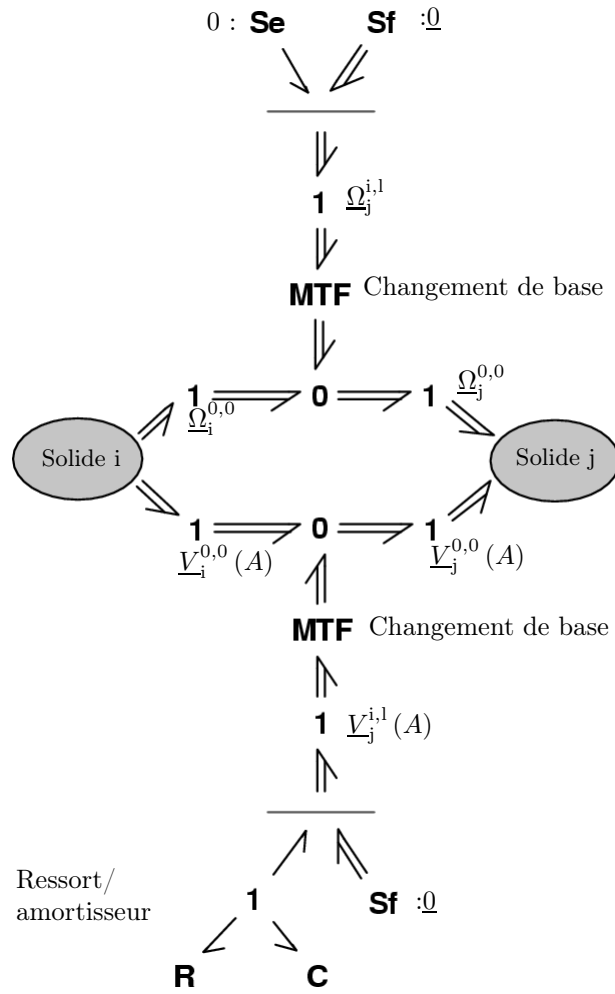


FIG. 3.31 – Représentation multibond graph d’une liaison pivot glissant.

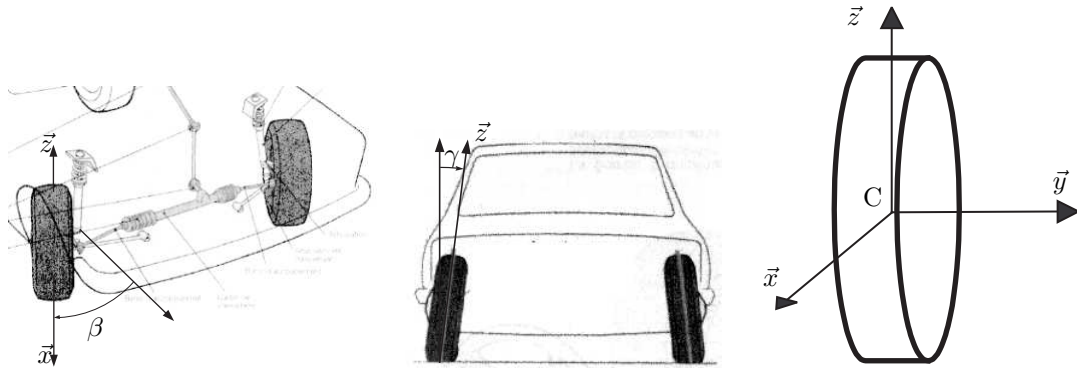


FIG. 3.32 – Repérage d'une roue de véhicule automobile.

Ces travaux proposent donc d'explorer la modélisation des phénomènes de dérive du pneumatique dans le domaine de la dynamique du véhicule pour obtenir une représentation cohérente avec l'approche énergétique du langage bond graph.

3.1.4.2 Description du pneumatique

Repérage et torseur d'action

Le pneumatique est généralement modélisé chez les constructeurs automobile par une « boîte noire » caractérisée par les interactions physiques qu'il a avec son environnement, notamment avec le sol. Ces interactions peuvent être décrites par un torseur d'efforts réduit au centre de la roue C . Le trièdre lié au plan de jante est composé de l'axe de la roue \vec{y} et donc perpendiculaire au plan de jante, et de deux axes formant le plan de jante \vec{x} et \vec{z} (Fig. 3.32). Pour une roue en position droite, l'axe \vec{z} coïncide avec la verticale.

L'orientation de la roue est repérée par :

- le braquage β définissant la rotation du plan de jante autour de l'axe \vec{z} ,
- le carrossage γ définissant l'inclinaison du plan de jante autour de l'axe \vec{x} , et
- l'angle φ définissant la rotation propre de la roue autour de l'axe \vec{y} .

La force s'opérant selon la direction \vec{x} est la force de traction ou de freinage. La force suivant l'axe \vec{z} résulte de la charge verticale supportée par le pneumatique et des phénomènes d'élasticité suivant cette direction. La force suivant l'axe \vec{y} est appelée force transversale de poussée du pneumatique. Ces forces dépendent de la structure du pneumatique (architecture) et de défauts d'assemblage (plysteer, serpente, ...) [Hal95]. Enfin, le moment d'action autour de l'axe \vec{z} est appelé le moment d'auto-alignement puisqu'il tend à ramener la roue dans l'axe du véhicule.

Du point de vue fonctionnel, la force transversale permet le guidage du véhicule.

Composants du pneumatique

Le pneumatique est un composite, c'est-à-dire un assemblage solidaire de matériaux aux propriétés très diverses dont la confection requiert une grande précision. Il se compose des semi-finis suivants (Fig. 3.33) :

- ① une feuille d'un caoutchouc synthétique très étanche à l'air. Cette feuille se trouve à l'intérieur du pneumatique et fait fonction de chambre à air.
- ② La nappe-carcasse (NC) composée de minces câbles en fibres textiles disposés en arceaux droits et collés au caoutchouc. Ces câbles sont un élément clé de la structure du pneumatique et lui permettent de résister à la pression. Dans une nappe de pneumatique automobile, il y a environ 1400 câbles qui peuvent chacun résister à une force d'environ 150N.



FIG. 3.33 – Coupe transversale d'un pneumatique.

- ③ Un bourrage zone basse dont le rôle est de transmettre les couples moteur et freineur de la jante vers l'aire de contact au sol.
- ④ Les tringles (TR) servent à serrer le pneumatique sur la jante. Elles peuvent supporter jusqu'à 1800 kg sans risque de rupture.
- ⑤ Les flancs en gomme souple protègent le pneumatique des chocs qui pourraient endommager la carcasse, comme les chocs contre les trottoirs par exemple. Une gomme dure assure la liaison entre le pneumatique et la jante.
- ⑥ Les nappes-sommet (NST), armées de câbles en acier très fins mais très résistants, sont croisées obliquement et collées l'une sur l'autre. Le croisement de leurs fils avec ceux de la carcasse forme des triangles. Dénommée triangulation, cette disposition assure la rigidification du sommet. Ces nappes, qui ceinturent tout le sommet du pneumatique, ont un rôle très complexe :
 - elles doivent être suffisamment rigides dans le sens circonférentiel du pneumatique pour ne pas s'étirer sous l'effet de la centrifugation, afin de maîtriser parfaitement le diamètre du pneumatique, quelles que soient les conditions d'utilisation,
 - elles doivent aussi être rigides dans le sens transversal pour résister aux efforts de dérive,
 - mais elles doivent également être souples dans le sens vertical pour « boire l'obstacle ».
 Pour obtenir ces nappes, il faut coller l'acier à la gomme. Très difficile à obtenir, la cohésion parfaite entre ces matériaux dissemblables est indispensable.
- ⑦ La bande de roulement (KM) est posée par dessus les nappes-sommet. Cette partie du pneumatique, qui reçoit les sculptures, est en contact avec la route. Dans l'aire de contact au sol, la bande de roulement doit pouvoir résister à des efforts très importants. Le mélange qui la constitue doit être adhérent sur tout type de sol, résister à l'usure, à l'abrasion et doit s'échauffer faiblement.

Il reste ensuite à réaliser les sculptures et à vulcaniser l'ensemble pour rendre tout cet assemblage parfaitement solidaire.

Comportement physique du pneumatique

Lorsque la roue est au repos et pour de petites déformations, un comportement élastique du pneumatique est mis en évidence. Il est caractérisé par les raideurs longitudinale (suivant l'axe \vec{x}), transversale (suivant l'axe \vec{y}), verticale (suivant l'axe \vec{z}), et la rigidité angulaire globale du pneumatique (autour de l'axe \vec{z}).

Lorsque la roue est en mouvement apparaît un phénomène de dérive dès que l'axe longitudinal du plan de jante ne coïncide pas avec sa direction d'avance. Ce phénomène apparaît lors d'un braquage par exemple. Il est caractérisé cinématiquement par l'angle de dérive (ou d'envirage) δ défini comme l'angle entre le vecteur vitesse \vec{V}^0 (C) du centre de la roue et la direction portant la droite située à l'intersection du plan de jante avec le sol. Un pneumatique roulant de telle sorte que l'angle de dérive soit non nul induit un effort transversal $Y_{0/1}$ du sol sur le pneumatique appelé effort de dérive. La bande de roulement déformée (KM) est cisailée. L'effort de dérive développé entre le pneumatique et le sol correspond simplement à

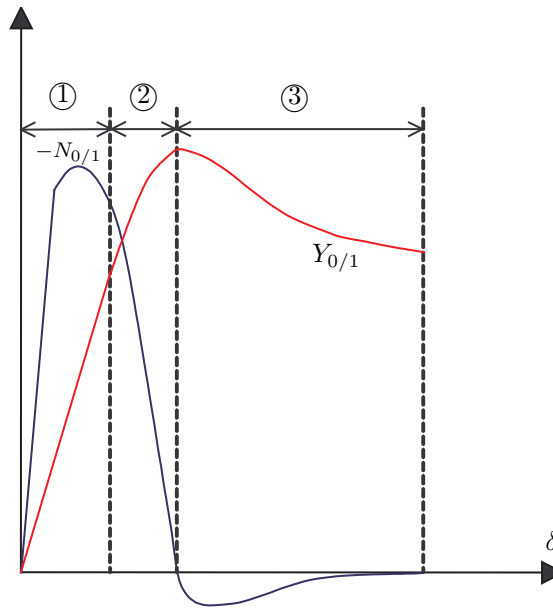


FIG. 3.34 – Allures de $Y_{0/1}$ et $-N_{0/1}$ en fonction de l'angle de dérive.

l'intégration des contraintes de cisaillement des éléments de la bande de roulement (KM) sur toute la surface de contact (ou Aire De Contact : ADC -Fig. 3.36-).

En outre, le point d'application A de l'effort de dérive est décalé vers l'arrière de l'ADC. Il en résulte un moment d'auto-alignement en C, noté $N_{0/1}$, que le conducteur ressent par l'intermédiaire de la direction (dans le cas de systèmes réversibles), et auquel il s'oppose en braquant dans le sens de la force perturbatrice (ici selon la direction $Y_{0/1}$). Le décalage vers l'arrière du point d'application A par rapport au centre roue C est appelé « chasse du pneumatique ».

Ce phénomène de dérive apparaissant lors d'un braquage par exemple introduit en quelque sorte un braquage dynamique (angle δ) qui se superpose au braquage géométrique (angle β), l'amplifiant ou le diminuant. Un résultat analogue peut être obtenu, sans braquage, sous l'action d'un effort latéral mécanique appliqué au centre roue C, cette dernière étant en mouvement (vent latéral sur le véhicule par exemple).

Résultats expérimentaux de base concernant $Y_{0/1}$ et $N_{0/1}$

La figure 3.34 donne les allures des résultats expérimentaux sur $Y_{0/1}$ et de $-N_{0/1}$ en fonction de l'angle de dérive en virage stabilisé [Hal95].

Trois zones traduisent des comportements différents pour $Y_{0/1}$. Dans la première zone, la courbe est linéaire croissante ; c'est le domaine d'adhérence du pneumatique. Plus on augmente l'angle de dérive plus l'effort transversal croît. La directivité est totale. Dans cette zone, on peut exprimer l'effort transversal exercé par le sol sur le pneumatique par l'équation $Y_{0/1} = D\delta$, où D est un coefficient caractéristique du pneumatique appelé rigidité de dérive.

Dans la deuxième zone, la courbe est croissante mais non linéaire et finit par atteindre un maximum. C'est une zone de transition. Plus on augmente l'angle de dérive moins l'effort transversal croît rapidement. Des glissements transversaux apparaissent dans la partie arrière de l'aire de contact (ADC) entre le sol et le pneumatique. Ces glissements s'amplifient à mesure que l'angle de dérive augmente. La saturation du pneumatique, c'est-à-dire l'obtention de l'effort transversal maximal qu'il peut délivrer, délimite l'extrémité de la zone de transition.

Dans la troisième zone, l'effort transversal diminue au fur et à mesure que l'angle de dérive croît. Il y a alors glissement du pneumatique. Les glissements transversaux s'amplifient à mesure que l'angle de

dérive augmente, jusqu'à gagner toute la surface d'empreinte. Il y a alors dérapage total du pneumatique.

Concernant l'allure donnant le moment d'auto-alignement en fonction de l'angle de dérive, elle est fortement non linéaire (sauf au début de la zone d'adhérence). La courbe fait apparaître une première zone où il y a croissance simultanée de $|N_{0/1}|$ et de l'effort de dérive $Y_{0/1}$. Dans cette zone, on peut exprimer le moment d'auto-alignement exercé par le sol sur le pneumatique par l'équation $N_{0/1} = G\delta$, où G est un coefficient caractéristique du pneumatique appelé rigidité de moment. La courbe atteint ensuite un maximum puis décroît brutalement jusqu'à l'annulation de $N_{0/1}$.

Si l'angle de dérive continue à augmenter alors le signe du moment d'auto-alignement s'inverse. La superposition des courbes donnant $-N_{0/1}$ et $Y_{0/1}$ permet de noter que $|N_{0/1}|$ atteint son maximum avant $|Y_{0/1}|$. La chute du moment d'auto-alignement est en fait reliée à l'entrée du pneumatique dans la zone de transition. Concrètement, la diminution du couple au volant consécutive à la décroissance brutale de $|N_{0/1}|$ est une indication donnée au conducteur que le pneumatique est en limite d'adhérence.

Enfin, le torseur ayant $Y_{0/1}$ pour résultante et $N_{0/1}$ pour moment en C est équivalent à un glisseur passant par un point A en arrière de C d'une distance notée t_p , la chasse du pneumatique, égale à $\frac{|N_{0/1}|}{|Y_{0/1}|}$. Les allures de la figure 3.34 serviront de référence pour les premières tendances et validations du modèle proposé.

3.1.4.3 Modèles globaux

Représentation de Pacejka

H.B. Pacejka, chercheur à la Delft University of Technology propose un modèle purement mathématique se basant sur des essais expérimentaux [Cla81]. Le dispositif consiste en un rouleau sur lequel est posée la roue. Le rouleau est libre de translater latéralement. De cette façon, en connaissant les vitesses de rotation et transversale du rouleau, on peut calculer aisément l'angle de dérive. Un effort transversal Y/R connu est appliqué au rouleau. Le pneumatique commence à se déformer et tend à faire translater latéralement le rouleau. Lorsque l'angle de dérive se stabilise, la valeur de Y/R en fonction de l'angle de dérive est reportée. De plus, un capteur dynamométrique placé au centre roue C permet de connaître le moment d'auto-alignement exercé sur le pneumatique. De même, pour tracer $X_{0/1}$ en fonction du glissement longitudinal, un couple M/R (moteur ou freineur) est exercé sur le rouleau et, toujours grâce à un capteur dynamométrique, l'effort $X_{0/1}$ est tracé.

Ainsi, l'effort longitudinal et l'effort transversal peuvent être variés en même temps. Les expériences précédentes sont menées pour différentes charges verticales Z/R exercées sur la roue, pour différentes pressions de gonflage, pour des angles de carrossage différents et pour une condition d'adhérence donnée (terrain sec, mouillé...) En ce qui concerne ce dernier paramètre, les mesures sont faites en extérieur grâce à un camion équipé pour ces expériences.

A partir des valeurs expérimentales, une formule mathématique qui approche au mieux les mesures effectuées sur banc d'essai a été recherchée. Ainsi, pour ajuster les courbes, des coefficients mathématiques ont été introduits.

Pour représenter $X_{0/1}$, $Y_{0/1}$ et $N_{0/1}$, Pacejka propose les formules générales de type :

- $X_{0/1} = D_x \sin [C_x \arctan (B_x \phi_x)]$
- $Y_{0/1} = D_y \sin [C_y \arctan (B_y \phi_y)] + \Delta S_v$
- $N_{0/1} = D_N \sin [C_N \arctan (B_N \phi_N)] + \Delta S_v$

où D_i , C_i , B_i , ϕ_i et ΔS_v sont dépendants par des coefficients (une soixantaine) du glissement, de l'angle de dérive, de la charge verticale et du carrossage.

Principe d'une théorie macroscopique du pneumatique pour le phénomène de dérive

Déformation de l'ADC. Règles de base [Cla81].

Un élément de la bande de roulement (KM) au niveau de l'aire de contact, représenté sous la forme

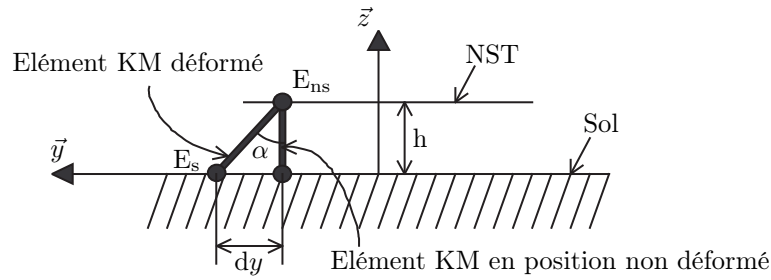


FIG. 3.35 – Schéma d'une section transversale du pneumatique au niveau de l'aire de contact.

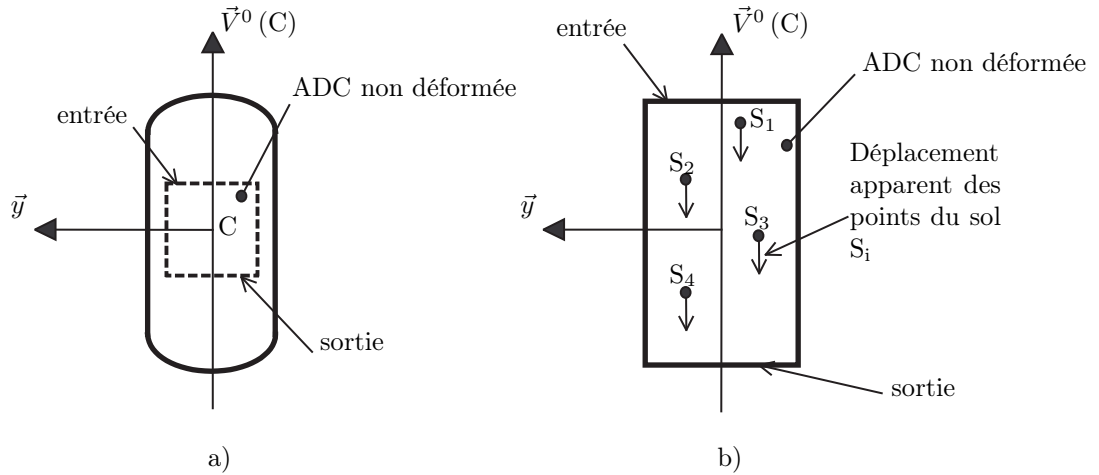


FIG. 3.36 – Schéma de l'aire de contact en vue de dessus en marche rectiligne.

d'un segment, est lié d'une part aux nappes-sommet NST (point E_{ns}), et d'autre part, au sol (point E_s). Il n'est pas cisailé quand il est perpendiculaire aux nappes. Il est cisailé quand il présente un angle par rapport à sa position non déformé (Fig. 3.35).

Avec l'hypothèse de petites déformations, la contrainte de déplacement transversal s'exprime $\sigma_y = \frac{G}{h} dy = K dy$ avec G le module de cisaillement de l'élément KM et K sa rigidité.

L'aire de contact est maintenant observée en vue de dessus (Fig. 3.36a). Au moment où l'élément KM entre en contact avec le sol (entrée de l'aire de contact), il n'est pas cisailé. On appelle sortie de l'aire de contact l'élément KM qui n'est plus en contact avec le sol mais qui y était à l'instant précédent (suivant le sens de roulage). Lorsque le pneumatique avance, l'observateur est considéré avançant en même temps que lui de sorte qu'il voie en permanence l'aire de contact. En conséquence, l'observateur voit défilé les points du sol (S_i) à l'intérieur du contour de l'ADC avec une trajectoire par rapport au centre roue C et une vitesse apparente opposée à la vitesse d'avance $\vec{V}^0(C)$ du centre roue quand le pneumatique est en marche rectiligne (Fig. 3.36b). S'il n'y a pas de glissement entre le pneumatique et le sol, le point en surface de l'élément KM (E_s) qui entre en contact avec un point du sol S (à l'entrée de l'ADC) va suivre ce point du sol sur toute la longueur de l'aire de contact.

Roulage en dérive. Cinématique des points du sol.

Pour simplifier le raisonnement, il est considéré ici qu'il n'y a pas de variation de l'observation suivant la largeur de l'aire de contact. Plutôt que d'observer une surface, une seule ligne suivant la direction de la vitesse du centre roue est observée. L'observation suivant cette ligne est supposée être la même pour toutes les lignes parallèles sur la largeur de l'ADC. Pour comprendre le principe cinématique de base, il est en outre supposé que l'élément KM est lié directement à la jante (en réalité l'élément KM est lié aux NST qui sont elles-mêmes liées à la jante par la carcasse).

Le pseudo-pneumatique ainsi constitué est écrasé avec un angle entre le plan de jante (C, \vec{x}, \vec{y}) et la

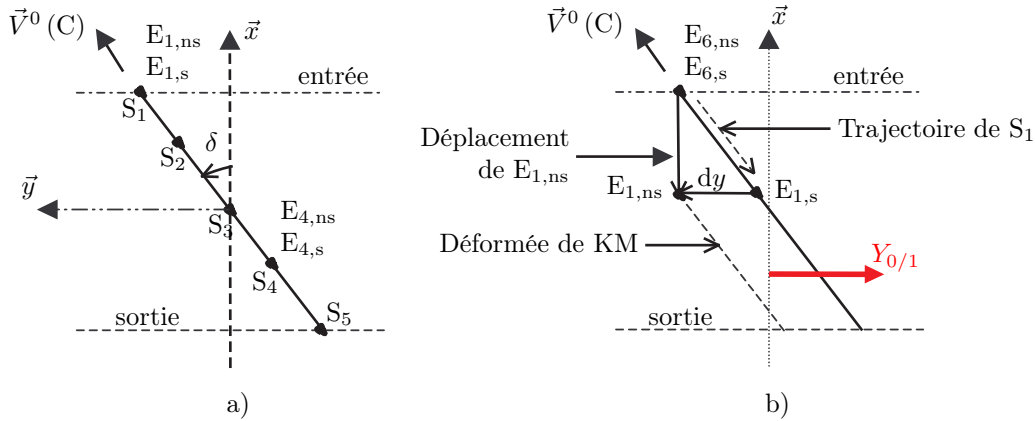


FIG. 3.37 – Comportement des éléments KM a) au moment de l'écrasement, b) après un instant de roulage.

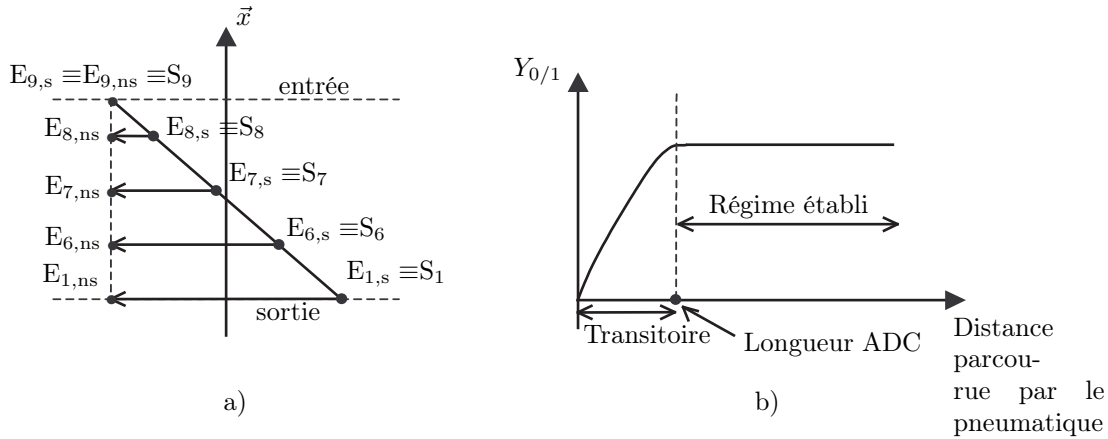


FIG. 3.38 – Déformation des éléments KM en régime établi.

direction du déplacement du centre roue C (vecteur $\vec{V}^0(C)$ supposé constant). Cet angle est l'angle de dérive δ (Fig. 3.37a). Au moment de l'écrasement, tous les éléments KM se posent sans cisaillement. En vue de dessus, les 2 extrémités de l'élément KM ($E_{i,ns}$ lié à la jante et $E_{i,s}$ en contact avec le sol) sont confondues.

En observant l'aire de contact après un petit intervalle de temps dt , les points S_i du sol se sont déplacés, entraînant avec eux (en l'absence de glissement) les points en surface de KM ($E_{i,s}$), comme l'indique la figure 3.37b. Un nouveau point, le point S_6 apparaît à l'entrée de l'aire de contact. Le point $E_{1,s}$ en contact avec le sol a suivi le point du sol S_1 pendant que le point de l'élément KM lié à la jante est en $E_{1,ns}$, de sorte que l'élément KM_1 soit cisailé avec un déport latéral dy . Il en est de même pour les éléments 2, 3 et 4 (non représentés sur la figure 3.37b). Le sol exerce sur le pneumatique un effort résultant $Y_{0/1}$.

En reproduisant le même raisonnement en fonction du temps, lorsque le point 1 sort de l'aire de contact, la ligne de contact correspond à la trajectoire suivie par le point S_1 , conformément à la figure 3.38a. A partir de cet instant, tous les nouveaux points qui entrent en contact avec le sol suivent la même trajectoire. La variation du cisaillement sur la longueur de l'aire de contact est la même et l'effort transversal est constant. A partir de cet instant, le régime mécanique est dit établi. L'évolution de l'effort exercé par le sol correspond à la figure 3.38b. Dans la suite, seul le régime établi sera regardé.

En conclusion, c'est la trajectoire des points du sol qui impose le déplacement transversal des points en surface KM. C'est la notion de fonctionnement cinématique. Il est nécessaire de parcourir une certaine distance avant que le régime ne soit établi. Il est établi quand la trajectoire d'un point qui entre dans l'aire de contact est confondue avec la déformée de la KM au moment où le point entre. Dans l'exemple

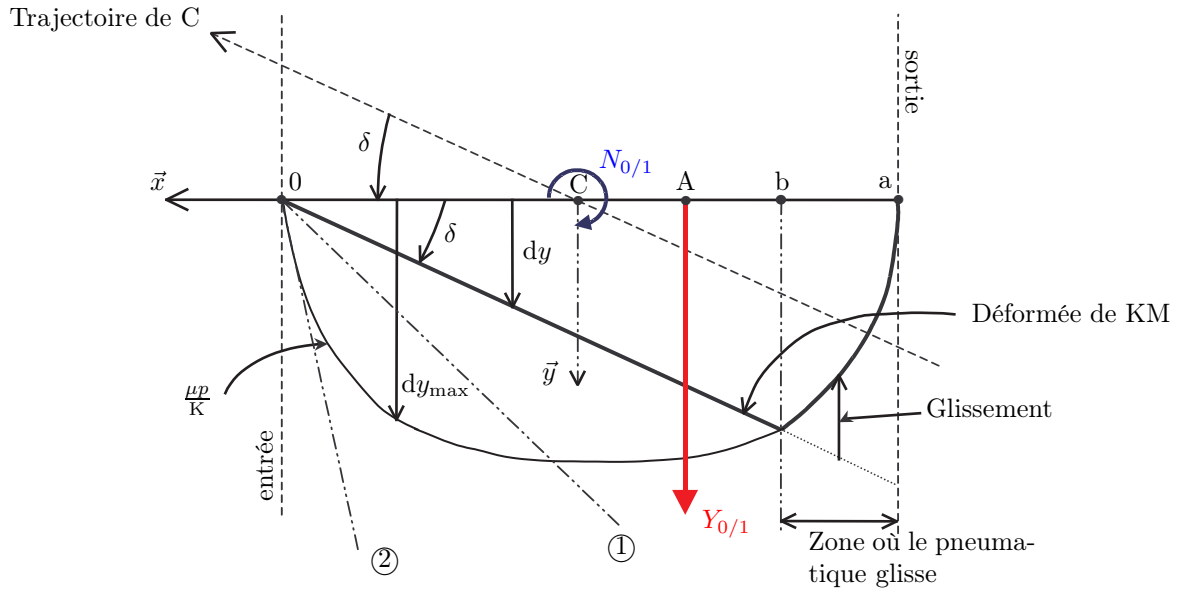


FIG. 3.39 – Déformation de la bande de roulement dans le modèle de Fromm.

précédent, avec la KM liée directement à la jante, il est nécessaire de parcourir une longueur d'aire de contact. Pour une structure pneumatique réelle, la distance à parcourir varie entre 1/2 tour et 1 tour de roue (elle est fonction à la fois de la rigidité de dérive D et de la rigidité latérale L). Enfin, c'est l'entrée de l'aire de contact (ADC) qui est importante et qui pilote tout le reste.

Principe de modélisation utilisant le modèle de Fromm [Cla81].

Dans cette modélisation, la bande de roulement KM, caractérisée par une rigidité K et un coefficient de frottement μ constant avec le sol, est supposée se déformer directement par rapport à la jante. L'effet de largeur de l'aire de contact est négligé ce qui permet de ne représenter qu'une seule ligne sur la longueur de l'aire de contact. Le fonctionnement en régime établi est observé avec un angle de dérive δ et la trajectoire du centre roue est rectiligne. La pression p est supposée varier suivant la longueur de l'aire de contact ce qui permet de reporter, à partir du plan de jante, la quantité $dy_{\max} = \frac{\mu p}{K}$ (Fig. 3.39).

La caractéristique dy_{\max} correspond à la limite de déport latéral de sorte qu'il n'y a pas de glissement tant que la trajectoire fixée par les points du sol impose un déport latéral inférieur à cette caractéristique (partie linéaire sur la figure 3.39). Cette valeur définit la déformation maximale des éléments KM. À l'inverse, dès que le déport latéral imposé par la trajectoire des points du sol devient supérieur, il y a glissement entre la KM et le sol. Ce glissement s'effectue avec un déport latéral égal au déport maximal (la déformée de la KM suit la caractéristique dy_{\max}). Avec ce modèle, tant qu'il n'y a pas de glissement, le cisaillement de la KM augmente linéairement suivant la progression dans l'aire de contact.

Au total, l'effort $Y_{0/1}$ exercé par le sol correspond à l'intégrale des contraintes de cisaillement sur toute la surface de contact soit :

$$Y_{0/1} = l \int_0^b K dy dx + l \int_b^a K \frac{\mu p}{K} dx$$

avec l la largeur de l'aire de contact supposée constante sur toute la longueur.

Pour les faibles valeurs d'angle de dérive δ , la zone de glissement est réduite de sorte que pratiquement, l'effort $Y_{0/1} \cong Kl\delta \frac{a^2}{2}$. Pour des faibles angles, l'effort latéral $Y_{0/1}$ est donc proportionnel à l'angle de dérive δ , à la rigidité de dérive K de la KM, à la largeur l et au carré de la longueur de contact a. En augmentant l'angle de dérive, le glissement se produit de plus en plus tôt, (droite ① sur la figure 3.39), de sorte que l'effort latéral devienne de plus en plus faible par rapport à la valeur qu'il aurait sans glissement.

Pour un angle de dérive suffisamment grand (droite ② sur la figure 3.39), la déformée de la KM imposée par la trajectoire des points du sol est tangente à la caractéristique limite dy_{\max} dès l'entrée de

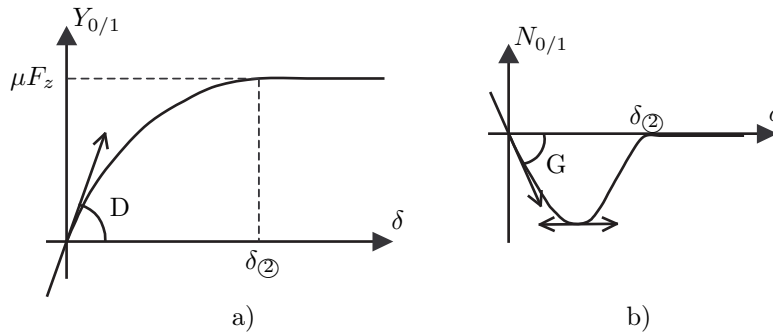


FIG. 3.40 – Allures de $Y_{0/1}$ et $N_{0/1}$ en fonction de la dérive dans le modèle de Fromm.

l'aire de contact. Le glissement se produit donc depuis l'entrée de l'ADC jusqu'à la sortie en suivant la caractéristique limite. Dans ce cas, l'effort latéral $Y_{0/1} = \mu F_z$. En augmentant l'angle de dérive à partir de cet angle, $Y_{0/1}$ reste constant et égal au produit μF_z .

En parallèle, la répartition des contraintes de cisaillement suivant la longueur de l'ADC développe un moment $N_{0/1}$ autour de l'axe vertical passant par C, tel que :

$$N_{0/1} = l \int_0^b \left(x - \frac{a}{2}\right) K dy dx + l \int_b^a \left(x - \frac{a}{2}\right) \mu p dx$$

Comme pour l'effort transversal, pour les faibles angles de dérive, la zone de glissement est très réduite de sorte que $N_{0/1} \cong Kl\delta\frac{a^3}{12}$. Pour les faibles angles de dérive, le moment d'auto-alignement $N_{0/1}$ varie linéairement avec l'angle de dérive. Il est proportionnel à la rigidité K de la KM, à la largeur l et au cube de la longueur a de l'ADC. Pour les angles supérieurs (droite ② sur la figure 3.39), si la répartition de la pression suivant la longueur dans l'aire de contact est symétrique par rapport au centre de l'ADC, le moment $N_{0/1}$ est nul. En conséquence, le moment d'auto-alignement $N_{0/1}$ passe par un minimum en fonction de l'angle de dérive.

Les raisonnements qui viennent d'être développés conduisent donc à des évolutions de l'effort transversal $Y_{0/1}$ et du couple $N_{0/1}$ en fonction de l'angle de dérive correspondant aux allures de la figure 3.40.

En conclusion sur ce modèle :

- en dehors de la zone linéaire, la variation de $N_{0/1}$ en fonction de δ dépend de la forme de la répartition de pression suivant la longueur de l'aire de contact.
- Dans les parties linéaires, les pentes respectives pour l'effort $Y_{0/1}$ et pour le moment $N_{0/1}$ correspondent aux rigidités de dérive $D = Kl\delta\frac{a^2}{2}$ pour $Y_{0/1}$ et de moment $G = Kl\delta\frac{a^3}{12}$ pour $N_{0/1}$.
- La chasse du pneumatique peut être définie par $\left\|\overrightarrow{AC}\right\| = \frac{G}{D} = \frac{1}{6}a$.
- Ce modèle permet de bien prendre conscience du mécanisme de base du fonctionnement en dérive. Par contre, s'il permet de reconstituer des évolutions de la poussée $Y_{0/1}$ et du moment $N_{0/1}$ en fonction de l'angle de dérive qualitativement assez correctes, il ne permet pas de représenter les évolutions des rigidités G et surtout D en fonction de la charge.
- Dans ce modèle, le paramètre important est la longueur de l'aire de contact l , de sorte qu'une transposition au pneumatique conduirait à une augmentation de la longueur de l'aire de contact avec la charge, et dans ce cas, la rigidité D ne ferait que croître contrairement à la réalité expérimentale qui permet de constater le passage par un maximum de D en fonction de la charge.

Pour mieux rendre compte du comportement du pneumatique, il est donc nécessaire d'utiliser une modélisation différente.

Principe de modélisation en utilisant le modèle de nappes-sommet déformables [Cla81].

Par rapport au modèle de Fromm, la seule différence consiste à ne plus considérer que la KM se déforme directement par rapport à la jante mais par rapport aux nappes-sommet qui elles-mêmes se déforment par rapport à la jante (Fig. 3.41). Pour positionner ces NST, trois grandeurs sont utilisées :

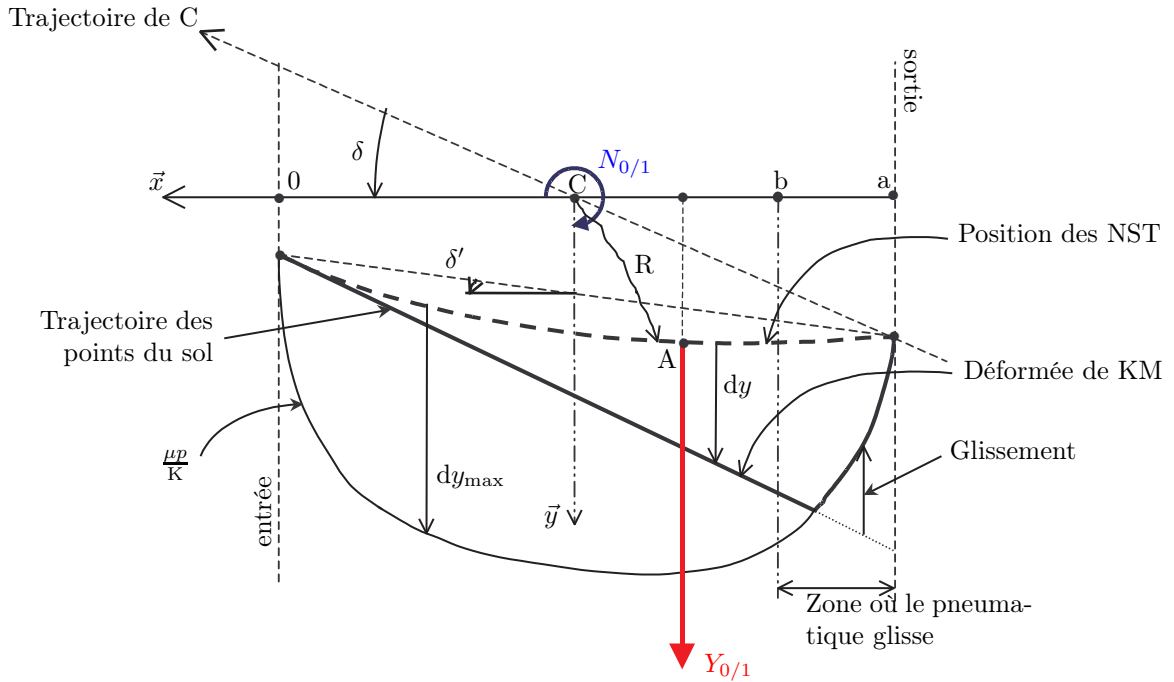


FIG. 3.41 – Déformations du pneumatique dans le modèle à NST déformables.

- sous l'action de l'effort $Y_{0/1}$, l'ensemble des nappes-sommet se déporte latéralement. Le déport est proportionnel à l'effort $Y_{0/1}$ et inversement proportionnel à la caractéristique de rigidité latérale L du pneumatique, soit $y_0 = \frac{Y_{0/1}}{L}$.
- Sous l'action du déport latéral, les nappes-sommet présentent une certaine courbure au dessus de l'aire de contact. Pour définir cette courbure prise par les NST, la notion de « souplesse à la flexion sur chant » s_2 est utilisée, de telle sorte que si R est le rayon au point C des NST au dessus de l'aire de contact : $R = \frac{1}{s_2 Y_{0/1}}$.
- Comme dans le cas du modèle de Fromm, le cisaillement de la KM augmente depuis l'entrée de l'aire de contact jusqu'à la sortie donnant ainsi naissance au moment d'auto-alignement $N_{0/1}$. Dans le cas du modèle de Fromm, ce moment n'avait pas d'action dans la mesure où la jante avait une position imposée (angle de dérive). Dans le cas du modèle à nappes-sommet déformables, par contre, le moment $N_{0/1}$ agit pour faire pivoter les NST et tendre à les réaligner avec la trajectoire du centre roue C. Pour traduire ce pivotement, une caractéristique de torsion du pneumatique, vue au niveau des nappes-sommet, est utilisée. Par conséquent, l'angle de dérive δ' vu au niveau des NST est tel que $\delta - \delta' = \frac{N_{0/1}}{T}$ avec T la rigidité de torsion et le terme $\delta - \delta'$ traduisant le pivotement des NST par rapport à la jante.

Au final, le modèle de nappes-sommet déformables correspond à la figure 3.41.

La caractéristique limite $dy_{max} = \frac{\mu p}{K}$ est cette fois définie à partir de la position des NST et non plus à partir du plan de jante (C, \vec{x}, \vec{z}) .

Ce modèle permet de reproduire les bonnes évolutions de D et de G en fonction de la charge F_z . En particulier, pour une pression de gonflage p donnée, D passe par un maximum en fonction de la charge. C'est à la fois la prise en compte de la rigidité de torsion T et de la souplesse à la flexion sur chant s_2 qui permet d'obtenir ce maximum. Une action sur les paramètres de conception du pneumatique permet de modifier ces caractéristiques. Dans les modèles précédents, le comportement était supposé identique sur toute la largeur de contact, ce qui permettait de ne raisonner que suivant une seule ligne. En réalité lors du fonctionnement en dérive, l'aire de contact, considérée comme étant de forme rectangulaire lors du roulage sans dérive (ou plus exactement sans poussée), se transforme en une sorte de trapèze. Une des conséquences importantes est le développement d'efforts longitudinaux différents sur les deux côtés de l'aire de contact. Ils sont freineux côté bord d'attaque et moteur côté bord de fuite. Du même coup,

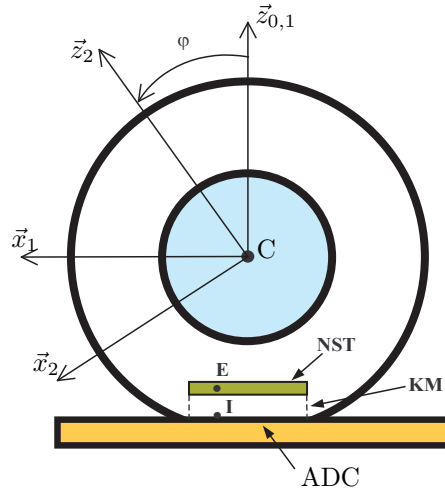


FIG. 3.42 – Repérages et notations pour la roue.

le moment $N_{0/1}$ n'est donc plus le seul fait de la répartition de l'effort $Y_{0/1}$ suivant la longueur de l'ADC (comme c'est le cas avec les modèles de Fromm et de nappes-sommet déformables) mais il est constitué en réalité, de deux composantes, l'une liée à la répartition de l'effort $Y_{0/1}$ suivant la longueur de l'ADC, et l'autre, liée aux efforts longitudinaux différentiels entre les 2 bords de l'ADC.

3.1.4.4 Modèle proposé

Hypothèses

Le modèle proposé s'appuie sur le modèle à bande de roulement déformable où seuls les phénomènes transversaux sont considérés. Les phénomènes longitudinaux ne sont donc pas pris en compte et la hauteur de roue est supposée constante. Cette dernière est supposée rigide longitudinalement et soumise à aucun couple (ni moteur ni freineur). Dans ce modèle, les effets de l'écrasement du pneumatique et de conicité induisant un effort de dérive nul pour une valeur en fait non nulle de l'angle de dérive, un couple résiduel pour cette dérive non nulle, une poussée et un couple de conicité, sont négligés. Ce modèle vise à exprimer l'effort de dérive et le moment d'auto-alignement en fonction du temps (et donc implicitement aussi en fonction de l'angle de dérive), pour les régimes transitoire et permanent. De plus, la possibilité de choisir comme donnée d'entrée l'angle de braquage roue β permettra de calculer $Y_{0/1}$ et $N_{0/1}$ en fonction de cet angle.

Par ailleurs, les notations et repérages suivants sont adoptés (Fig. 3.42) :

- le sol : solide S_0 auquel est attaché le repère R_0 considéré comme le référentiel absolu,
- le plan de jante auquel est attaché le repère R_1 qui est en translation dans le plan (\vec{x}_0, \vec{y}_0) et en rotation (braquage β) par rapport au repère fixe R_0 autour de l'axe $\vec{z}_{0,1}$,
- la jante (liée à la roue) : solide S_2 auquel est attaché le repère R_2 en rotation par rapport au repère R_1 autour de l'axe $(C, \vec{y}_{1,2})$ (rotation φ),
- l'aire de contact ADC auquel est lié le point I,
- la portion de la bande de roulement KM (sans masse) en contact avec le sol suivant l'ADC,
- la portion de nappes-sommet (NST) au dessus de la KM et de l'ADC, auquel est lié le point E situé au-dessus du point I quand le pneumatique n'est pas déformé.

Les notations pour les vecteurs positions et les vitesses sont les suivantes :

- $\overrightarrow{MN} = (x_{MN}, y_{MN}, z_{MN})$ pour le vecteur position et ses composantes dans le repère R_1 ,
- $\vec{V}^i(M) = (V_x^i(M), V_y^i(M), V_z^i(M))$ pour le vecteur vitesse du point M par rapport au référentiel i et ses composantes dans le repère R_1 ,
- $\vec{V}_j^i(M) = (V_{x_j}^i(M), V_{y_j}^i(M), V_{z_j}^i(M))$ pour le vecteur vitesse d'entraînement du point M dans le mouvement de j par rapport au référentiel i et ses composantes dans le repère R_1 .

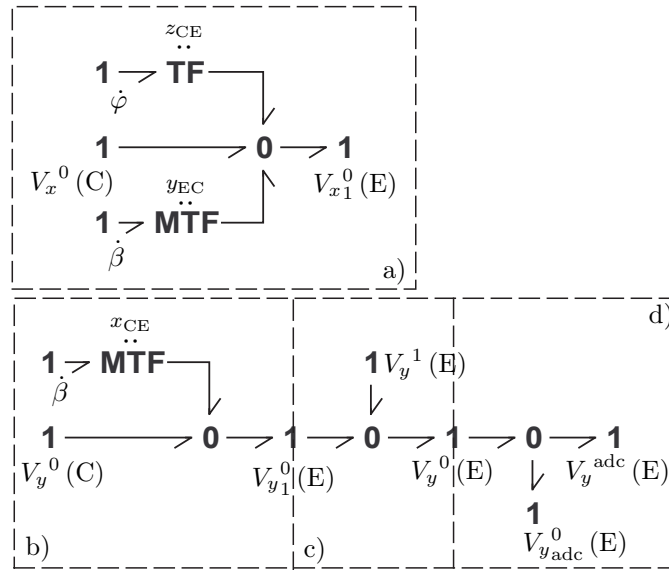


FIG. 3.43 – Structure de jonction pour le phénomène de dérive.

Structure de jonction pour le phénomène de dérive

Les relations cinématiques impliquant le point E lié à la NST, le centre roue et les différentes vitesses angulaires de la roue permettent de mettre en place la structure de jonction de la figure 3.43. La formule de la vitesse d'entraînement du point E dans le mouvement de la jante par rapport au référentiel absolu $\vec{V}_1^0(E) = \vec{V}^0(C) + \vec{\Omega}_1^0 \wedge \vec{CE}$ en projection sur les axes \vec{x}_1 et \vec{y}_1 fournit les structures de jonction des figures 3.43a et 3.43b. Les compositions des vitesses au point E $\vec{V}^0(E) = \vec{V}_1^0(E) + \vec{V}^1(E)$ et $\vec{V}^0(E) = \vec{V}_{adc}^0(E) + \vec{V}^{adc}(E)$ en projection sur l'axe \vec{y}_1 fournissent respectivement les structures de jonction des figures 3.43c et 3.43d.

Principe de modélisation

Manifestement, les phénomènes de dérive sont régis d'une part, par les modes adhérent/glissant des points de la bande de roulement (KM) en contact avec le sol, et d'autre part, par la déformation de la bande de roulement et des nappes-sommet (NST) entre la jante et le sol. Pour pouvoir modéliser ceci, il est choisi de discretiser suivant l'axe \vec{x}_1 l'ADC, la KM et les NST en aplomb en un certain nombre de tranches (Fig. 3.44). La partie du pneumatique située dans cette zone sera composée de la KM et les NST déformables. La partie du pneumatique « loin » de cette zone discrétisée sera considérée comme liée à la jante. Chaque tranche est composée d'un élément massique de NST, d'un élément de l'ADC sans masse, de composants sans masse équivalents à des couples ressorts/amortisseurs et associés aux phénomènes de déformation et de cisaillement, supposés ici viscoélastiques, suivant l'axe \vec{y}_1 . Ces couples ressorts/amortisseurs sont situés entre les NST et l'ADC pour la bande de roulement KM, entre deux éléments de NST adjacents et entre les éléments de NST et la jante (Fig. 3.45). De cette manière, l'idée retenue est de modéliser, dans la région de l'ADC, une circulation suivant l'axe \vec{x}_1 d'éléments du pneumatique à mesure qu'il avance, ces éléments ayant une dynamique suivant l'axe \vec{y}_1 .

De plus, pour modéliser une certaine continuité des éléments en aplomb de l'ADC vis-à-vis de ceux qui se trouvent en dehors de l'ADC, un élément massique de NST et des composants ressorts/amortisseurs couplant cet élément de NST d'une part à celui dans l'ADC, et d'autre part à la jante, sont ajoutés. Pour les tranches extérieures à la région de l'ADC, il est admis que les points I situés sur la couche extérieure de la KM, ne sont pas déportés par rapport aux points E liés aux NST de la même tranche (cette hypothèse est traduite par l'absence des composants ressorts/amortisseurs entre la masse NST et l'ADC). Enfin, dans la zone de l'ADC, s'il n'y a pas adhérence entre un élément de l'ADC et le sol, alors le point I correspondant glisse avec une vitesse au sol $\vec{V}_{adc}^0(I) = V_{glis}\vec{y}_1$.

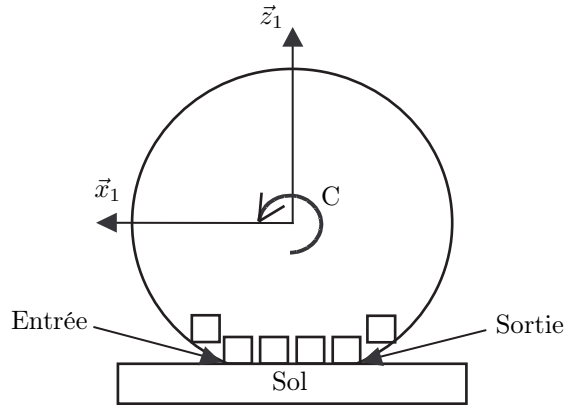


FIG. 3.44 – Discrétisation de la zone au dessus de l'ADC du pneumatique.

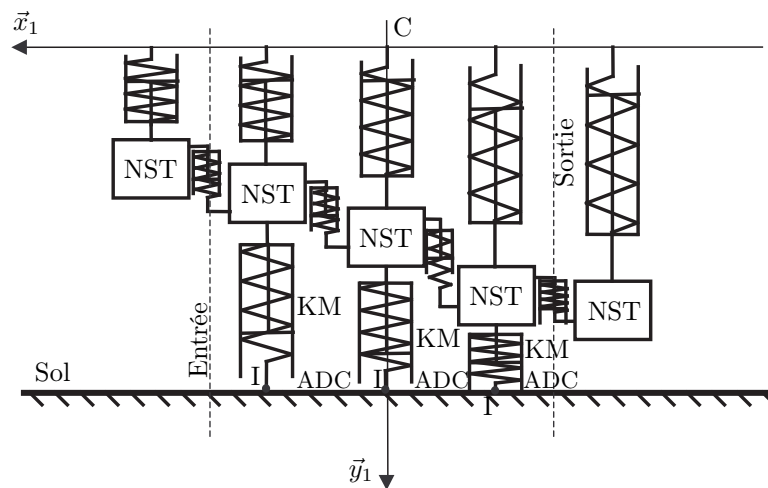


FIG. 3.45 – Composition des tranches dans la zone de l'ADC.

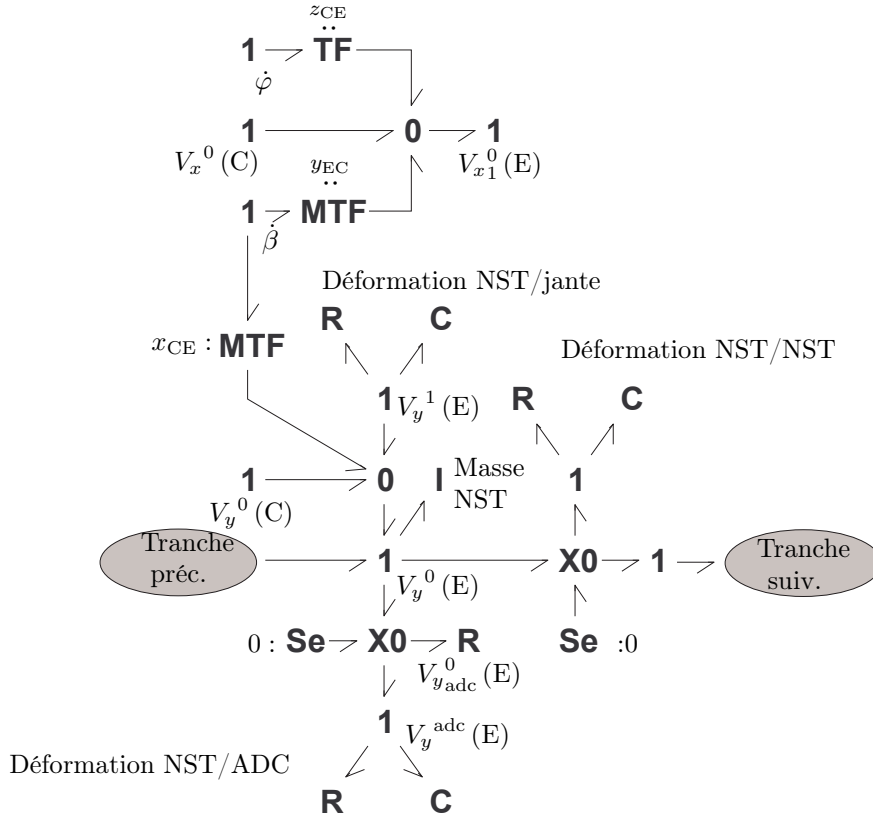


FIG. 3.46 – Représentation bond graph d’une tranche de pneumatique.

Ce principe de modélisation repose sur une approche lagrangienne où un système à paramètres localisés est considéré (par opposition à une approche eulérienne où le modèle de discrétisation est celui d’un système à paramètres repartis régi par un système d’équations aux dérivées partielles) [Kar78a].

Représentation bond graph d’une tranche de pneumatique

Cette section présente la représentation bond graph d’un motif du pneumatique correspondant à un tranche définie précédemment et composée d’un élément des NST, d’un élément d’ADC et d’éléments ressorts/amortisseurs pour les interactions NST/jante, NST/ADC par la bande de roulement KM et NST/NST en déformation. Sur la base de la structure de jonction de la figure 3.43, les différents éléments énergétiques sont introduits pour fournir la représentation bond graph d’une tranche de pneumatique (Fig. 3.46).

Les phénomènes liés aux éléments ressorts/amortisseurs et pris en compte dans une tranche du pneumatique sont introduits dans la représentation par des éléments C et R respectivement. Ces couples d’éléments sont connectés sur les jonctions 1 associées aux vitesses auxquelles ces éléments développent leur puissance à savoir $V_y^1(E)$ pour le couplage entre les NST et la jante, la différence des vitesses des points E de deux éléments des NST adjacents pour le couplage NST/NST, et $V_y^adc(E)$ pour le couplage entre les NST et l’ADC. Les phénomènes cinétiques des masses NST en mouvement sont pris en compte par l’intermédiaire d’un élément I connecté à la jonction 1 associée à la vitesse absolue du point E $V_y^0(E)$.

La présence du couple d’éléments C-R pour le couplage entre les NST et l’ADC vaut dans le cas où le point I de l’ADC adhère au sol. Dans le cas où il glisse, les phénomènes changent. Il est supposé alors que ce point I se positionne à la verticale du point E et se déplace de la même manière comme s’il lui était lié. Un frottement de glissement est alors modélisé et pris en compte par un élément R connecté à la jonction 1 associée à la vitesse de glissement $V_{yadc}^0(E) = V_{yadc}^0(I)$, jonction qui n’apparaît plus sur la figure 3.46. La jonction X0 sur laquelle sont connectés l’élément R et le couple d’élément C-R précédents

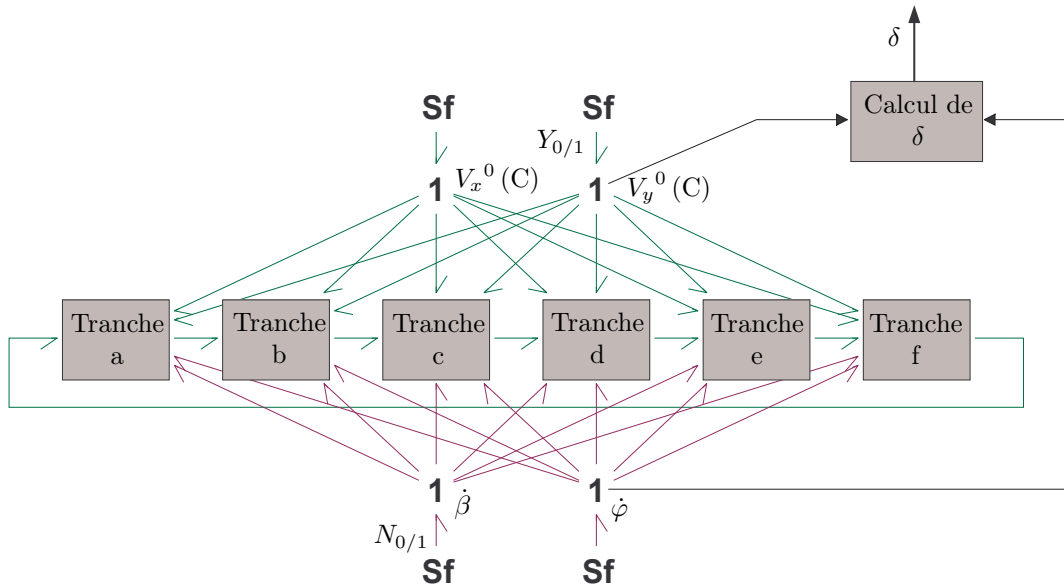


FIG. 3.47 – Représentation word bond graph d'un pneumatique en dérive.

est une jonction 0 conditionnelle qui permet de basculer du mode adhérent au mode glissant de manière exclusive.

Enfin, deux sources d'effort nul sont connectées sur les jonctions 0 conditionnelles pour permettre de représenter également les tranches en dehors de l'ADC avec le même bond graph. Pour la tranche en amont de l'entrée de l'ADC, la jonction X0 bascule sur cette source d'effort nul et « déconnecte » l'élément R et le couple d'éléments C-R qui ne sont pas actifs pour cette tranche. Pour la tranche en aval de la sortie de l'ADC, la seconde jonction X0 bascule en même temps que la première sur la source d'effort nul pour découpler cette tranche du couple d'éléments C-R et du lien en aval.

Le principe du modèle est donc que les tranches décrites précédemment circulent dans la zone de l'ADC de l'entrée à la sortie à mesure que la roue tourne ne redevenant qu'un avec la roue lorsqu'elles sortent de la zone en aval de l'ADC. Dès qu'une tranche sort, une autre rentre dans la zone amont de la région de l'ADC. Pendant que le pneumatique avance, les tranches tournent avec la roue. A certains instants, une tranche sortira de la région de l'ADC et une autre y rentrera. L'idée est de conserver toujours la même représentation bond graph globalement pour l'ensemble des tranches et de changer les valeurs des paramètres et des variables d'état de chaque tranche lorsqu'une certaine distance est parcourue. Une représentation word bond graph du modèle de pneumatique proposé est donnée sur la figure 3.47 où le bond graph pour chaque mot tranche est celui de la figure 3.46. Dans cette représentation, six tranches sont considérées dont quatre dans la zone au-dessus de l'ADC. En vue de la simulation de ce modèle, des entrées en flux ont été choisies en connectant des sources de flux pour la vitesse du centre roue $\vec{V}^0(C)$, la vitesse du braquage roue $\dot{\beta}$, et la vitesse de rotation propre de la roue $\dot{\varphi}$.

Résultats et critiques

Le modèle de pneumatique en dérive proposé n'est devenu opérationnel en simulation qu'en fin de stage de DEA. Les résultats fournissent uniquement les premières tendances et un travail plus approfondi est nécessaire pour améliorer et tirer complètement partie de ce modèle. Les premières simulations ont pour objectif de se rapprocher des conditions expérimentales des essais de Pacejka (section 3.1.4.3) pour une première comparaison dans des conditions stationnaires. Des entrées constantes sur les sources de flux correspondant à la vitesse du centre roue, et la vitesse angulaire de rotation propre de la roue ont été imposées. Une animation montre d'une manière qualitative les configurations des NST et de l'ADC par rapport à la roue et à la zone de l'ADC à un certain instant (Fig. 3.48). Il est possible de noter le déport des NST (couche de sphères figuratives supérieure) et la déformation de la KM (différence entre

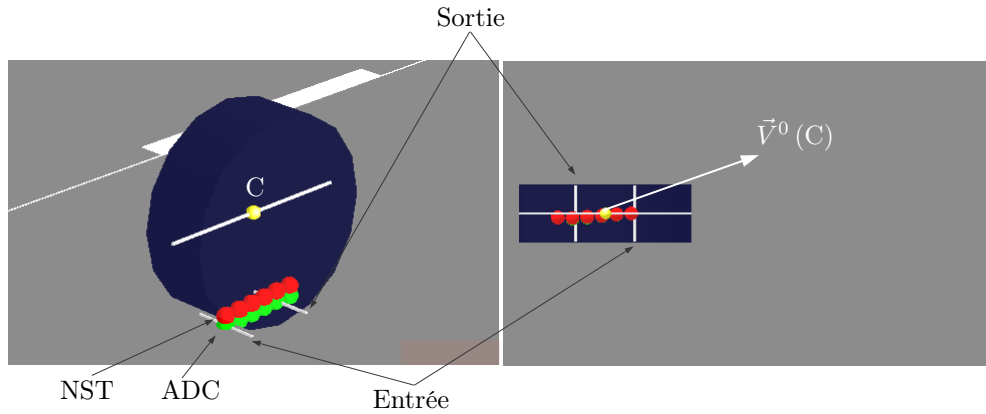


FIG. 3.48 – Animation du modèle de pneumatique en dérive.

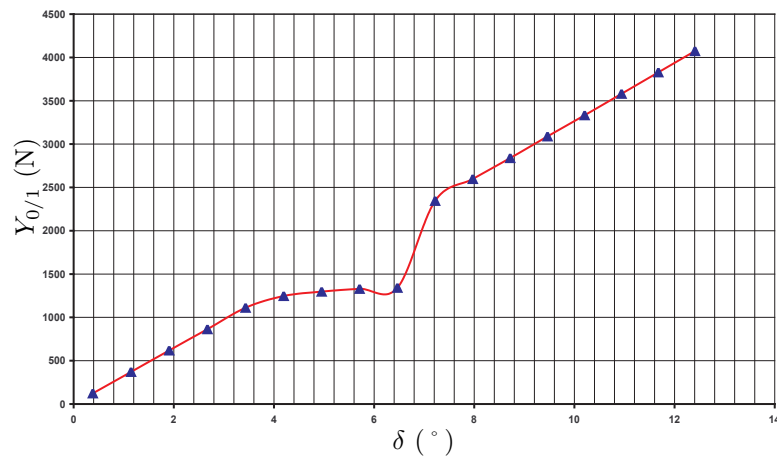


FIG. 3.49 – Effort transversal en fonction de l'angle de dérive en régime stabilisé.

les couches de sphères figuratives inférieure et supérieure).

Du point de vue quantitatif, en régime stabilisé, les courbes donnant l'effort transversal et le moment d'auto-alignement en fonction de l'angle de dérive ont été tracées (Fig. 3.49 et 3.50). Pour des angles inférieurs à $6,4^\circ$, ces courbes montrent des tendances et des ordres de grandeur intéressants par rapport aux allures des résultats expérimentaux (Fig. 3.34). Cependant, pour les angles supérieurs à $6,4^\circ$, les courbes montrent de nouveau une croissance de l'effort de dérive et du moment d'auto-alignement de manière linéaire. Par ailleurs, les simulations entreprises ont montré une présence marquée des discontinuités liées au mécanisme de bascule entre les tranches. Enfin, l'observation des modes d'adhérence et de glissement montre que le second n'est sollicité que dans la phase transitoire généralement.

3.1.4.5 Conclusion

Ma contribution dans ce travail est originale par rapport au domaine auquel appartient le pneumatique automobile. Ma volonté a été en effet d'adopter à la fois un point de vue lagrangien pour les éléments qui circulent dans les tranches issues de la discrétisation dans la zone de l'aire de contact, et un point de vue, très proche de l'eulérien, où est considérée la circulation de ces éléments dans les tranches. Une telle approche est déjà présente chez Karnopp [Kar78b] mais dans l'application du pneumatique, la dynamique lagrangienne est suivant un axe perpendiculaire au sens d'écoulement des éléments du pneumatique. Suite aux travaux de modélisation du véhicule automobile (section 3.1.2), ma volonté a été également d'avoir une approche énergétique de la modélisation du pneumatique permettant l'utilisation du langage bond graph.

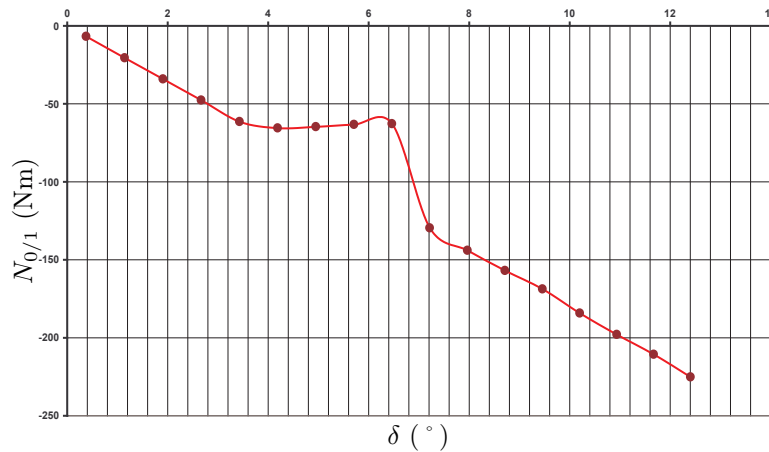


FIG. 3.50 – Moment d’auto-alignement en fonction de l’angle de dérive en régime stabilisé.

Le modèle proposé, malgré les critiques des résultats précédents, présente un certain nombre de potentialités. L’angle de dérive n’est plus une entrée des phénomènes permettant de déterminer les actions mécaniques mais une sortie résultant de la dynamique du pneumatique. Il s’agit d’un modèle dynamique qui permet de simuler les transitoires de mise en déport du pneumatique. Les phénomènes d’adhérence et de glissement des différentes zones de l’ADC peuvent être reproduits. Les paramètres classiques de la dynamique du véhicule peuvent toujours être observés comme les rigidités de dérive et de moment. Tous les paramètres du modèle ont une interprétation physique forte contrairement à certains paramètres des formules de Pacejka. La dépendance à la largeur de l’ADC peut être prise en compte en discrétisant de manière analogue suivant la largeur. Une matrice serait ainsi obtenue dont le nombre de tranches par ligne pourrait varier pour tenir compte de la non uniformité de l’ADC suivant sa longueur. Par ailleurs, le couplage entre la dynamique longitudinale et celle transversale serait alors possible. Il est envisageable également d’introduire et de coupler la dynamique verticale. De par la discrétisation, ce modèle ne nécessite pas d’intégration par rapport à une variable d’espace pour le calcul de l’effort de dérive et du moment d’auto-alignement comme c’est le cas dans le modèle de Fromm. Cependant, le modèle permet de prendre en compte une répartition de pression sur les différentes tranches. Le couplage avec les actions de propulsion ou de freinage s’introduit également facilement sur la représentation bond graph du modèle proposé.

Une première étape encourageante a été marquée dans la modélisation du pneumatique cohérente avec la représentation bond graph et donc avec une approche énergétique. Contrairement aux formules de Pacejka, cette approche permet de tenir compte d’un comportement dynamique. De nombreuses pistes pour l’amélioration de ce modèle sont possibles. Un travail sur le paramétrage permettrait tout d’abord de définir un comportement plus réaliste qualitativement et quantitativement. La bascule entre les modes d’adhérence et de glissement semble également avoir une grande importance pour reproduire le comportement du pneumatique. Ensuite, il est envisageable de travailler avec des modèles non linéaires sur certains phénomènes liés à la structure des NST, de la KM ou encore du frottement de l’ADC sur le sol. Enfin, le revers de la discrétisation est d’introduire des discontinuités liées aux bascules entre les tranches. Un autre point est donc de travailler dans le sens de la conservation énergétique dans le mécanisme de circulation des éléments dans la zone de l’ADC.

Une action, aujourd’hui restée sans réponse, a été menée avec la Société Imagine auprès de Michelin pour démarrer une collaboration visant à développer, dans le cadre d’une thèse CIFRE par exemple, les travaux engagés.

3.2 Contribution à la méthodologie de dimensionnement

Contexte

Les travaux présentés dans cette section représentent une partie charnière de mon parcours de recherche en poste de Maître de Conférences. C'est une période charnière tout d'abord du point de vue chronologique puisqu'elle articule les premiers temps de ma prise de poste avec mes activités les plus exploratoires menées aujourd'hui (présentées dans la section 3.3). C'est une partie charnière ensuite puisqu'elle correspond à une transition thématique entre d'une part une recherche liée à la période de la thèse et post-doctorale sur la représentation bond graph des systèmes mécaniques multicorps, et d'autre part, une thématique forte de l'équipe FTR du LAI sur le *Prototypage virtuel*. Enfin, il s'agit d'une partie charnière entre les domaines de l'automatique et de la mécanique me permettant d'exploiter les outils et les concepts de chacun.

Les travaux présentés s'inscrivent en grande partie dans le cadre du programme PREDIT 2 (1998-2004) dans lequel j'ai co-encadré la thèse d'Olivier Méchin en financement CIFRE et en collaboration avec le constructeur automobile PSA Peugeot Citroën.

Dans cette partie, les trois développements suivants sont présentés :

- rappel sur la méthodologie de dimensionnement (section 3.2.1),
- extension de la méthodologie de dimensionnement (section 3.2.2),
- structures d'actionnement (section 3.2.3).

3.2.1 Rappel sur la méthodologie de dimensionnement

3.2.1.1 Introduction

Le développement de la méthodologie de dimensionnement s'inscrit dans le thème de recherche *Prototypage virtuel* du LAI. Ce thème de recherche, sur l'idée originale de Serge Scavarda de combiner l'inversion de modèle et le langage bond graph [Sca91], est en place depuis maintenant plus de quinze ans avec une première thèse en 1991 [Ama91] en collaboration avec l'*Unité Génie Robotique* du CEA portant sur l'évaluation, sur des critères dynamiques et énergétiques, des performances de chaînes d'actionnement en robotique mobile. Ce travail, en continuité de ceux de Cœuillet [Coe69] et de Vukobratovic [Vuk87], initialise la mise en place d'une méthodologie originale développée au sein du laboratoire reposant dans un premier temps sur l'utilisation des variables scattering. Elle est appliquée alors sur des problématiques de conception telles que le dimensionnement de servovalve pneumatique ou encore la comparaison technologique de chaînes d'actionnement sur des critères énergétiques par exemple.

L'introduction en 1995 du concept de bicausalité par Peter Gawthrop marque un tournant capital dans les développements du thème de recherche *Prototypage virtuel*. Serge Scavarda en voit d'emblée l'intérêt dans le contexte du dimensionnement et l'introduit dans la méthodologie développée. La bicausalité, combinée entre autres à la causalité et aux lignes de puissance, permet en effet de poser de manière remarquable et claire le problème d'inversion et d'obtenir les résultats de façon plus rapide en s'affranchissant notamment de l'utilisation des variables scattering. Une nouvelle version de cette méthodologie est donc proposée en 1997 au cours des travaux de thèse de Fotsu-Ngwompo [Fot97]. Elle met en place un outil d'aide à la conception et plus particulièrement au dimensionnement de chaîne d'actionnement sur des critères dynamiques et énergétiques [Fot96, Fot99, Fot01a, Fot01b]. Le concept de base de cette méthodologie est l'inversion de modèle. Cette approche permet d'utiliser d'emblée toutes les données du problème de dimensionnement pour spécifier une chaîne d'actionnement, sélectionner ses composants et valider ceux-ci en variables de puissance (effort/flux) et en puissance. Cette approche permet de diminuer le nombre d'itérations dans le processus de conception mais également de mieux connaître l'origine des limitations des composants qui ne satisfont pas aux critères, et de mesurer précisément ces limitations. Cette méthodologie doit contribuer à une conception plus rapide et adaptée à la problématique posée par un dimensionnement des systèmes mécatroniques sur des critères dynamiques et énergétiques.

La méthodologie s'appuie également sur la représentation bond graph d'une part pour vérifier les

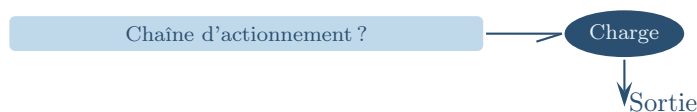


FIG. 3.51 – Problématique simplifiée de la méthodologie de dimensionnement proposée.

conditions nécessaires pour la résolution du problème posé par le dimensionnement, et d'autre part, pour déterminer le modèle d'état inverse fournissant la solution à ce problème. Le dimensionnement est dynamique car la spécification, la sélection et la validation se font en chaque point des trajectoires temporelles spécifiées sur les sorties dans le cahier des charges. De cette façon, les points critiques sont certains d'être envisagés, les marges aux zones de fonctionnement critique peuvent être mesurées et les durées des transitoires en zone critique sont précisément évaluées.

Dans cadre du projet METISSE du RNTL, j'ai développé un démonstrateur sur la base d'un exemple utilisé par Roger Fotsu-Ngwompo durant sa thèse [Fot97]. Ce démonstrateur sert pour illustrer les rappels sur la méthodologie ainsi que les derniers développements réalisés pour implanter ses fonctionnalités dans l'outil logiciel MS1.

3.2.1.2 Présentation de la méthodologie

La problématique générale de conception est la détermination de l'actionnement/des actionnements d'une charge quand sont donnés la structure énergétique ce celle-ci, les lois de comportement caractérisant les phénomènes dont elle est le siège, leurs paramètres ainsi que le cahier des charges fournissant les spécifications sur les trajectoires de ses sorties (Fig. 3.51). Les objectifs de la méthodologie sont, à partir des spécifications et d'un modèle de la charge à actionner, de vérifier l'adéquation structurelle des spécifications sur les sorties avec le modèle de la charge, de spécifier la chaîne d'actionnement (donc en amont de la charge) en variables de puissance et en puissance, de sélectionner le ou les composants admissibles, et valider ces derniers (Fig. 3.52). Cet enchaînement de spécification/sélection/validation est répété à chaque étage de la chaîne d'actionnement c'est-à-dire pour chacun de ses composants jusqu'au dispositif de fourniture d'énergie. En dernier lieu, la commande en boucle ouverte peut être déterminée. Ce schéma reste un schéma de principe simplifié de la méthodologie donnant les grandes lignes et l'approche sur laquelle elle repose. Un travail doit être mené pour définir des heuristiques de dimensionnement dans cette même philosophie. Par exemple, l'aspect séquentiel de la démarche remontant le long de la chaîne d'actionnement peut être revu lorsque celle-ci comporte un moto-réducteur où la sélection ne se fait pas de manière indépendante entre les deux composants.

Dans le processus décrit ci-dessus, la phase de vérification de l'adéquation structurelle des spécifications sur les sorties avec le modèle de charge consiste à s'assurer que les trajectoires données sur les sorties dans le cahier des charges sont suffisamment dérivables vis-à-vis des degrés relatifs entrées/sorties. Dans le cas contraire, l'inversion du modèle de la charge ferait apparaître des grandeurs en entrée de celle-ci non physiquement réalisables. Cette étape de vérification de l'adéquation de la structure par rapport aux spécification doit se faire également avant chaque validation d'un composant sélectionné. La sélection se distingue de la validation dans le fait qu'elle se base sur les données constructeur sur les variables de puissance et la puissance en sortie pour effectuer un premier tri de composants admissibles. Ensuite, les modèles des composants de cette sélection peuvent être utilisés pour complètement valider les composants par rapport aux variables de puissance et la puissance en entrée mais également sur tout autre grandeur dans le modèle suivant les critères choisis pour la validation. Cette étape montre la nécessité d'établir les modèles des composants de la chaîne d'actionnement à dimensionner. Elle montre également qu'il est possible d'établir une classification précise entre les composants validés, classification basée sur les réserves que leurs limites définissent par rapport aux spécifications.

Le caractère générique eu égard au domaine d'application et au domaine de la physique montre que la méthodologie brièvement présentée précédemment s'inscrit complètement dans un contexte de conception et de dimensionnement de systèmes mécatroniques. Elle permet donc aisément d'effectuer un travail de

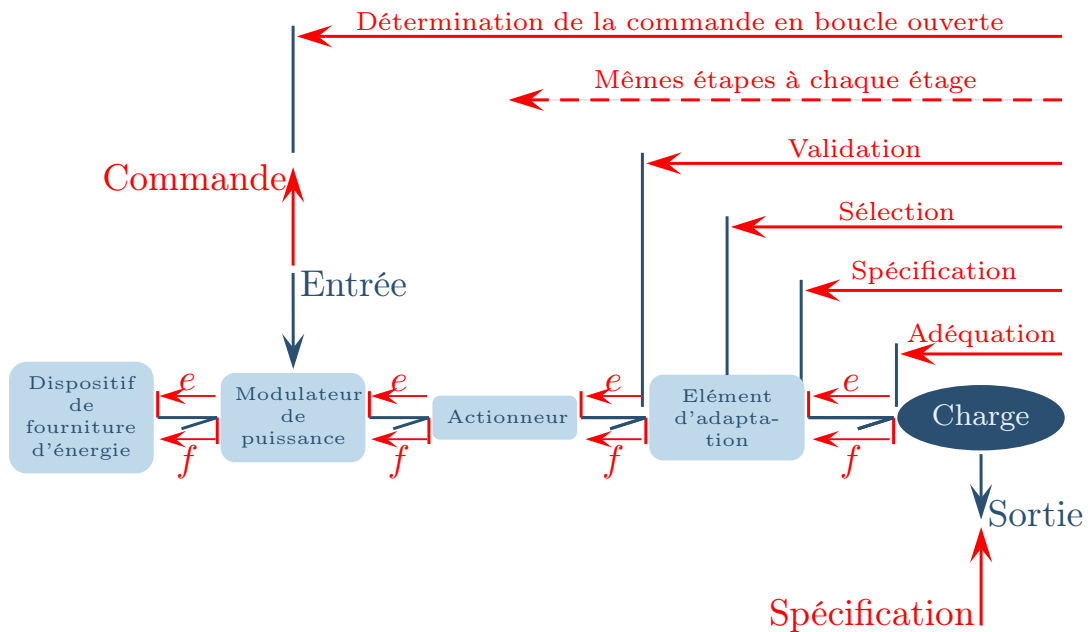


FIG. 3.52 – Schéma de principe simplifié du dimensionnement d'une chaîne d'actionnement.

comparaison de technologies pour un actionnement donné par exemple.

L'outil bond graph renforce ce caractère générique de la méthodologie. En outre, ses procédures d'exploitation, notamment causale et bicausale, et ses capacités à décrire de manière graphique et acausale la structure énergétique d'un modèle permettent une mise en œuvre aisée de la vérification de l'adéquation structurelle et de la détermination d'un modèle inverse pour la phase de validation. Il faut noter que les différentes manipulations causales et bicausales se font sans aucun changement de la représentation bond graph acausale.

3.2.1.3 Démonstrateur MS1 et exemple d'application

Cet exemple s'appuie sur le démonstrateur que j'ai mis en place dans le cadre du projet RNTL-METISSE (2003-2005). Il est tiré du système utilisé par Roger Fotsu-Ngwompo dans sa thèse [Fot97] mais étendu à la partie multicorps. Il sert maintenant à illustrer la méthodologie et le logiciel MS1 [Lor97], objet des développements pour la valorisation logicielle de nos travaux. Dans la suite sont simplement présentés les résultats numériques de l'application de la méthodologie.

En parallèle des travaux menés au cours du programme PREDIT 2, le développement de la méthodologie de dimensionnement a induit la spécification de fonctionnalités pour le logiciel MS1. Dans sa version avancée, ce logiciel constitue un outil de recherche pour le LAI permettant la validation des développements effectués pour la méthodologie. Une des récentes fonctionnalités introduites est la possibilité de faire interagir le logiciel avec une base de données. Cette base de données peut être renseignée de composants de chaîne d'actionnement accompagnés de leurs paramètres physiques et de certaines de leurs données constructeur en l'occurrence celles concernant les limites sur les variables de puissance et la puissance en entrée et en sortie des composants. MS1, outre l'aide à l'analyse causale pour l'adéquation structurelle de la charge aux trajectoires spécifiées en sortie, peut rendre ainsi systématiques les phases de sélection et de validation.

Avec le démarrage du projet METISSE, un stagiaire de l'université d'Oradea (Roumanie) a, dans le cadre de son Projet de Fin d'Etudes, renseigné la base de données d'un certain nombre d'actionneurs électromécaniques. L'objectif était, entre autres, de tester les fonctionnalités nouvellement introduites et de valider les choix de développement du logiciel et de la méthodologie. Les perspectives sont maintenant de travailler sur la formulation et l'introduction d'heuristiques de dimensionnement dans MS1. Après une

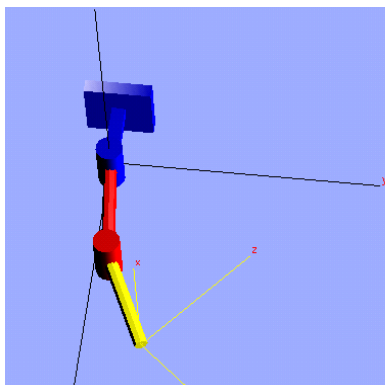


FIG. 3.53 – Bras robot 2R plan.

mise en forme du travail du stagiaire roumain, j'ai mis en place un cas d'étude comme démonstrateur. Ce dernier a été présenté lors de la première réunion du groupe *dimensionnement et problèmes inverses* du projet METISSE. Il porte sur le dimensionnement des actionneurs électromécaniques d'un bras robot plan deux axes en rotation (Fig. 3.53).

La figure 3.54 montre la représentation bond graph bicausale du bras robot deux axes. Les lignes de puissance disposées horizontalement sur la figure et incidentes respectivement sur les mots *pivot* « axe1 » et « axe2 » correspondent aux chaînes d'actionnement. Dans le contexte de ce démonstrateur, seuls les actionneurs, un sur chaque axe, font l'objet de la sélection/validation. Leur emplacement est indiqué par le mot *magneti_th*. Cette dénomination correspond simplement au fait que seuls des moteurs à aimants permanents avec un modèle thermique ont été envisagés. Les spécifications sur les trajectoires en sortie, les vitesses du point terminal en x et en y dans l'espace de la tâche, sont données par les courbes de la figure 3.55. Ces spécifications correspondent au point terminal parcourant un segment dans l'espace de travail avec les contraintes de vitesses nulles au démarrage et à l'arrivée et d'accélération continue entre les deux points. Ces contraintes garantissent des spécifications en adéquation structurelle avec le modèle de bras robot dont les propriétés ont pu être déterminées au préalable dans une analyse causale (non présentée ici) de la représentation.

Les résultats présentés ici ne concernent que la première chaîne d'actionnement. MS1 a entrepris la phase de validation sur un ensemble de moteurs dont un échantillon est donné sur la figure 3.56. Les informations répertoriées dans la base de données portent sur les caractéristiques constructeur (colonne centrale) concernant les valeurs maximales admissibles sur la puissance et les variables de puissance sur les ports en entrée et en sortie des composants. La colonne de droite indique la correspondance entre les composants et le modèle bond graph ainsi que ses paramètres physiques dans MS1.

Un exemple de résultats d'une phase de validation est donné figure 3.57 pour l'actionneur du premier axe. Le tableau montre un premier moteur non validé et un second moteur entièrement validé sur la base des variables de puissance et de la puissance sur les ports en entrée et en sortie du moteur. L'origine de la non validation du premier moteur vient du courant sur le port en entrée et du couple moteur sur le port en sortie qui dépassent les limites admissibles par les données constructeur (indications KO dans le tableau). La figure 3.58 présente les résultats de simulation du modèle inverse dans des plans effort/flux aux ports d'entrée et de sortie du moteur. Les gabarits, délimités par les zones grises, permettent de visualiser clairement les dépassements, les instants auxquels ils interviennent et la durée de l'évolution hors limites. La figure 3.59 présente les mêmes résultats pour le second moteur. Dans ce cas, les courbes montrent également quelles sont les marges des variables de puissance et de la puissance par rapport aux limites de l'actionneur.

3.2.1.4 Conclusion

Ma contribution dans ce travail réside simplement dans la direction d'un stagiaire pour la constitution de la base de données de composants électromécaniques d'une part, et dans la mise en place du démon-

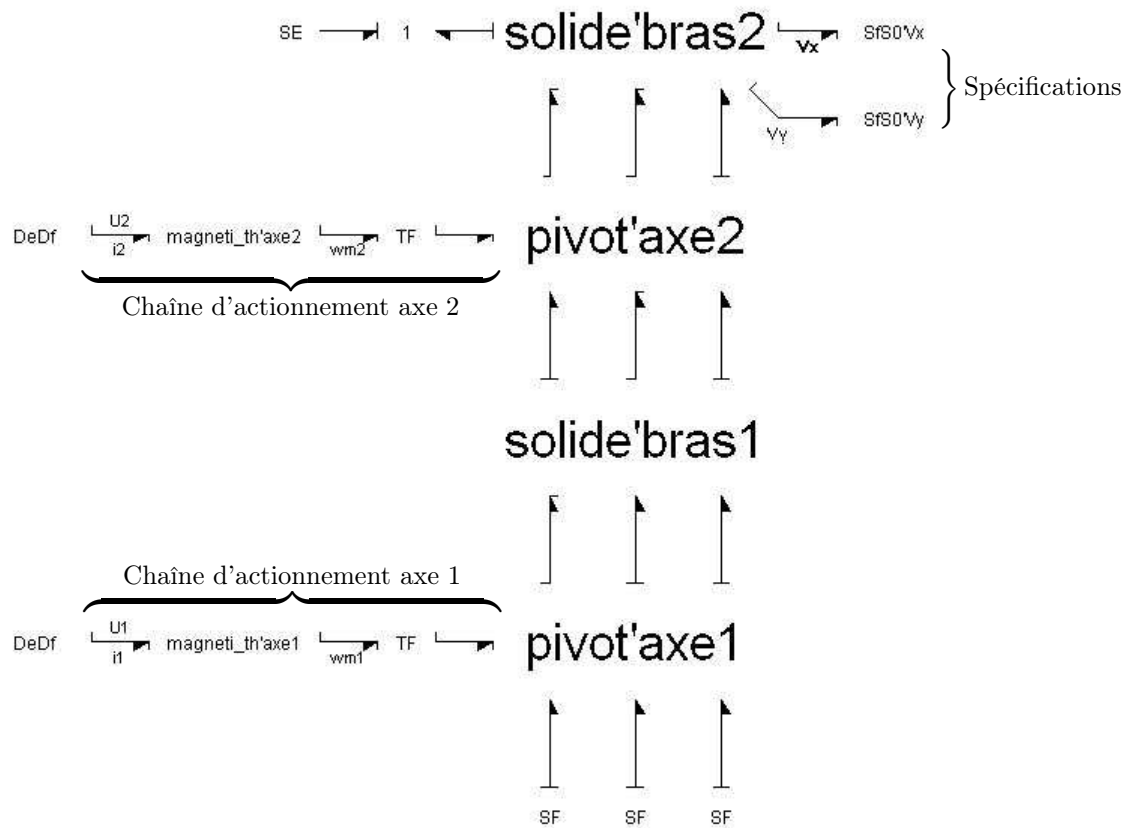


FIG. 3.54 – Bond graph bicausal du bras robot deux axes.

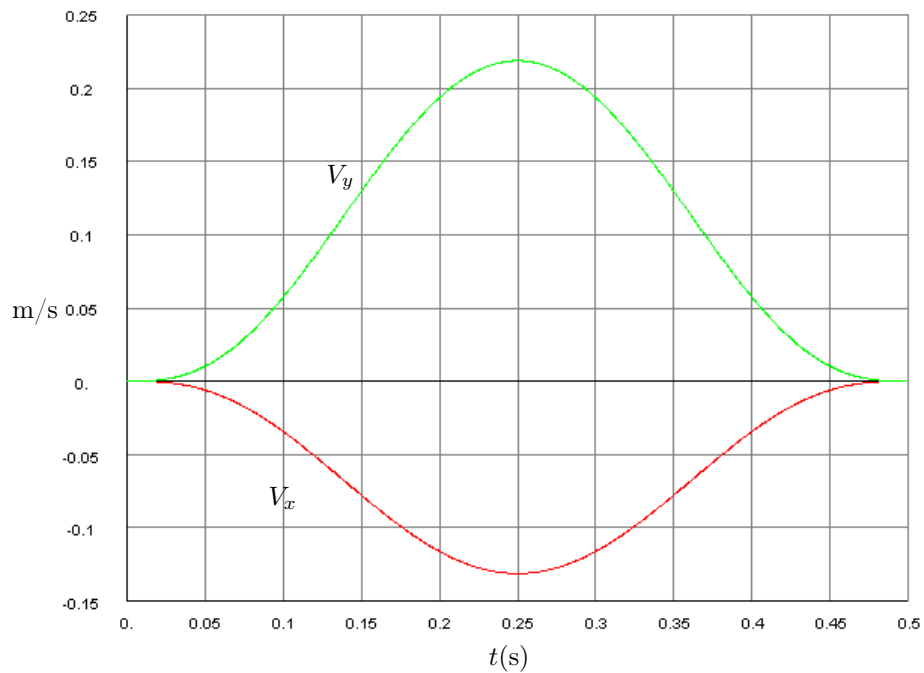


FIG. 3.55 – Spécifications sur les trajectoires de sortie.

COMPOSANTS						
Identification		Caractérisation		Modélisation		
		Entrée	Sortie			
Mcc_mpth_1	P	12.66	12.62	Sys	magneti_th	
	e	15.27	0.0127	Mod	Mdl_1	
	f	0.829	994.3	Par	Par_1	
Mcc_mpth_2	P	12.931	12.926	Sys	magneti_th	
	e	19.34	0.013	Mod	Mdl_1	
	f	0.669	994.3	Par	Par_2	
Mcc_mpth_3	P	12.994	12.925	Sys	magneti_th	
	e	21.73	0.013	Mod	Mdl_1	
	f	0.598	994.3	Par	Par_3	
Mcc_mpth_4	P	12.942	12.925	Sys	magneti_th	
	e	24.42	0.013	Mod	Mdl_1	
	f	0.53	994.3	Par	Par_4	
Mcc_mpth_5	P	13.07	13.02	Sys	magneti_th	
	e	30.54	0.0131	Mod	Mdl_1	
	f	0.428	994.3	Par	Par_5	

FIG. 3.56 – Echantillon de moteurs électriques.

Essai du composant de librairie <Mcc_mpth_1>. (magneti_th.Mdl_1/Par_1)

	Réalisé	Pourcents	Autorisé	
P in max	3.96328	31.31	12.66	OK
E in max	4.6918	30.73	15.27	OK
F in max	0.844723	101.90	0.829	KO
P out max	0.0517616	0.41	12.62	OK
E out max	0.0130317	102.61	0.0127	KO
F out max	5.78983	0.58	994.3	OK

Essai du composant de librairie <Mcc_mpth_5>. (magneti_th.Mdl_1/Par_5)

	Réalisé	Pourcents	Autorisé	
P in max	3.78427	28.95	13.07	OK
E in max	8.99397	29.45	30.54	OK
F in max	0.420759	98.31	0.428	OK
P out max	0.0517616	0.40	13.02	OK
E out max	0.0130317	99.48	0.0131	OK
F out max	5.78983	0.58	994.3	OK

FIG. 3.57 – Résultats d'une phase de validation sur une série de moteurs.

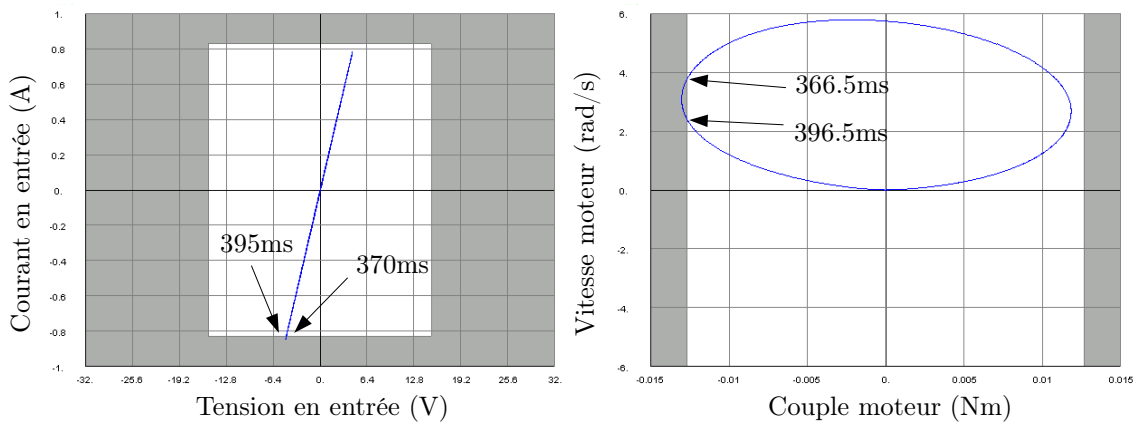


FIG. 3.58 – Résultats de simulation pour le moteur non validé.

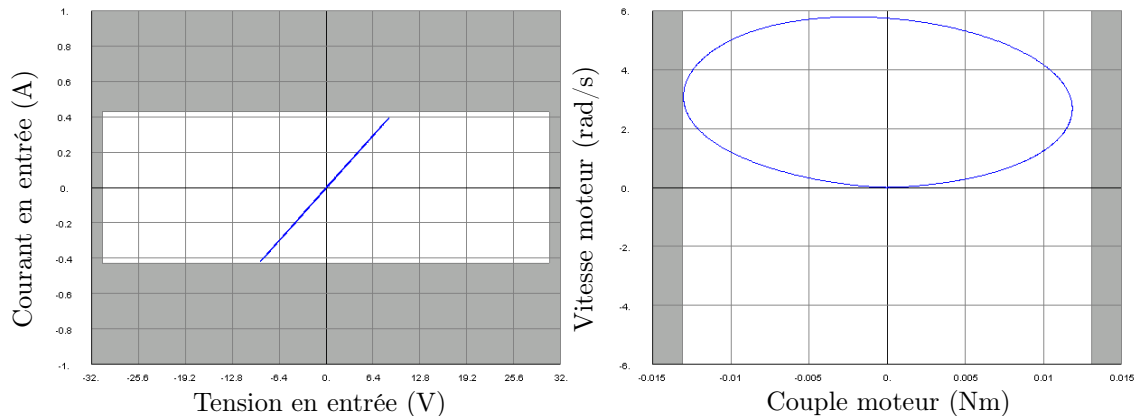


FIG. 3.59 – Résultats de simulation pour le moteur validé.

trateur dans le logiciel MS1 pour illustrer les différentes étapes de la méthodologie et les fonctionnalités introduites dans MS1 d'autre part.

3.2.2 Extension de la méthodologie de dimensionnement

3.2.2.1 Introduction

Ces travaux se situent dans le cadre du programme PREDIT 2 et plus particulièrement durant la thèse CIFRE d'Olivier Méchin (2000-2003) en collaboration avec PSA Peugeot Citroën. L'un des principaux objectifs était d'appliquer la méthodologie de dimensionnement développée au sein du LAI à des systèmes industriels du domaine de l'automobile.

L'application de la méthodologie à des systèmes du véhicule automobile devait clairement mettre en évidence les différentes étapes de la phase initiale de conception. En particulier, elle devait montrer la nécessité de :

- mettre en place des modèles des composants choisis ou sélectionnés de la chaîne d'actionnement,
- vérifier structurellement l'adéquation entre la structure du système (la charge et sa chaîne d'actionnement) et les spécifications données dans le cahier des charges,
- valider les composants choisis dans la chaîne d'actionnement en termes de puissance, d'effort et de flux admissibles, ceci tout le long des trajectoires spécifiées en sortie de la charge.

Les travaux programmés durant cette thèse devaient montrer également la pertinence des différentes étapes de la méthodologie comme par exemple la recherche des ensembles bijectifs d'ordre minimal de chemins causaux entrée/sortie disjoints ou l'application de la procédure d'affectation de la bicausalité à la représentation bond graph du modèle en vue d'établir son modèle inverse d'ordre minimal.

L'application choisie pour la validation de cette méthodologie était celle d'une Direction Assistée Electrique de l'automobile. Les travaux avaient pour but, à partir du modèle de véhicule et des composants de la direction, de :

- déterminer l'évolution temporelle de l'effort transmis à la direction assistée,
- déterminer l'évolution temporelle de la position angulaire du volant permettant d'obtenir le braquage désiré au niveau des roues avant,
- déterminer l'évolution des variables de puissance dans chaque étage de la direction assistée.

Une seconde application a fait l'objet de ces travaux, celle des suspensions de l'automobile.

Les différents développements présentés dans les sections qui suivent ont donné lieu à trois communications en congrès internationaux [Méc01, Méc02, Méc03].

3.2.2.2 Motivations pour l'extension

Lors de l'analyse de la démarche du constructeur, de nombreuses spécifications non adaptées à la méthodologie ont été constatées. Son application à des exemples de systèmes de l'automobile a permis de mettre en évidence certaines limitations. En l'occurrence, la forme à donner aux trajectoires spécifiées en sortie, à savoir comme des fonctions du temps, s'est révélée trop contraignante vis-à-vis de la pratique du constructeur dans l'établissement de son cahier des charges. Le système de la Direction Assistée Electrique illustre ces limitations.

Egalement, il a été constaté que certains modèles pouvaient être inadaptés à la méthodologie car présentant une singularité sur leur modèle inverse. C'est le cas du système de suspensions. Néanmoins, à titre d'illustration sur ce système, la méthodologie a été appliquée avec succès à un modèle simplifié de véhicule s'affranchissant de toute singularité, celui d'un véhicule bicycle longitudinal en décélération. Les résultats ont permis par exemple de voir suivant les spécifications en tangage et pompage s'il était nécessaire d'introduire une partie active sur la base passive de la suspension. Ces travaux ont fait l'objet d'une communication en congrès international [Méc02].

Il était donc indispensable pour le LAI de bien comprendre dès le départ la démarche du constructeur dans sa conception. Cette étape devait montrer dans quelle mesure la méthodologie pouvait utiliser plus ou moins directement les informations de son cahier des charges. Pour cette raison, cette phase d'analyse est intervenue dès le départ des travaux de thèse. Elle a ainsi mis en évidence la distance entre les conditions d'application de la méthodologie de dimensionnement développée au LAI et la pratique du terrain. La démarche constructeur évoquée ici est celle de PSA Peugeot Citroën et les essais discutés concernent essentiellement le système de la Direction Assistée Electrique.

Dans le domaine de l'automobile, la notion essentielle conditionnant grandement la conception d'un nouveau véhicule est le retour d'expérience. Ceci signifie qu'en terme de cahier des charges, un grand nombre de données est déterminé à partir d'essais effectués sur des véhicules déjà existants. Ce retour d'expérience a un double objectif. D'une part, il permet de déterminer les situations de vie, accompagnées d'une série d'essais, dimensionnantes pour le système à concevoir. D'autre part, il initialise la spécification du système à concevoir à partir des résultats d'essais effectués sur un véhicule de référence proche de celui à concevoir.

Par exemple, sur la Direction Assistée Electrique, un inventaire des situations de vie et de leurs essais permet de définir les manœuvres de parking (critères parking), de braquage à vitesse volant constante (critères dynamiques), et d'évitement (critères de sécurité active) comme étant les situations les plus dimensionnantes des points de vue dynamique et énergétique. Ensuite, à partir d'une mesure statique sur un véhicule de référence de l'effort maximal atteint dans la crémaillère au cours d'un braquage, un gabarit dans le plan couple d'assistance/vitesse volant est mis en place. Ce gabarit permet de spécifier l'assistance électrique d'une part, et sert pour la validation expérimentale du dimensionnement d'autre part. Les résultats des essais des situations de vie dimensionnantes devront en effet être situés dans ce gabarit pour le nouveau système une fois conçu. Ce gabarit, les valeurs numériques qui l'accompagnent et un certain nombre de contraintes liées à l'environnement de l'assistance dans le véhicule constituent l'essentiel du cahier des charges fourni à l'équipementier qui doit s'en servir pour spécifier sa conception de l'assistance électrique.

Il est à noter dans cette démarche que la seule maîtrise de la conception de l'assistance électrique par le constructeur réside dans la phase de validation par rapport aux essais définis.

Concernant l'application de la méthodologie de dimensionnement proposée, l'idée a été dans un premier temps d'essayer d'exploiter les critères des essais définis pour les situations de vie dimensionnantes afin de déterminer les entrées de cette méthodologie. S'agissant de la Direction Assistée Electrique, l'analyse de ces essais a montré d'une part que l'entrée est le mouvement imposé au volant, et d'autre part, que les critères portent exclusivement sur le couple au volant considéré alors comme la sortie à spécifier. Le mouvement imposé au volant est une évolution temporelle de l'angle ou de la vitesse du volant (créneau, sinus balayé, contante, profil déterminé par la trajectoire souhaitée du véhicule). Il ressort de cette analyse que les critères spécifiés par le constructeur ne fournissent pas explicitement des fonctions temporelles pour la trajectoire de sortie comme le requiert la méthodologie. Ils portent essentiellement sur les paramètres caractéristiques des courbes du couple volant en fonction d'une variable du modèle

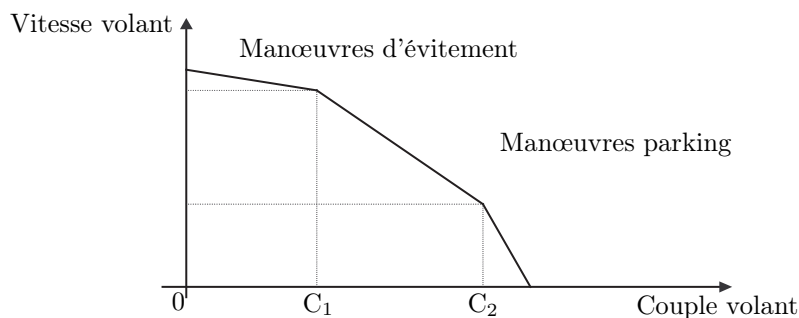


FIG. 3.60 – Domaine d'admissibilité pour le couple volant.

(angle volant, accélération transversale du véhicule) indépendamment du temps. Il était donc pratiquement impossible d'exploiter ces critères pour alimenter la méthodologie. Même si pour un des essais, une courbe temporelle à partir du critère a été mise en place [Méc01], la procédure de transformation des données issues du critère est délicate et peu réaliste dans un contexte industriel.

Le décalage constaté entre les spécifications données par le constructeur et la forme que doivent prendre les trajectoires spécifiées dans la méthodologie comme entrées du modèle inverse a donc abouti à l'extension de la méthodologie introduisant la notion de contrainte dans les spécifications.

3.2.2.3 Notion de contrainte d'assistance

Démarche du constructeur

Le système de direction dans un véhicule constitue un point stratégique en conception automobile. Il est au carrefour d'exigences portant à la fois sur le confort, la sécurité et la consommation des véhicules. L'introduction de l'électronique a conduit à repenser la conception des directions assistées et de nouvelles prestations sont même apparues telles que le retour actif du volant en marche arrière par exemple. Concernant les travaux de recherche menés durant cette thèse, son caractère mécatronique en a fait une application de choix pour la mise en œuvre de la méthodologie.

Trois situations de vie données par la démarche constructeur sont considérées pour alimenter la méthodologie. Ces situations sont le parking, le braquage progressif jusqu'à saturation des pneumatiques et l'évitement.

Les situations de parking et d'évitement visent à vérifier si le niveau d'assistance reste dans une plage de valeurs données $[C_1, C_2]$ lors de manœuvres à différentes vitesses volant (Fig. 3.60). Le premier essai pour la situation parking consiste à effectuer un cycle prédéterminé de tours au volant à vitesse lente et de butée à butée puis, revenir en position neutre (Fig. 3.61). Cette évolution de l'angle volant correspond à une entrée à fournir pour le modèle de dimensionnement utilisé. Les deuxième et troisième essais consistent, de manière analogue à l'essai précédent, à tourner le volant de butée à butée un certain nombre de fois, ceci à deux vitesses. Enfin, le quatrième essai pour la situation parking consiste à augmenter progressivement la vitesse entrée au volant pour une amplitude donnée (Fig. 3.62). Cette courbe constitue également pour l'essai correspondant, une entrée du modèle de dimensionnement.

Pour chacun de ces essais, les critères sont établis en traçant les courbes du couple au volant en fonction soit de l'angle volant (Fig. 3.63), soit de la vitesse volant (Fig. 3.64). Bien que l'information temporelle soit contenue dans la définition de l'essai, les courbes relevées la font disparaître et il s'avère difficile de reconstruire les sorties comme des fonctions du temps sachant qu'en plus, il s'agit de données mesurées. Enfin, les différents critères définis pour chacun des essais portent sur des paramètres de ces courbes d'une part, et sont complètement dissociés de l'aspect temporel d'autre part. Les objectifs de dimensionnement sont soit de minimiser, soit de maintenir en-deçà d'une limite imposée les paramètres de ces différentes courbes.

Concernant la situation de braquage progressif, les essais consistent à faire virer un véhicule à différentes vitesses sur un rayon de plus en plus serré jusqu'à saturation des pneumatiques. Ces essais

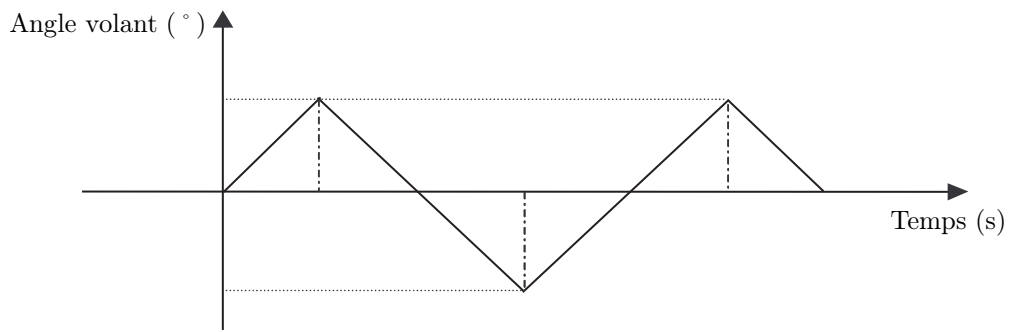


FIG. 3.61 – Essai surplace lent pour la situation parking.

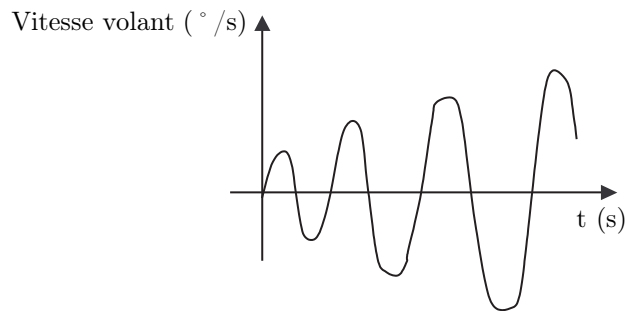


FIG. 3.62 – Essai vitesse volant.

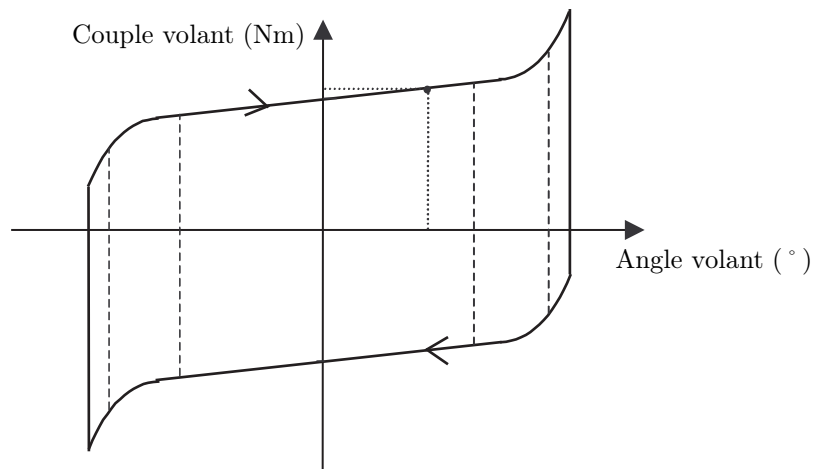


FIG. 3.63 – Courbe définissant les critères pour les trois premiers essais parking.

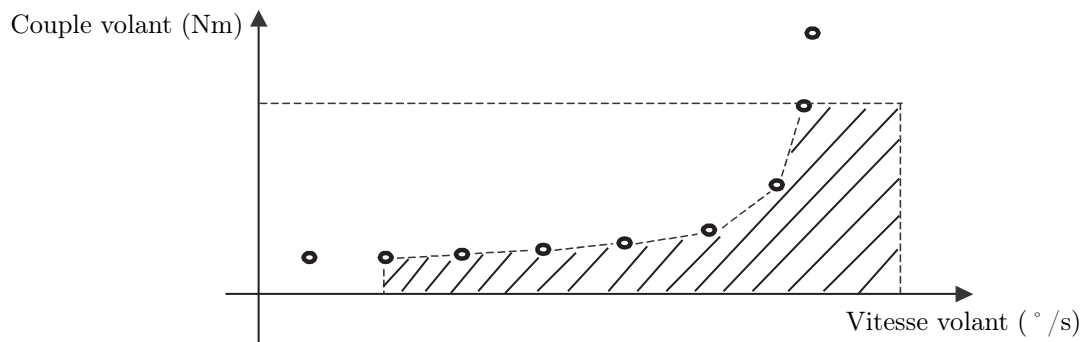


FIG. 3.64 – Courbe définissant les critères pour le quatrième essai parking.

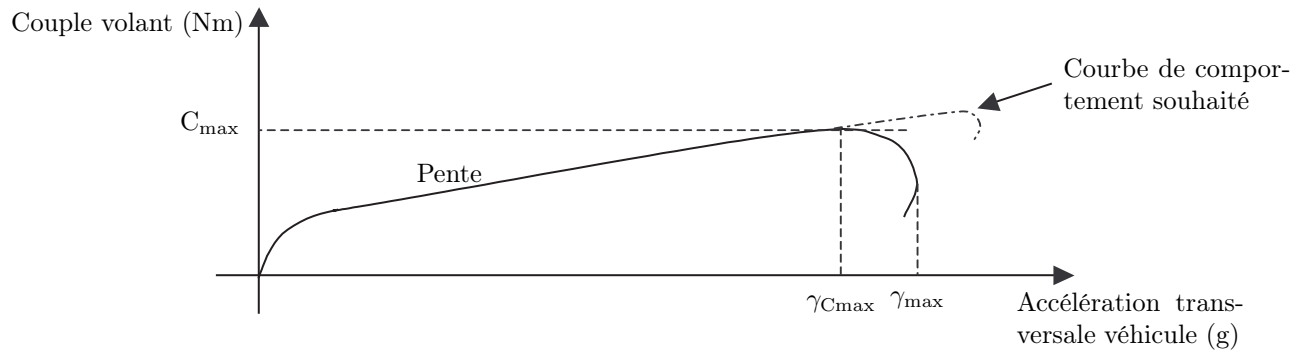


FIG. 3.65 – Courbe définissant les critères de l’essai braquage progressif.

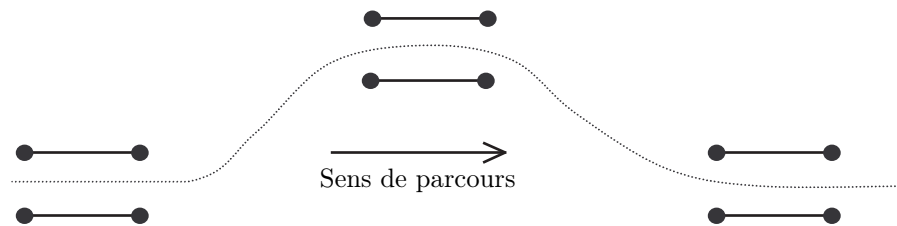


FIG. 3.66 – Essai associé à la situation d’évitement.

conduisent à tracer le couple volant en fonction de l’accélération transversale (Fig. 3.65). Encore une fois, les critères dans ces essais portent sur des paramètres atemporels et la validation consiste à vérifier que ces paramètres soient sous certaines limites ou les plus proches de valeurs données.

La situation d’évitement concerne la sécurité active. Elle consiste à faire suivre une trajectoire d’évitement d’obstacle au véhicule à différentes vitesses (Fig. 3.66). Cette courbe définit une entrée pour le modèle de dimensionnement. Les essais associés visent à tester le niveau d’assistance et son retard éventuel par rapport à la manœuvre. Les critères portent sur des paramètres de la courbe fournissant le couple volant en fonction de l’angle volant (Fig. 3.67). Ces paramètres ne doivent pas dépasser des seuils donnés.

Extension et application de la méthodologie

Extension.

L’analyse des critères de dimensionnement de la démarche constructeur a montré les difficultés à exprimer les sorties spécifiées comme des fonctions temporelles. En effet, ces critères portent essentiellement sur les valeurs ou les limites de paramètres caractérisant les courbes du couple volant en fonction de différentes grandeurs du modèle de véhicule comme par exemple l’angle volant, la vitesse volant, l’accélération transversale du véhicule. Les spécifications sont alors énoncées de manière indépendante du temps. Par ailleurs, les courbes des essais dans les situations de vie dimensionnantes sont principalement issues de mesure et elles sont exploitées dans un contexte de validation donc après dimensionnement et non en

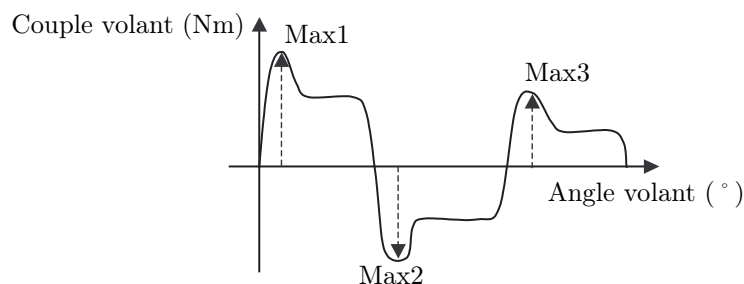


FIG. 3.67 – Courbe définissant le critère de sécurité active.

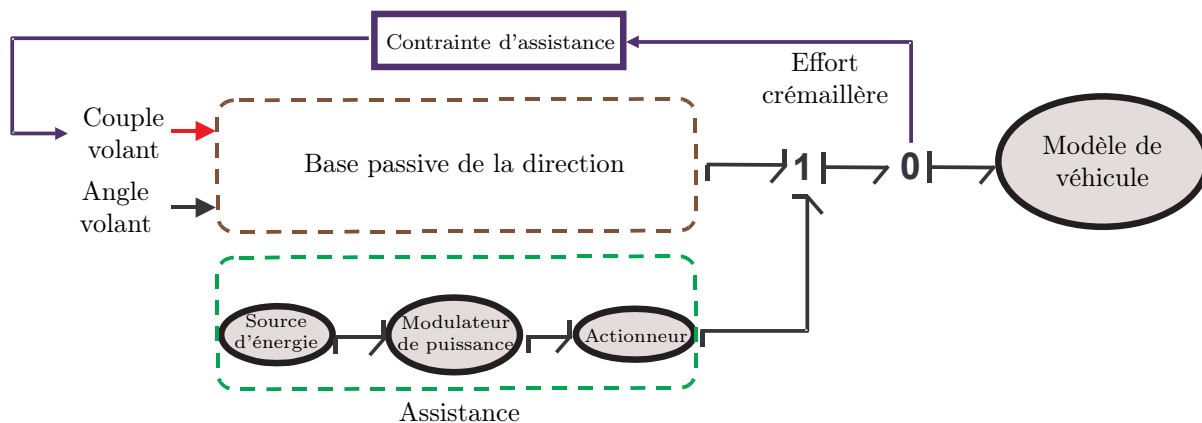


FIG. 3.68 – Spécification du couple volant en terme d'une contrainte d'assistance.

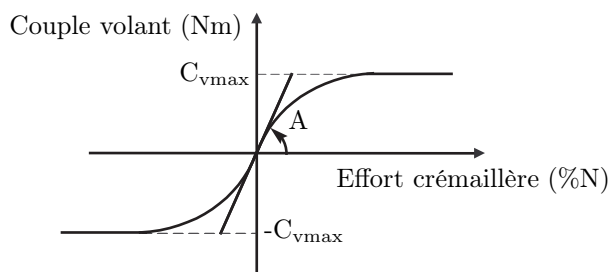


FIG. 3.69 – Notion de contrainte d'assistance pour la Direction Assistée Electrique.

amont chronologiquement parlant dans la conception. Ceci explique en partie les difficultés qu'il y a eues à exploiter ces courbes pour alimenter la méthodologie.

En fait, l'analyse de la fonction d'une assistance de direction montre de manière quasi évidente que l'objectif de celle-ci n'est pas de mettre en mouvement la charge (ici le véhicule dans son environnement et dans une certaine situation de vie) mais, comme le nom l'indique, d'assister le conducteur dans sa manœuvre. Autrement dit, l'assistance décharge l'action du conducteur et dans ce contexte, les spécifications s'expriment alors sur la part restant à la charge du conducteur et acceptable pour lui par rapport à la manœuvre considérée. Ce type de spécification a été traduit finalement par l'expression de la sortie à spécifier, ici le couple volant, comme une fonction d'une autre variable dans le système.

Ainsi, concernant les situations de vie parking et évitement, le couple volant a été exprimé en fonction de l'effort crémaillère de manière à pouvoir définir une valeur maximale et la répartition de cet effort crémaillère entre l'action du conducteur et l'assistance (Fig. 3.68). Cette relation traduit finalement le degré d'assistance de la ligne de puissance issue de l'assistance par rapport à la ligne de puissance principale venant du conducteur. Ici, une relation en arctangente paramétrée par C_{vmax} et la pente à l'origine caractérisée par A a été définie (Fig. 3.69). Dans le cas de la situation de vie du braquage progressif jusqu'à saturation des pneumatiques, la relation considérée exprime le couple volant en fonction de l'accélération transversale.

L'introduction de ces relations définissant le couple volant a permis d'une part de mener un dimensionnement réaliste, et d'autre part, de s'affranchir de la nécessité de définir la sortie spécifiée comme une fonction du temps, chose difficile à obtenir à partir des spécifications constructeur. Cette solution ouvre par ailleurs de nouvelles possibilités de spécification et donc de dimensionnement comme par exemple de définir la loi d'assistance lors de certaines manœuvres.

Cette extension de la méthodologie constitue une étape importante et une contribution essentielle de ces travaux de thèse. Elle a donné lieu à une communication en congrès international [Méc03].

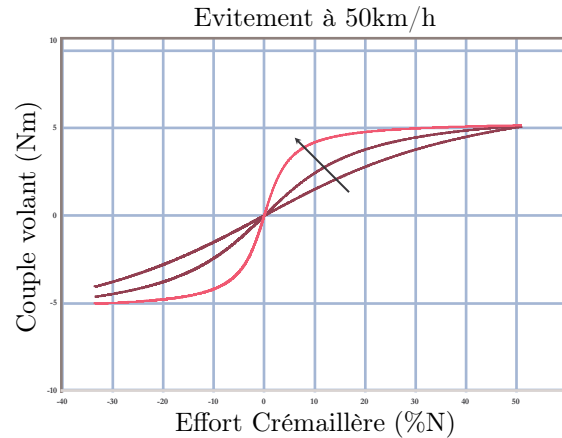


FIG. 3.70 – Exemple numérique de fonction de contrainte d'assistance.

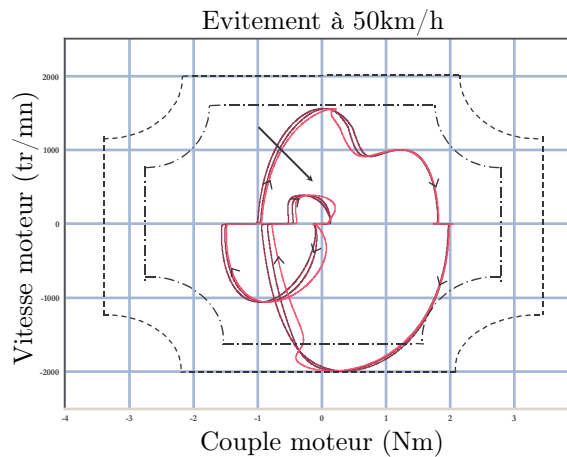


FIG. 3.71 – Spécification mécanique du moteur d'assistance pour l'essai évitement.

Application.

Les modèles parking et véhicule complet décrits dans la section 3.1.2 ont été utilisés pour l'application de la méthodologie au dimensionnement de la Direction Assistée Electrique. L'analyse de la démarche constructeur et la phase de modélisation ont permis de déterminer les modèles inverses nécessaires à l'application de la méthodologie. Auparavant, les hypothèses de modélisation ont fourni, à travers la représentation bond graph, les conditions structurelles d'inversibilité portant sur la spécification en sortie des modèles. S'agissant de la direction assistée, la sortie en question est le couple volant. La fonction spécifiant ce couple volant doit être de classe C^2 dans le contexte des modèles de dimensionnement établis. L'affectation de la bicausalité à la représentation bond graph a permis de spécifier le moteur d'assistance en fonction de la spécification sur le couple volant et des autres entrées dont celle sur la vitesse volant.

L'extension de la méthodologie a donc fourni ces spécifications sur le couple volant. Un exemple numérique pour trois assistances est donné sur la figure 3.70. L'exploitation du modèle inverse en simulation a ensuite fourni les spécifications sur la chaîne d'actionnement de l'assistance. Les spécifications mécaniques sur l'exemple numérique sont tracées sur la figure 3.71 et comparées à deux gabarits de moteur électrique. Le plus petit est éliminé car en deçà des performances attendues. Le second est finalement validé pour les trois lois d'assistance par rapport aux spécifications électriques (Fig. 3.72).

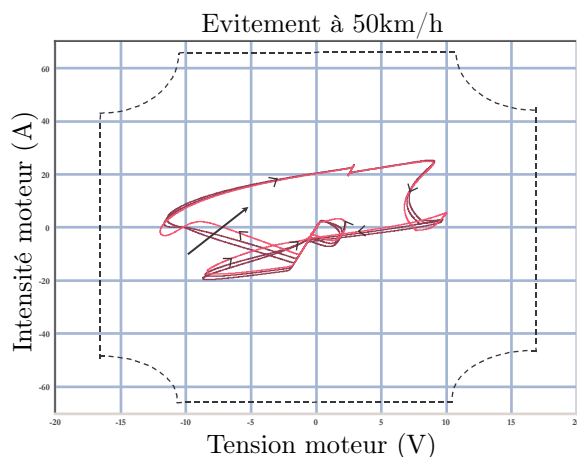


FIG. 3.72 – Spécification électrique du moteur d’assistance pour l’essai évitement.

3.2.2.4 Notion de contrainte de comportement

Problématique

Les travaux suivis par le service de Conception des Liaisons au Sol chez PSA Peugeot Citroën ont motivé la mise en œuvre également de la méthodologie sur les systèmes de suspension de l’automobile. Cette application permet en outre de tester un cas multivariable puisque quatre chaînes d’actionnement font l’objet du dimensionnement et quatre sorties sont alors à spécifier. Les objectifs principaux de la conception des suspensions sont le confort et la tenue de route. Dans le contexte des travaux de cette thèse où la méthodologie est mise à l’épreuve sur des cas industriels, seules les situations de vie de mise en virage d’une part, et de mise en virage combinée à un freinage d’autre part, ont été considérées. D’autres situations de vie également dimensionnantes et correspondant à des prestations de confort lors du passage d’obstacle existent mais n’ont pas été envisagées. Dans ce contexte, les sorties spécifiées correspondent au comportement du véhicule en lacet, tangage, roulis (orientation dans l’espace du véhicule) et pompage (débattement vertical du véhicule).

Contrairement au cas de la Direction Assistée Électrique, la problématique d’application de la méthodologie s’est située essentiellement sur la phase d’analyse de la structure pour pouvoir inverser le modèle. En effet, ce dernier correspond à celui du véhicule complet et les lignes de puissance impliquées dans l’inversion entre les composants suspensions et les sorties à spécifier passent nécessairement par la structure de jonction du modèle bond graph du véhicule. Ce n’était pas le cas pour la Direction Assistée Électrique. Or, cette structure est relativement complexe. L’analyse a montré la nécessité d’utiliser le logiciel MS1 pour identifier de manière systématique les possibilités d’inversion. Par ailleurs, l’analyse a montré aussi l’existence d’une singularité statique ou de force liée à la nature du modèle et correspondant à une position du véhicule où les axes des suspensions sont alignés avec l’axe vertical du véhicule. Cette singularité entraîne que le modèle inverse n’est pas défini pour cette position et donc l’impossibilité de déterminer les efforts dans les suspensions à partir des sorties spécifiées. Cette situation correspond au fait qu’il est impossible, dans cette configuration, d’engendrer de manière instantanée un mouvement de lacet du véhicule. En inverse, si la sortie en lacet est spécifiée dans cette configuration, l’exploitation en simulation aboutit alors à une division par zéro.

Extension

Une première solution peut être de traiter localement dans le temps la singularité en basculant sur un modèle inverse dégénéré qui s’affranchit de la spécification en lacet. Une seconde solution est de n’utiliser que trois sorties pour les spécifications (tangage, roulis, pompage) et d’introduire une contrainte entre l’effort de la quatrième suspension et des variables du modèle pour spécifier précisément cette suspension. Cette solution a conduit à l’extension de la méthodologie. Cette extension converge dans une large mesure avec les réflexions menées lors de l’application de la méthodologie à la Direction Assistée Électrique et la

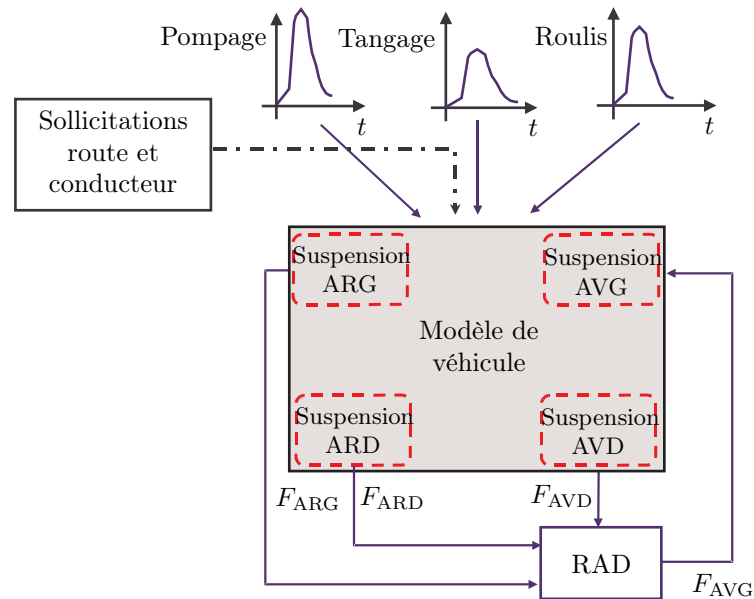


FIG. 3.73 – Notion de contrainte de comportement : la RAD pour les suspensions.

solution proposée dans ce cas.

L'extension de la méthodologie provenant de son application au système des suspensions trouve une origine différente par rapport à celle venant de la Direction Assistée Electrique mais son implantation est totalement analogue. En effet, l'origine de cette extension provient non tant de difficultés à exprimer une sortie comme une fonction du temps mais de la structure mathématique du modèle à inverser possédant une singularité. Il a donc été décidé de se priver d'une spécification sur une des sorties, le lacet, et de spécifier directement un effort de suspension à nouveau sous la forme d'une fonction d'autres variables du système. Les spécifications sur les trois autres sorties, le tangage, le roulis et le débattement vertical du véhicule sont conservées. La relation introduite traduit la notion connue chez le constructeur de Répartition Anti-Dévers correspondant à l'action coordonnée et recherchée des suspensions par rapport au comportement du véhicule (Fig. 3.73). Ce type de spécification introduit donc la notion de contrainte de comportement. L'implantation de cette relation est entièrement analogue à celle mise en œuvre pour la Direction Assistée Electrique à la différence près qu'elle concerne non pas la spécification d'une sortie de la charge mais directement une sortie d'une suspension à dimensionner.

Cette extension a permis d'exploiter avec succès en simulation le dimensionnement des suspensions. Elle a ouvert également d'autres possibilités et un fort potentiel d'action sur le dimensionnement des suspensions passives et surtout actives.

3.2.2.5 Concept de dimensionnement synergique

Une ouverture non pressentie au démarrage des travaux de la thèse d'Olivier Méchin dans le cadre du PREDIT 2 est apparue avec l'étude de deux systèmes du véhicule, la Direction Assistée Electrique et les suspensions. L'application de la méthodologie à ces deux systèmes a été entreprise tout d'abord séparément. Il n'a pas été difficile ensuite d'envisager de combiner ces deux dimensionnements en un seul visant à spécifier, sélectionner et valider simultanément les deux systèmes (Fig. 3.74).

En effet, le comportement du véhicule résulte de tous les couplages entre ces différents systèmes. Or, le dimensionnement mené auparavant s'est fait de manière séparée. Le choix d'un des systèmes conditionne cependant les performances attendues pour l'autre. Avec des dimensionnements séparés (phases ① et ② sur la figure 3.75), la conception d'un système permet d'atteindre l'adéquation attendue pour lui-même mais généralement au détriment des autres systèmes à concevoir (états a pour le système A -DAE par exemple- et b pour le système B -suspensions par exemple-). Une fois les systèmes regroupés, il s'agit

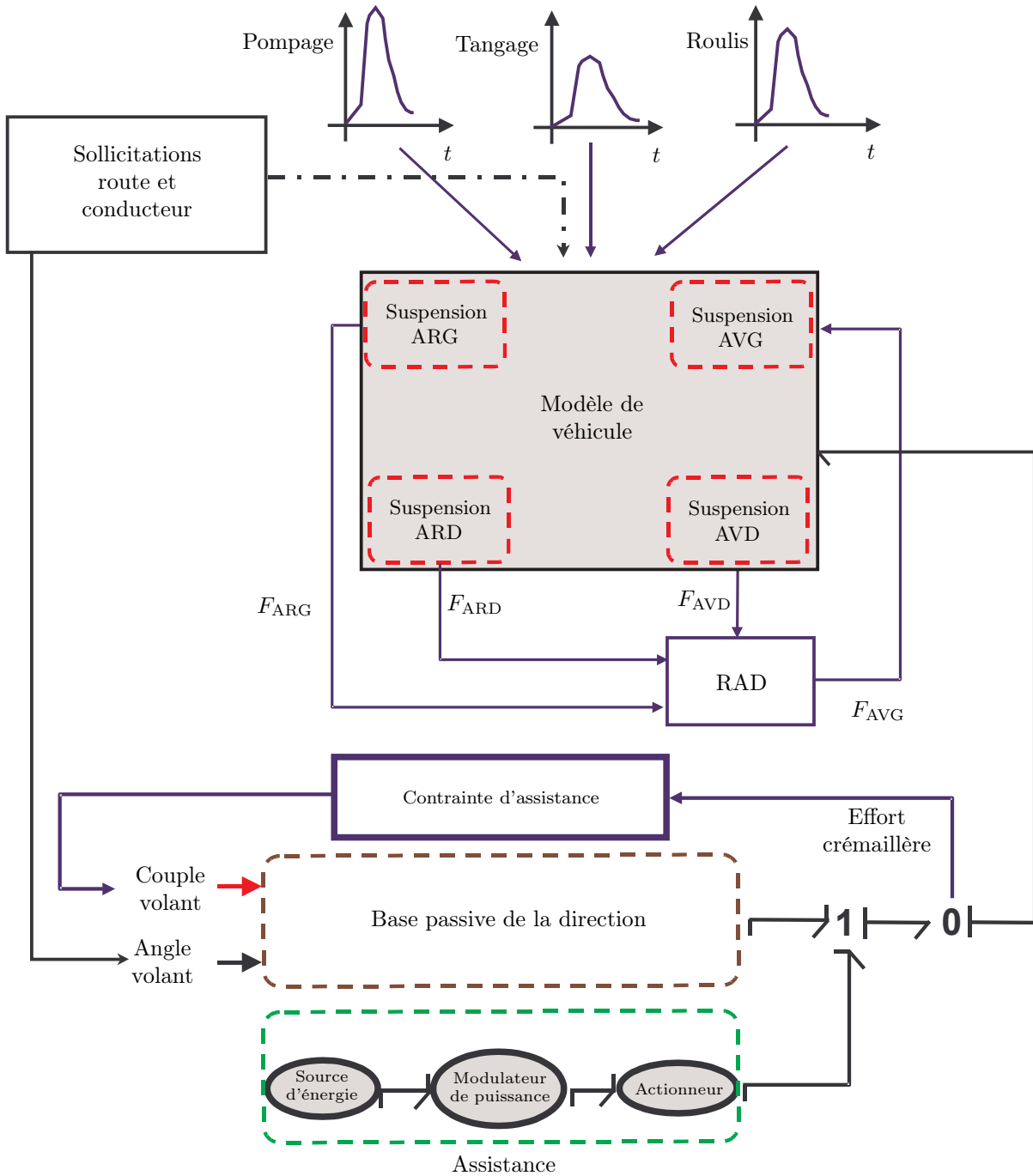
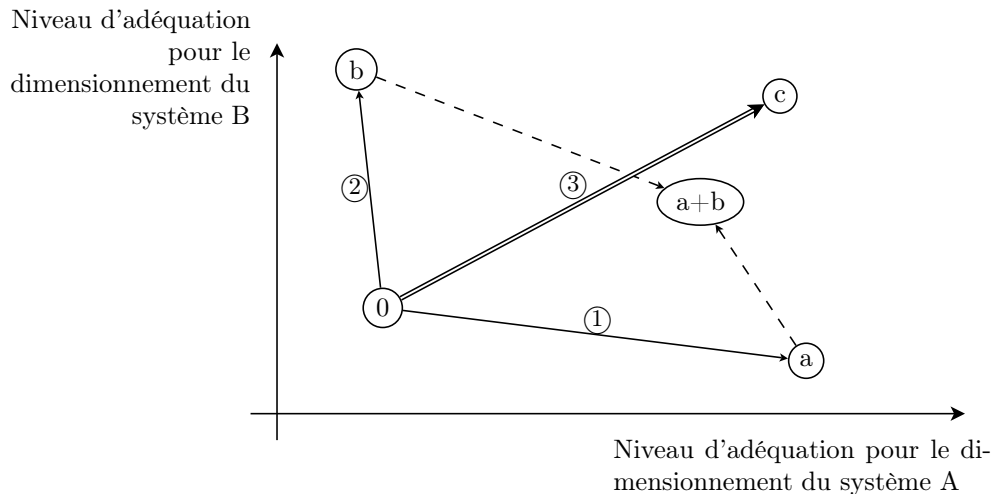


FIG. 3.74 – Dimensionnement simultané de la DAE et des suspensions.



Phases de dimensionnement pour :

- ① : le système A seul,
- ② : le système B seul,
- ③ : les systèmes A et B simultanément.

Etats du dimensionnement :

- 0** : initial,
- a** : final pour le système A seul,
- b** : final pour le système B seul,
- a+b** : final après regroupement des systèmes A et B,
- c** : final pour l'ensemble des systèmes A et B.

FIG. 3.75 – Concept de dimensionnement synergique.

alors de trouver un compromis (état $a+b$). Ensuite, il faut vérifier localement l'adéquation des systèmes à des critères qui leur sont propres.

Au contraire, le dimensionnement synergique consiste en une conception simultanée des différents systèmes (phase ③ sur la figure 3.75) prenant en compte d'emblée les couplages entre eux. Ainsi, sur l'exemple de la figure 3.74, les objectifs de couple volant définis par la méthodologie conduisent à la conception de l'assistance de direction mais ont, dans un même temps, une influence indirecte sur les suspensions. De même, les évolutions en pompage, tangage et roulis de la caisse ont un effet sur le dimensionnement de la direction qui pourra être lui aussi facilement étudié.

3.2.2.6 Conclusion

Une extension de la méthodologie a donc été mise en place intégrant alors des spécifications sous forme de contrainte entre des variables du modèle. Cette contrainte renvoie à la notion de degré d'assistance (par exemple pour le système de direction assistée) ou encore à la notion de contrainte de comportement (par exemple Répartition Anti-Dévers pour les systèmes de suspension). Ces résultats ont permis non seulement de valider la méthodologie mais également d'en élargir le champ d'application.

Par ailleurs, l'idée d'une démarche de dimensionnement synergique exploite les caractéristiques de la méthodologie et permet d'envisager de spécifier, sélectionner et valider plusieurs systèmes du véhicule en une passe et simultanément. Cette approche prend d'emblée en compte les couplages entre les systèmes pour leur dimensionnement et toutes les spécifications sur les sorties. Il n'est pas à en douter que l'idée de dimensionnement synergique doit permettre d'atteindre des niveaux de performance plus hauts dans la conception des systèmes mécatroniques.

3.2.3 Structures d'actionnement

3.2.3.1 Introduction

Toujours dans le cadre de la thèse d'Olivier Méchin du programme PREDIT 2, l'analyse de la démarche menée par le constructeur pour la conception de véhicule et les difficultés à appliquer la méthodologie avant son extension ont imposé d'une part, de tenter de formaliser la relation entre la structure d'actionnement et la fonction assignée à la charge, et d'autre part, de démarrer une réflexion sur les possibilités de spécification d'une chaîne d'actionnement en termes de forme (de manière générale, du point de vue mathématique) et de localisation des sorties. Cette première réflexion a été menée essentiellement dans le contexte d'une charge mécanique et par rapport au degré de liberté (sous-entendus cinématiques) de celle-ci.

3.2.3.2 Classification de structures d'actionnement

Les travaux effectués sur le dimensionnement de systèmes de l'automobile ont permis de faire clairement apparaître la nécessité de positionner la réflexion du point de vue du rapport entre le nombre d'actionneurs et le degré de liberté de la charge. Une tentative de formalisation a conduit à présenter de manière générique les structures envisagées dans les exemples d'application et à mettre en place une classification des structures d'actionnement accompagnées de leur représentation bond graph. Cette classification, largement inspirée du domaine de la robotique, permet de distinguer les charges iso-actionnée, à dégénérescence de l'iso-actionnement, et sur-actionnée. Elle peut permettre d'expliquer les difficultés rencontrées lors de l'utilisation des spécifications du donneur d'ordres. En effet, le cas des suspensions par exemple correspond à une dégénérescence de l'iso-actionnement due à une non-inversibilité mathématique locale (non-structurelle) du modèle par rapport aux entrées/sorties considérées. Par conséquent, il n'est plus possible d'utiliser les spécifications de manière classique dans la méthodologie proposée. L'exemple de la DAE, quant à lui, illustre un cas de sur-actionnement où une chaîne d'actionnement secondaire assiste une chaîne principale. Dans ce cas, il est préférable alors d'utiliser une spécification sur le degré d'assistance plutôt que directement sur une sortie.

Cette section présente une initialisation de cette démarche de classification. Dans ce sens, elle n'a pas la prétention d'être exhaustive par rapport aux cas de figure de systèmes actionneurs/charge pouvant être envisagés. En outre, elle est fortement liée aux cas d'application traités sur les systèmes des liaisons au sol de l'automobile (Direction Assistée Electrique et suspensions). Néanmoins, elle présente l'intérêt de mettre en place les bases d'une formalisation qui pourra être reprise en perspective d'une généralisation.

En tout état de cause, il semble qu'aucune des classifications vues dans le domaine de la robotique ne corresponde à celle proposée dans ce qui suit. Il semble d'ailleurs difficile d'établir une classification idéale tant les critères sont nombreux [Roc89]. Ils peuvent reposer par exemple sur la conception mécanique (architecture), sur l'automatisme du mode de fonctionnement, sur la reprogrammabilité. Dans le domaine de la télémanipulation et de la téléopération, les classifications sont données selon la distance au travail, le volume de la tâche, ...

La classification proposée repose sur l'idée simple que dans les premières phases de la conception d'un système mécanique, c'est la fonction cinématique qui est tout d'abord pensée. A cette fonction cinématique est associé un certain nombre de mobilités qui sont généralement sollicitées par des actionneurs [Coi81, Not03] de manière plus ou moins directe et plus ou moins couplée suivant la structure série ou parallèle du mécanisme. Puisque ce travail est lié à l'aide à la spécification et à la rédaction du cahier des charges pour la conception de l'actionnement, il est naturel de rechercher une classification mettant en évidence le rapport de la structure d'actionnement à la fonction de la charge. Plus précisément, le rapport entre le nombre de chaînes d'actionnement et le degré de liberté de la charge mécanique est regardé. Ainsi, sont introduites les notions de sous-actionnement, d'iso-actionnement et de sur-actionnement lorsque le nombre de chaînes d'actionnement est respectivement inférieur, égal et supérieur au degré de liberté de la charge. La notion de sous-actionnement est déjà présente chez [Vuk99] par exemple, précisément dans les suspensions de voiture, et une définition en est donnée chez [Lal98]. Les mobilités non-actionnées sont généralement soumises à l'action d'éléments élastiques et amortisseurs pour respecter l'équilibre statique. Cependant, la structure cinématique de la charge mécanique peut entraîner une perte d'action suivant

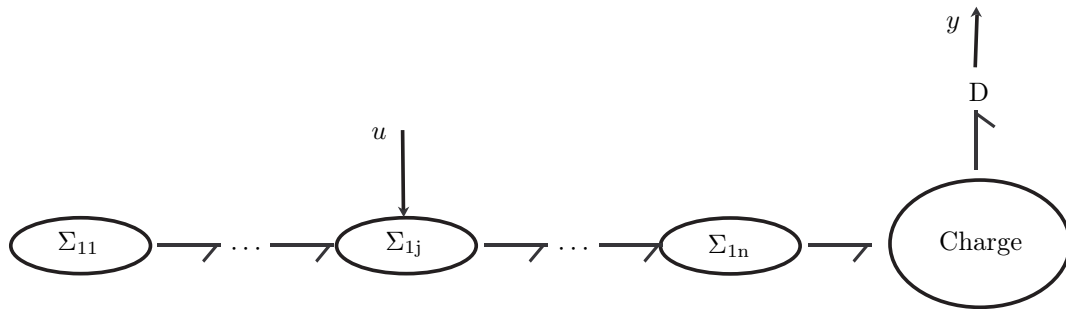


FIG. 3.76 – Word bond graph d’une charge mono-actionnée.

une des mobilités localement dans l’espace des solutions de l’évolution de cette charge. Il est question dans ce cas de dégénérescence de l’actionnement. C’est typiquement le cas de structures parallèles qui peuvent présenter des singularités statiques ou de force. Le sur-actionnement quant à lui est *a priori* délibéré et généralement motivé soit pour répondre à une technologie non suffisante du point de vue de ses dimensions ou pour soulager une technologie existante (c’est typiquement le cas de l’assistance); soit par volonté de redondance de l’actionnement pour des raisons de sûreté de fonctionnement comme par exemple chez [Zha98] où les auteurs définissent le degré de redondance d’un actionneur, et chez [van01a, Not03] pour pallier des singularités de force [Das98].

Ici, la notion de ligne de puissance définie dans [Fot01a, Fot01b] est utilisée. Elle permet notamment d’extrapoler la notion de chemin causal. Dans cette notion de ligne de puissance est distinguée celle de ligne puissance de modulation quand elle implique une entrée de commande généralement sur les éléments de modulation, et celle de ligne de puissance de fourniture d’énergie lorsqu’elle implique le dispositif de fourniture d’énergie dans l’étage haute puissance. Ces deux types de ligne de puissance impliquent une sortie. Dans ce contexte, une chaîne d’actionnement est, du point de vue technologique, composée d’une cascade de composants fonctionnels. Elle peut néanmoins être parcourue par plus d’une ligne de puissance. Dans les travaux présentés ici, les structures génériques de chaîne d’actionnement ne sont parcourues chacune que par une seule ligne de puissance.

Charge mono-actionnée : iso-actionnement

La structure générique présentée dans cette section est le cas de figure considéré par Fotsu soit dans sa thèse [Fot97], soit dans ses publications sur le sujet [Fot99, Fot01a, Fot01b]. Elle comporte une chaîne d’actionnement agissant sur une charge à un degré de liberté (Fig. 3.76). Le détecteur associé à la sortie spécifiée est représenté par la lettre D. Les grandeurs imposée et mesurée pourront être des efforts et/ou des flux. En outre, la variable de commande en boucle ouverte u est en entrée d’un composant modulateur de puissance.

Le modèle inverse de cette structure, à partir de la sortie y et s’il existe, est une cascade des modèles inverses de la charge et des différents composants de la chaîne d’actionnement jusqu’au modulateur de puissance (Σ_{1j}) si l’entrée u est recherchée, jusqu’au dispositif de fourniture d’énergie (Σ_{11}) si ce dernier doit être spécifié. Le degré relatif entrée-sortie est donc la somme des degrés relatifs entrée-sortie de la charge et des différents composants constituant la chaîne d’actionnement. Ce degré indique la condition de dérivabilité que doit satisfaire la spécification.

En ce qui concerne les spécifications, si les conditions structurelles et mathématiques d’inversibilité sont remplies, cette classe de problèmes n’impose généralement rien de particulier. Des restrictions peuvent éventuellement venir de l’incapacité à spécifier la trajectoire en sortie comme fonction du temps mais ces restrictions sont du ressort du donneur d’ordres qui a la possibilité d’utiliser la notion de contrainte et de s’affranchir de la spécification sur la sortie. Néanmoins, la méthodologie impose de son côté que les trajectoires soient des fonctions du temps suffisamment dérivables. Enfin, cette classe de problèmes correspond du point de vue de la représentation d’état à un système mono-entrée/mono-sortie.

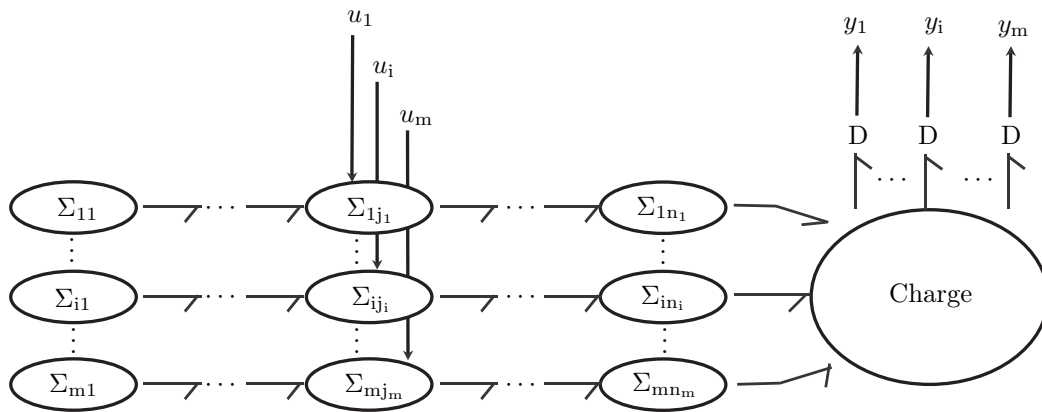


FIG. 3.77 – Word bond graph d’une charge multi-actionnée en iso-actionnement.

Charge multi-actionnée : iso-actionnement

Cette classe de problèmes correspond au cas d’une charge avec plusieurs chaînes d’actionnement dont le nombre est égal à son degré de liberté (Fig. 3.77).

Les degrés relatifs entrées-sorties sont les sommes des degrés relatifs entrées-sorties de la charge et des différents composants constituant les chaînes d’actionnement.

Du point de vue de la représentation d’état, la classe de problèmes présentée dans cette section est une généralisation de la précédente aux systèmes multi-entrées/multi-sorties [Fot01a, Fot01b]. En ce qui concerne les spécifications, si les conditions d’inversibilité sont vérifiées structurellement et mathématiquement, le cadre d’application de la méthodologie utilisant des fonctions temporelles pour les trajectoires spécifiées reste valable. Cependant, si les conditions structurelles ont été clairement énoncées dans la méthodologie, aucune étude n’a encore été menée vis-à-vis des conditions mathématiques. Ces dernières portent sur les propriétés d’inversibilité et de dérivabilité des lois caractéristiques des éléments de la représentation bond graph. Nous constatons néanmoins dans la classe de problèmes suivante une incidence directe des conditions mathématiques sur celles structurelles. Il faut rappeler ici que les conditions structurelles restent des conditions nécessaires mais non suffisantes.

Charge multi-actionnée : dégénérescence de l’iso-actionnement

Les structures de modèle présentées dans les sections précédentes correspondent à celles déjà étudiées à l’aide de la méthodologie. La classe présentée maintenant est issue du modèle de véhicule établi dans la section 3.1.2. En effet, la méthodologie a été appliquée au problème de conception des systèmes de suspension. Du point de vue structure, c’est un cas d’application de la classe précédente comportant quatre chaînes d’actionnement et quatre sorties associées à quatre mobilités de la charge spécifiée au départ (roulis, tangage, lacet, pompage) en ce qui concerne le dimensionnement des suspensions uniquement.

La particularité de cette classe se situe dans la structure cinématique de la charge. Par analogie au domaine de la robotique, il s’agit d’une structure qui présente une singularité statique. Cette singularité se traduit par le fait que dans la configuration correspondante, localement, les chaînes d’actionnement n’ont plus d’action sur toutes les mobilités d’où la dégénérescence de l’iso-actionnement. En fait, le modèle de la charge n’est pas inversible en ce point de l’espace des configurations et les spécifications ne peuvent plus être appliquées simultanément en ce point. Une première solution est de ne plus utiliser toutes les spécifications et d’en remplacer une par l’utilisation d’une contrainte entre certaines variables. Cette solution est illustrée par le word bond graph de la figure 3.78 pour un exemple à quatre chaînes d’actionnement où J représente une jonction bond graph.

L’utilisation d’une contrainte implique une inversion partielle de la charge puisqu’une des sorties ne voit pas son rôle changé en celui d’une entrée. Les degrés relatifs entrées-sorties sont les sommes des degrés relatifs entrées-sorties de la charge et des différents composants constituant les chaînes d’actionnement

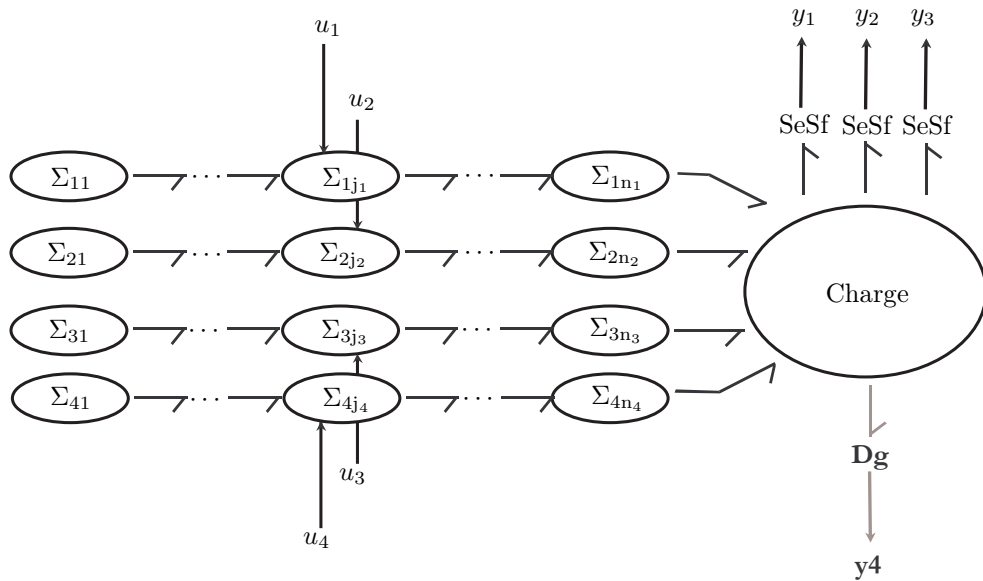


FIG. 3.78 – Word bond graph représentant une solution de spécification au cas d’une charge à dégénérescence de l’iso-actionnement.

(sauf ici pour la quatrième). Le degré relatif entrée-sortie pour la dernière chaîne d’actionnement est simplement la somme des degrés relatifs des différents composants entre l’entrée u_4 et la jonction J.

Cependant, l’utilisation d’une contrainte prive de l’exploitation d’une spécification qui généralement peut être utilisée partout sauf au point singulier. Par ailleurs, la contrainte introduite doit non seulement vérifier certaines conditions d’inversibilité et de dérivabilité mais également, combinée à la structure de jonction, ne pas introduire des schémas de calcul non résolubles dans la formulation inverse. Dans ce cas, il peut être préféré d’appliquer la méthodologie de manière classique avec les quatre spécifications tant qu’elles ne mettent pas la charge dans sa configuration singulière. Lors du passage par la configuration singulière, une solution est de traiter le problème de manière spécifique au point singulier. Ce traitement peut se faire en statique ou en stationnaire par exemple pour la détermination des efforts à l’équilibre et la continuité du calcul implique alors un mécanisme de bascule entre le modèle inverse général et un modèle inverse valable au point singulier.

Charge multi-actionnée : sur-actionnement

La structure bond graph présentée dans cette section est également tirée des modèles bond graph établis dans la section 3.1.2 sur le système de direction. Elle est constituée d’une base principale (lien purement mécanique entre le volant et la crémaillère) permettant le braquage des roues. Le système d’assistance associé à la base principale a pour fonction d’assister c’est-à-dire de fournir un effort et de réduire par conséquent celui ressenti par le conducteur. La bonne gestion de cet apport d’énergie doit améliorer, via le couple volant, la sensation (et l’information) que le conducteur a sur le comportement du véhicule. Ces différents constats ont conduit à considérer qu’un système de direction assistée, indépendamment de sa technologie, est formé d’une chaîne d’actionnement principale (celle partant du conducteur) et d’une chaîne d’actionnement secondaire formée par le système d’assistance. Les deux chaînes d’actionnement mises en évidence convergent sur un même port d’entrée de la charge. Par conséquent, elles ne peuvent agir que sur une seule mobilité de la charge et correspondent alors à un sur-actionnement. La suppression de l’une ou l’autre des chaînes ne retire pas la possibilité d’action sur la mobilité impliquée. Dans le contexte de la DAE, une représentation générique de la structure correspondante est donnée sur la figure 3.79.

Concernant le cahier des charges, celui-ci porte sur un des composants de la chaîne principale et non plus sur la charge. L’objectif est par conséquent de dimensionner la chaîne secondaire permettant de vérifier les exigences du cahier des charges portant sur la chaîne principale. L’application de la procédure

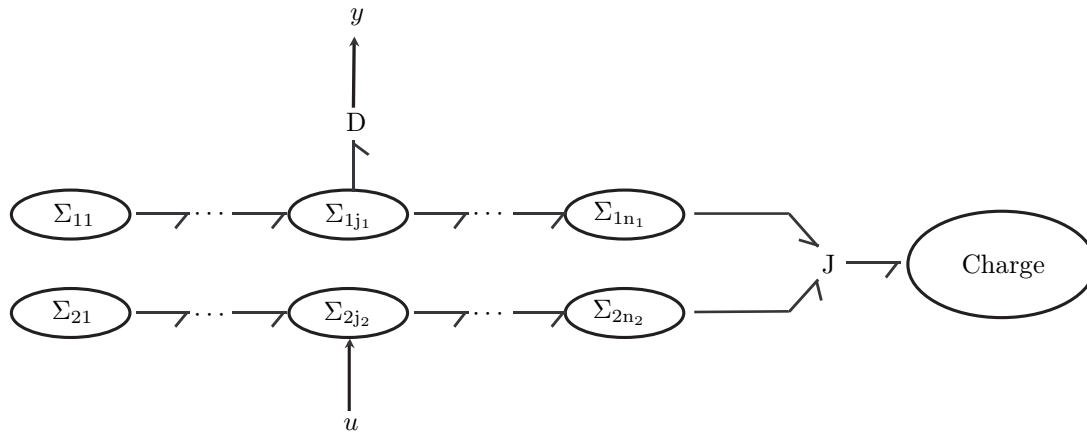


FIG. 3.79 – Word bond graph de charge sur-actionnée dans le contexte de l’assistance et d’une spécification sur la chaîne principale.

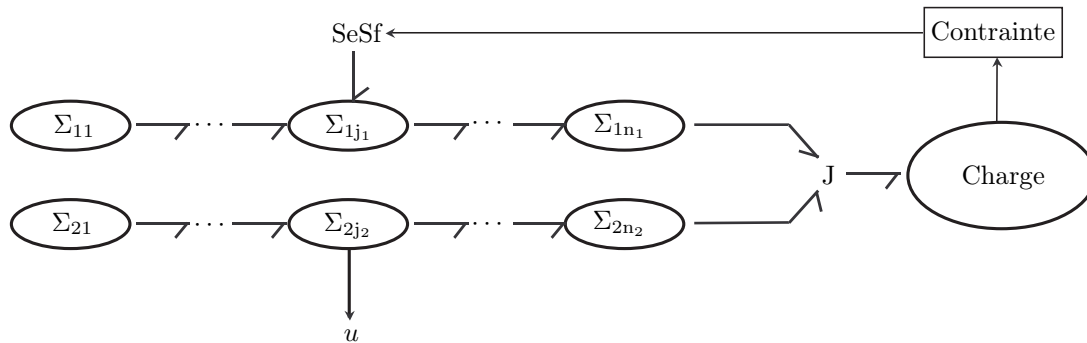


FIG. 3.80 – Word bond graph d’une charge sur-actionnée avec contrainte.

d’inversion permet d’obtenir le modèle inverse du système (dans la mesure où il est inversible) constitué d’un seul et unique chemin entre la commande u et la sortie y . Cependant, lors de l’application de la méthodologie à un système de direction, une trajectoire temporelle sur la sortie n’a pu être définie. Ce problème se superposait à celui du sur-actionnement et devait être examiné autrement. Du fait de la structure de type assistance, la notion de degré d’assistance qui correspond à une fonction d’une variable de la charge a été considérée. Par conséquent, une relation entre une variable de la charge et le couple volant a été créée (Fig. 3.80).

Pour cette classe de structures, le sur-actionnement de la charge est délibéré et la notion d’assistance associée à ce sur-actionnement n’est pas une réponse à la problématique liée à la fonction de la charge. Dans ce contexte, il paraît naturel que la chaîne d’assistance ne puisse être dimensionnée grâce aux spécifications sur la charge. De plus, il est à supposer que ces spécifications sur la charge peuvent avoir déjà servi au dimensionnement de la chaîne principale d’actionnement. Par conséquent, la problématique à laquelle répond l’assistance est liée à la chaîne principale d’actionnement et son dimensionnement s’appuie donc sur des spécifications portant sur une variable de cette chaîne principale, en relation avec la charge. Cette relation traduit précisément le degré d’assistance.

3.2.3.3 Conclusion

Ma contribution dans ce travail a été d’essayer de dégager, en rapport aux objectifs de conception donnés, une classification des structures d’actionnement appropriée. Cette classification, reposant ici sur la notion de degrés de liberté mécanique et donc associée à la fonction cinématique de l’actionnement, doit permettre d’apporter une aide sur la rédaction d’un cahier des charges ou sur l’analyse de celui-ci en terme de validité structurelle des spécifications.

Sur les application présentées, la reconnaissance de charges appartenant aux deux classes de dégénérescence d'iso-actionnement et de sur-actionnement devait indiquer d'emblée qu'il n'était plus possible d'exploiter les spécifications de la même manière que la méthodologie le demande à l'origine. Les contraintes introduites dans l'extension de la méthodologie (section 3.2.2) sont alors une solution pour ces classes. Néanmoins, au-delà de la réponse apportée, cette classification donne des indications sur les possibilités de spécifications et la localisation de celles-ci c'est-à-dire, les sorties sur lesquelles elles peuvent porter. En conséquence et préalablement à l'application de la méthodologie, une phase de validation du cahier des charges et des spécifications peut être mise en place.

Ces différents résultats conduisent à définir une procédure d'application de la méthodologie selon trois niveaux :

1. le premier consiste à définir la structure du modèle bond graph du système à concevoir et dimensionner suivant qu'il s'agisse d'un système :
 - mono-actionné,
 - multi-actionné en iso-actionnement,
 - multi-actionné à dégénérescence d'iso-actionnement,
 - sur-actionné,
 - mixte.
2. Le deuxième consiste à étudier les exigences issues du cahier des charges comme étant :
 - sur la charge,
 - sur un composant de la chaîne d'actionnement,
 - sur un composant et sur la charge.
3. Le troisième niveau consiste à vérifier si, selon les exigences et le modèle, l'application de la méthodologie s'effectue :
 - de manière directe (utilisation de courbes temporelles),
 - de manière indirecte (ajout de relations),
 - de manière mixte (courbes temporelles et relations).

Il s'agit ici d'une première étape de systématisation de l'application de la méthodologie. Ce travail doit bien sûr continuer et se développer en particulier grâce à l'étude de nouvelles structures qui augmenteront le domaine d'application de la méthodologie d'inversion.

Dans ce contexte, il est essentiel de travailler avec la notion de ligne du puissance. En l'occurrence, celle-ci permet de généraliser la classification introduite ici et de placer la réflexion sur les possibilités de spécification au niveau énergétique. Ce travail a d'ailleurs été mené dans la seconde thèse CIFRE du programme PREDIT 2 et co-encadrée par Serge Scavarda et Eric Bideaux. Cependant, de nombreux travaux sont encore à faire. Par exemple, les relations introduites à travers l'extension de la méthodologie libèrent certaines contraintes initiales mais imposent de mener une étude sur les implications structurelles qu'elles ont, par exemple, sur les conditions de résolubilité des modèles augmentés de ces relations.

3.3 Introduction de l'optimisation dans la méthodologie de dimensionnement

Contexte

Les travaux présentés dans cette dernière partie constituent les développements les plus récents et une contribution importante de ma part dans la recherche du thème *Prototypage virtuel* de l'équipe FTR du LAI. Ils marquent la troisième phase de mon parcours de recherche depuis ma prise de poste de Maître de Conférence où j'ai commencé à prendre toute la mesure de mon rôle dans une équipe de recherche. Ces travaux visent également l'extension de la méthodologie de dimensionnement développée par le LAI mais constituent en eux-mêmes une nouvelle grande étape. L'introduction de l'optimisation n'est pas une contribution pour l'optimisation ni pour reproduire de manière classique les méthodologies basées sur l'optimisation pour la conception. Il y a une réelle volonté dans cette recherche d'innover méthodologiquement en couplant différents outils.

L'idée d'introduire l'optimisation dans la méthodologie de dimensionnement résulte des travaux menés dans le cadre du PREDIT 2, notamment ceux de la thèse d'Olivier Méchin en partie exposés dans la section 3.2. Les travaux présentés ici s'inscrivent essentiellement dans le cadre de deux projets RNTL (METISSE 2003-2005 et SIMPA2 2006-2009) dont j'ai la charge pour le compte du LAI. Dans ce contexte, je co-encadre la thèse de Bogdan Chereji (2003-2006) financée par des subventions MIRA et sur fond propre, la thèse d'Audrey Jardin (2006-2009) financée par le projet SIMPA2, et j'encadre deux post-doctorants financés par le projet METISSE.

Dans cette partie, les deux développements suivants sont présentés :

- représentation bond graph d'un problème d'optimisation (section 3.3.1),
- problème de la minimisation des écarts des sorties à des trajectoires spécifiées (section 3.3.2).

3.3.1 Représentation bond graph d'un problème d'optimisation

3.3.1.1 Introduction

L'introduction de l'optimisation dans le langage bond graph trouve ses prémices en 2001 alors que je cherchais à formuler les principes variationnels de la mécanique analytique dans ce langage. Après avoir constaté qu'une représentation bond graph est implicitement le résultat de l'application des principes variationnels pour mettre en équations un système dynamique, mon idée a été d'exprimer un problème d'optimisation en bond graph. Les outils utilisés étaient alors les conditions d'Euler-Lagrange, conditions nécessaires pour l'extrémalisation d'une fonctionnelle, ici sous contraintes de forme équations différentielles car appliquée à un système dynamique. A ce stade, les premiers résultats ont permis de converger avec ceux déjà obtenus au laboratoire sur la représentation bond graph d'un système adjoint mais vus sous l'angle de la définition automatique de ce type de système [Xia00].

Lorsque la faisabilité de ces développements a été perçue, j'ai proposé et encadré le stage de DEA de Bogdan Chereji pour formaliser ces développements sur un exemple et initialiser une procédure. Ensuite, j'ai proposé et co-encadré la thèse de Bogdan Chereji (2003-2006) dont l'objectif était de formaliser de manière générale la procédure auparavant initialisée sur un exemple et d'établir la démonstration de son bien-fondé. Une extension aux problèmes sous contraintes de type inégalité, la résolution numérique et une application à un exemple de l'électromécanique sont également proposées dans cette thèse. Ces travaux s'inscrivent dans le cadre du projet RNTL-METISSE (2003-2005). Les aspects mathématiques de ces travaux m'ont amené également à prendre contact avec deux chercheurs de l'Institut Camille Jordan pour traiter proprement les développements théoriques.

Ce travail de traduction dans le langage bond graph d'un problème d'optimisation, bien que fournissant un nouvel outil pour formuler celui-ci, n'est pas une fin en soi dans les développements du LAI. En effet, il est à mettre en perspective d'étendre la méthodologie de dimensionnement par ailleurs développée dans le thème *Prototypage virtuel*. Cette dernière reposant sur une approche par modèle inverse et le langage bond graph, il était alors essentiel de pouvoir traduire dans ce dernier un problème d'optimisation.

Les développements présentés ici ont donné lieu à une publication en revue internationale [Mou07b], trois communications en congrès internationaux [Mar05, Che06, Mou06] et une soumission pour publication en revue internationale [Mar06b].

3.3.1.2 Procédure pour la construction bond graph d'un problème d'optimisation

Enoncé de la procédure

Sur l'exemple du moteur à courant continu, ont été dégagées des représentations partielles génériques correspondant à des phases clairement identifiées de l'application de la méthode de Pontryagin pour déterminer la solution d'un problème d'optimisation [Mar05]. Celui envisagé est un problème de commande optimale où le critère à minimiser est exprimé par rapport aux entrées et à une énergie dissipée. La procédure s'applique pour l'instant dans le cadre d'hypothèses suivant :

- systèmes MIMO linéaires invariants dans le temps,

- l'indice de performance du problème d'optimisation est de type intégrale d'une forme quadratique des entrées (caractérisée par une matrice diagonale de facteurs d'entrée supposés positifs) et d'une forme quadratique de l'état représentant une énergie dissipée dans le système (3.18),
- les conditions aux limites sont fixées pour le temps et l'état initiaux et finaux,
- il n'y a pas de contrainte sur l'entrée ni sur l'état.

$$V = \int_{t_0}^{t_f} \frac{1}{2} (\mathbf{u}_e^T \cdot \mathbf{R}_{u_e}^{-1} \cdot \mathbf{u}_e + \mathbf{u}_f^T \cdot \mathbf{R}_{u_f} \cdot \mathbf{u}_f + P_{\text{diss}}) dt \quad (3.18)$$

où \mathbf{u}_e et \mathbf{u}_f sont les vecteurs d'entrée en effort et en flux, \mathbf{R}_{u_e} et \mathbf{R}_{u_f} les matrices des facteurs d'entrée, et P_{diss} la puissance dissipée à minimiser. L'inverse est prise pour la première matrice en accord avec la notation du paramètre d'un élément R.

L'objectif du problème d'optimisation est de déterminer les entrées minimisant l'indice de performance considéré. Ce problème est typiquement un problème de commande optimale. Dans le contexte de la méthodologie de dimensionnement développée au LAI, la problématique posée n'est pas uniquement celle de la détermination de commandes en boucle ouverte mais aussi celle de la spécification de chaque étage d'une chaîne d'actionnement.

Les données d'entrée de la procédure sont la représentation bond graph du modèle objet de l'optimisation, les phénomènes de dissipation impliqués dans l'indice de performance et la matrice des facteurs d'entrée intervenant dans ce même indice. Cette procédure permet de mettre en place de manière systématique et à un niveau exclusivement graphique une représentation bond graph augmentée qui consiste en la représentation bond graph du modèle initial couplée à un *bond graph optimisant*. Son exploitation bicausale fournit l'ensemble des équations algébro-différentielles donnant la solution au problème d'optimisation posé.

Procédure : Construction bond graph d'un problème de commande optimale avec minimisation d'une énergie dissipée

1. Pour les commandes à déterminer, ajouter dans la représentation bond graph du modèle un élément R multiport caractérisé par la matrice des facteurs d'entrée de l'indice de performance. Cet élément R multiport est connecté à une jonction tableau insérée sur les liens des sources associées à ces commandes. Le type de jonction tableau correspond à celui des variables en entrée c'est-à-dire une jonction tableau 0 (resp. 1 ou mixte 0 et 1) pour des variables d'effort (resp. de flux ou mixtes d'effort et flux).
2. Dupliquer la représentation bond graph avec les paramètres de ses éléments excepté pour les éléments R-multiport. Pour ces derniers, les matrices caractéristiques sont transposées et de signe opposé. Le bond graph dupliqué est appelé *bond graph optimisant*.
3. Pour les phénomènes dissipatifs impliqués dans l'indice de performance, coupler les éléments R multiport correspondants respectivement dans le bond graph du modèle et le *bond graph optimisant*.

Ajouter la matrice $\frac{1}{2}[\mathbf{R} + \mathbf{T}]$ comme matrice extra diagonale inférieure. \mathbf{R} (avec $\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \mathbf{R}_{rr} & \mathbf{R}_{rc} \\ \mathbf{R}_{cr} & \mathbf{R}_{cc} \end{bmatrix}$, r -resp. c- correspondant aux ports en causalité résistance -resp. conductance- quand le bond graph du modèle est en causalité intégrale) est la matrice caractéristique des éléments R multiport du bond graph du modèle et $\mathbf{T} = \begin{bmatrix} \mathbf{R}_{rr}^T & -\mathbf{R}_{cr}^T \\ -\mathbf{R}_{rc}^T & \mathbf{R}_{cc}^T \end{bmatrix}$. Dans le cas d'éléments R 1-port, la matrice extra diagonale inférieure est simplement constituée des paramètres de ces éléments sur sa diagonale.

4. Pour les commandes à déterminer, coupler les éléments R multiport ajoutés à l'étape 1 respectivement dans les bond graphs du modèle et *optimisant* en ajoutant la matrice des facteurs d'entrée comme matrice extra diagonale inférieure.
5. Remplacer les sources impliquées dans les commandes à déterminer par des double détecteurs dans le bond graph du modèle et, par des double sources imposant des efforts et flux nuls dans le *bond graph optimisant*.
6. Affecter la bicausalité au bond graph obtenu. La bicausalité doit être propagée des double sources aux double détecteurs à travers les éléments R multiport ajoutés à l'étape 1. L'exploitation analytique de cette représentation bond graph bicausale fournit le système d'équations et la commande solutions du problème d'optimisation donné initialement.

Fin de la procédure

Dans cette procédure, concernant les éléments R multiport couplés, la convention suivante a été adoptée. La première moitié des composantes des vecteurs variables de puissance sur leur multiport correspond au bond graph du modèle tandis que la seconde moitié correspond au bond graph optimisant. Ceci est essentiel à connaître pour une exploitation analytique exacte de ces éléments. Les étapes de la procédure sont illustrées de manière simple sur l'exemple de la figure 3.81a.

La première étape est la prise en compte explicite dans la représentation bond graph des facteurs d'entrée impliqués dans l'indice de performance sans changer la structure du modèle dynamique. Sur l'exemple, ceci est fait en intercalant une jonction du type de la variable imposée par la source et en y connectant un élément R caractérisé par le facteur d'entrée (Fig. 3.81b).

La deuxième étape consiste à dupliquer le bond graph précédemment obtenu en reprenant les paramètres caractéristiques pour les différents éléments sauf pour les éléments R chacun alors caractérisé par l'opposé de son paramètre original (Fig. 3.81c).

Les troisième et quatrième étapes couplent la représentation bond graph du modèle original à celle issue de l'étape précédente par l'intermédiaire des éléments R impliqués dans l'énergie dissipée à minimiser et les facteurs d'entrée dans l'indice de performance (Fig. 3.81d et e).

Enfin, la dernière étape consiste à remplacer la source dans le bond graph du modèle original par un double détecteur et celle dans le bond graph dupliqué par une double source effort et flux nuls (Fig. 3.81f). L'exploitation de la représentation bond graph finale fournit les équations algébro-différentielles dont la solution est celle du problème d'optimisation posé initialement.

Démonstration du bien-fondé de la procédure

Le bien-fondé de cette procédure repose sur la proposition suivante.

Proposition.

La représentation bond graph canonique (Fig. 3.82b), obtenue de manière systématique à partir du bond graph générique d'un modèle (Fig. 3.82a) par la procédure précédente, correspond à la formulation d'un problème de commande optimale sur ce modèle pour lequel l'indice de performance (3.19) est minimisé.

$$V = \int_{t_0}^{t_f} \frac{1}{2} (\mathbf{u}_e^T \cdot \mathbf{R}_{u_e}^{-1} \cdot \mathbf{u}_e + \mathbf{u}_f^T \cdot \mathbf{R}_{u_f} \cdot \mathbf{u}_f + P_{\text{diss}}) dt \quad (3.19)$$

où \mathbf{u}_e et \mathbf{u}_f sont les vecteurs d'entrée en effort et en flux, \mathbf{R}_{u_e} et \mathbf{R}_{u_f} les matrices des facteurs d'entrée, et P_{diss} la puissance dissipée à minimiser. Sur les représentations de la figure 3.82, les éléments IC multiport sont identiques, \mathbf{I} est la matrice identité, et les matrices \mathbf{R} et \mathbf{T} sont explicitées dans la procédure.

Systèmes port-hamiltoniens.

La démonstration de cette proposition est basée sur l'application de la méthode de Pontryagin à la formulation port-hamiltonienne du modèle objet de l'optimisation. La formulation port-hamiltonienne a l'avantage de présenter mathématiquement la structure énergétique d'un modèle (Equ. 3.20) [Mas92b, Mas92a, van01c, van01b].

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = [\mathbf{J} - \mathbf{S}] \cdot \frac{\partial H(\mathbf{x})}{\partial \mathbf{x}} + \mathbf{g} \cdot \mathbf{u} \\ \mathbf{y} = \mathbf{g}^T \cdot \frac{\partial H(\mathbf{x})}{\partial \mathbf{x}} \end{cases} \quad (3.20)$$

avec $\mathbf{x} \in \mathbb{R}^n$ le vecteur d'état constitué des variables d'énergie dans le langage bond graph, \mathbf{J} est une matrice de structure de Poisson antisymétrique ($\mathbf{J} = -\mathbf{J}^T$), \mathbf{g} une matrice associée à des transformations conservatrices en puissance dans la structure de jonction de la représentation bond graph, \mathbf{S} une matrice associée aux phénomènes de dissipation, $\frac{\partial}{\partial \mathbf{x}}$ l'opérateur gradient par rapport à \mathbf{x} , H l'hamiltonien du

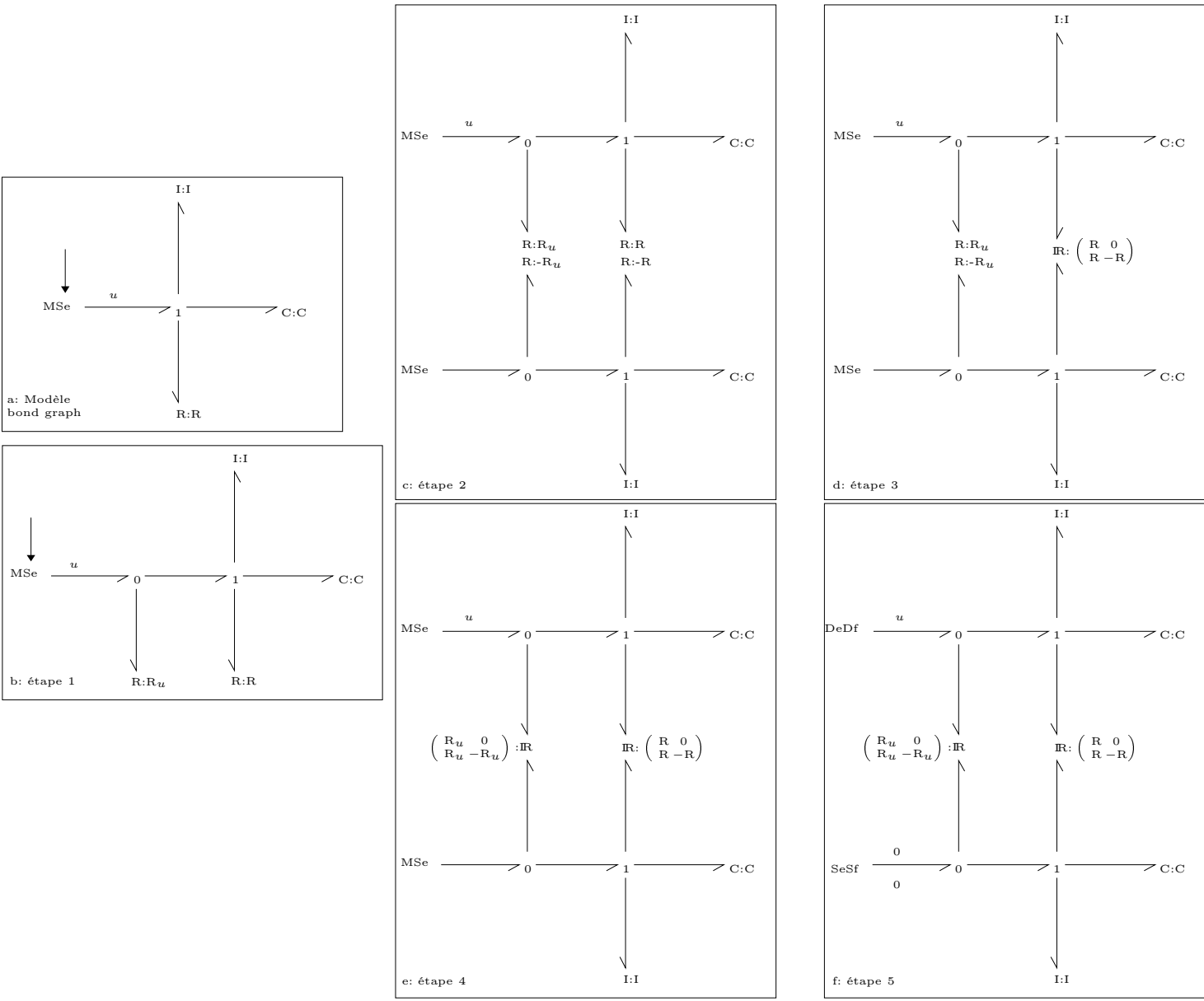


FIG. 3.81 – Illustration des étapes de la procédure.

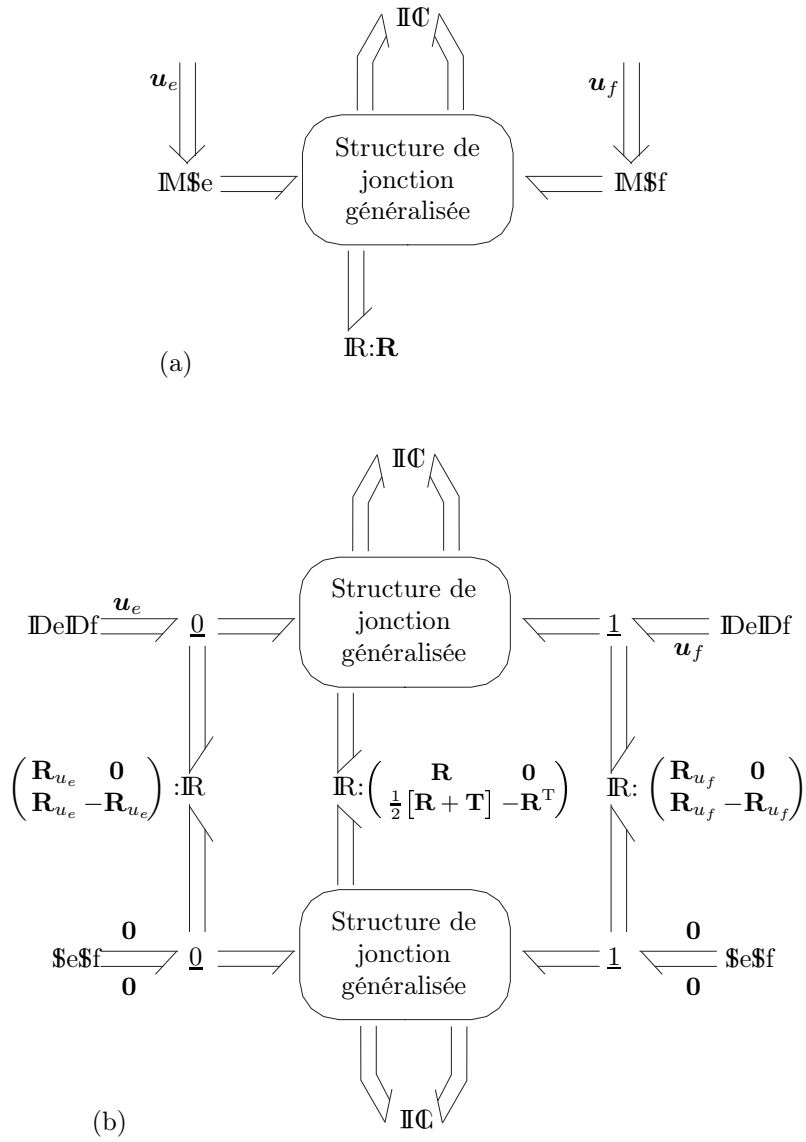


FIG. 3.82 – (a) Modèle bond graph et (b) bond graph du problème de commande optimale.

modèle représentant son énergie totale ($\frac{\partial H(\mathbf{x})}{\partial \mathbf{x}} = \mathbf{H} \cdot \mathbf{x}$ dans le contexte des systèmes linéaires), et $\mathbf{u} = \begin{bmatrix} \mathbf{u}_e^T & \mathbf{u}_f^T \end{bmatrix}^T \in \mathbb{R}^m$ et $\mathbf{y} \in \mathbb{R}^m$ les vecteurs des entrées et des sorties du modèle correspondant ici aux couples de variables de puissance duales sur les sources.

Principe de Pontryagin.

Le principe de Pontryagin est présenté ici de manière générale en non linéaire. Soit le modèle d'état (3.21) et l'indice de performance ou fonction coût V à minimiser (3.22) [Sch67, Tak72, Nai03].

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \quad (3.21)$$

$$V = \int_{t_0}^{t_f} \mathcal{L}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) dt \quad (3.22)$$

où $\mathbf{x} \in \mathbb{R}^n$ est le vecteur d'état, $\mathbf{u} \in \mathbb{R}^m$ le vecteur de commande dont chaque composante est supposée non bornée, \mathbf{f} est une fonction dérivable de \mathbf{x} et \mathbf{u} , et \mathcal{L} , le lagrangien, supposé être une fonction définie positive de \mathbf{x} et \mathbf{u} . La minimisation de l'indice de performance est considérée entre les états donnés initial $\mathbf{x}(t_0) = \mathbf{x}_0$ à l'instant t_0 et final $\mathbf{x}(t_f) = \mathbf{x}_f$ à l'instant t_f .

La première étape de la méthode de Pontryagin est la construction de la fonction de Pontryagin H_p donnée par :

$$H_p : \mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^m \longrightarrow \mathbb{R} \\ (\mathbf{x}, \boldsymbol{\lambda}, \mathbf{u}) \longmapsto H_p(\mathbf{x}, \boldsymbol{\lambda}, \mathbf{u}) = \mathcal{L}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) + \boldsymbol{\lambda}^T \cdot \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \quad (3.23)$$

où $\boldsymbol{\lambda} \in \mathbb{R}^n$ est le vecteur des variables de co-état (ou vecteur covariant) appelées traditionnellement les multiplicateurs de Lagrange du problème variationnel contraint associé, et l'indice « p » distingue la fonction de Pontryagin du problème d'optimisation de l'hamiltonien du système.

L'ensemble des $2n+m$ équations algébro-différentielles du premier ordre (3.24) fournit la solution optimale pour \mathbf{x} (n équations d'état), $\boldsymbol{\lambda}$ (n équations de co-état) et \mathbf{u} (m équations algébriques d'Euler en termes des composantes du vecteur \mathbf{u}) avec les conditions aux limites \mathbf{x}_0 et \mathbf{x}_f .

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = \frac{\partial H_p(\mathbf{x}, \boldsymbol{\lambda}, \mathbf{u})}{\partial \boldsymbol{\lambda}} \\ \dot{\boldsymbol{\lambda}} = -\frac{\partial H_p(\mathbf{x}, \boldsymbol{\lambda}, \mathbf{u})}{\partial \mathbf{x}} \\ \frac{\partial H_p(\mathbf{x}, \boldsymbol{\lambda}, \mathbf{u})}{\partial \mathbf{u}} = \mathbf{0} \end{cases} \quad (3.24)$$

Contrairement à la présentation classique du principe du maximum de Pontryagin, il est choisi de ne pas expliciter *a priori* les commandes optimales à partir des équations d'Euler en termes des composantes du vecteur \mathbf{u} . Il apparaîtra plus loin pourquoi ceci est préférable.

Application du principe de Pontryagin aux systèmes port-hamiltoniens.

Le principe de Pontryagin appliqué à l'indice de performance (3.19) avec les contraintes (3.20) fournit la fonction de Pontryagin (3.25) et le système d'équations (3.26) [Sch67, Nai03].

$$H_p = \frac{1}{2} \mathbf{u}^T \cdot \mathbf{R}_u^{-1} \cdot \mathbf{u} + \frac{1}{2} \mathbf{x}^T \cdot \mathbf{H} \cdot \mathbf{g}_R \cdot \mathbf{R}_R \cdot \mathbf{g}_R^T \cdot \mathbf{H} \cdot \mathbf{x} + \boldsymbol{\lambda}^T \cdot [\mathbf{J} - \mathbf{S}] \cdot \mathbf{H} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{g} \cdot \mathbf{u} \quad (3.25)$$

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = [\mathbf{J} - \mathbf{S}] \cdot \mathbf{H} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{g} \cdot \mathbf{u} \\ \dot{\boldsymbol{\lambda}} = -\frac{\partial}{\partial \mathbf{x}} \left[\frac{1}{2} \mathbf{x}^T \cdot \mathbf{H} \cdot \mathbf{g}_R \cdot \mathbf{R}_R \cdot \mathbf{g}_R^T \cdot \mathbf{H} \cdot \mathbf{x} \right] - [\boldsymbol{\lambda}^T \cdot [\mathbf{J} - \mathbf{S}] \cdot \mathbf{H}]^T \\ \mathbf{R}_u^{-1} \cdot \mathbf{u} + [\boldsymbol{\lambda}^T \cdot \mathbf{g}]^T = \mathbf{0} \end{cases} \quad (3.26)$$

avec, dans le contexte de la représentation bond graph partiellement dualisée [Bre85], \mathbf{R}_u la matrice diagonale des facteurs d'entrée, \mathbf{H} la matrice hessienne de l'énergie totale H , \mathbf{g}_R la matrice associée dans la structure de jonction à la transformation conservatrice en puissance entre les éléments de stockage et

les éléments R partiellement dualisés, \mathbf{R}_R la matrice caractéristique des éléments R partiellement dualisés ($\mathbf{S} = \mathbf{g}_R \cdot \mathbf{R}_R \cdot \mathbf{g}_R^T$).

Le changement de variable $\mathbf{x}_\lambda = \mathbf{H}^{-1} \cdot \boldsymbol{\lambda}$ permet de récrire le système (3.26) en termes de variables d'énergie dans le langage bond graph :

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = [\mathbf{J} - \mathbf{S}] \cdot \mathbf{H} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{g} \cdot \mathbf{u} \\ \dot{\mathbf{x}}_\lambda = -\mathbf{g}_R \cdot \frac{1}{2} [\mathbf{R}_R + \mathbf{R}_R^T] \cdot \mathbf{g}_R^T \cdot \mathbf{H} \cdot \mathbf{x} + [\mathbf{J} + \mathbf{g}_R \cdot \mathbf{R}_R^T \cdot \mathbf{g}_R^T] \cdot \mathbf{H} \cdot \mathbf{x}_\lambda \\ \mathbf{R}_u^{-1} \cdot \mathbf{u} + [\boldsymbol{\lambda}^T \cdot \mathbf{g}]^T = \mathbf{0} \end{cases} \quad (3.27)$$

L'interprétation des différents termes de (3.27) permet la mise en place de la représentation bond graph générique de la figure 3.82b. Ainsi, la première équation, correspondant au modèle original sur lequel porte le problème d'optimisation, est associée à la structure de jonction supérieure, l'élément IC multiport et l'élément R multiport (matrice bloc diagonale supérieure de la matrice caractéristique). Dans la deuxième équation, le second terme du second membre est représenté par la structure de jonction inférieure connectée à l'élément IC multiport et l'élément R multiport (matrice bloc diagonale inférieure de la matrice caractéristique). Le premier terme du second membre traduit le couplage entre les deux représentations précédentes et est associé à la matrice bloc extra diagonale inférieure de la matrice caractéristique de l'élément R multiport. Enfin, la troisième équation de (3.27) est associée aux représentations latérales comprenant les jonctions tableaux, les éléments R multiport caractérisés, entre autres, par les matrices des facteurs d'entrée, les double sources imposant efforts et flux nuls et les double détecteurs. Ces derniers éléments montrent les rôles de sortie maintenant attribués, dans le problème de optimisation, aux entrées du modèle.

Enfin, dans l'application de la procédure, il est possible d'impliquer tout ou partie des entrées et des phénomènes de dissipation dans le problème de commande optimale et plus précisément dans l'indice de performance. Il n'est pas difficile de voir que cette procédure s'applique toujours. Dans ce cas, les éléments R correspondant restent découplés à l'étape 3 de la procédure pour les phénomènes de dissipation non impliqués. De la même façon, pour les entrées exclues du problème de commande optimale, les sources correspondantes ne sont pas remplacées par des double détecteurs et aucun élément R n'est ajouté à l'étape 1 de la procédure.

Remarques importantes

Condition suffisante.

Le système optimal (3.24) provenant des conditions d'Euler-Lagrange sur la fonction de Pontryagin représentent des conditions nécessaires pour l'existence d'un extremum. Pour déterminer si cet extremum est un minimum, un maximum ou aucun des deux, il faut inspecter la deuxième variation de la fonctionnelle dans l'indice de performance. Ceci peut être effectué en étudiant la définition de signe de la matrice $\mathbf{\Pi}$ (équation 3.28) [Nai03, Agr99].

$$\mathbf{\Pi} = \left(\begin{array}{cc} \frac{\partial^2 H_p}{\partial \mathbf{x}^2} & \frac{\partial^2 H_p}{\partial \mathbf{x} \partial \mathbf{u}} \\ \frac{\partial^2 H_p}{\partial \mathbf{x} \partial \mathbf{u}} & \frac{\partial^2 H_p}{\partial \mathbf{u}^2} \end{array} \right)_{\mathbf{u}=\mathbf{u}_{\text{opt}}} \quad (3.28)$$

où H_p est la fonction de Pontryagin, \mathbf{x} le vecteur d'état, \mathbf{u} le vecteur de commande, et l'indice « $\mathbf{u}=\mathbf{u}_{\text{opt}}$ » indique que les termes sont évalués pour la commande optimale.

Pour le problème en question, la fonction de Pontryagin est donnée par l'équation (3.25). L'expression de la matrice $\mathbf{\Pi}$ est dans ce cas :

$$\mathbf{\Pi} = \left(\begin{array}{cc} \mathbf{Q} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{R}_u \end{array} \right)_{\mathbf{u}=\mathbf{u}_{\text{opt}}} \quad (3.29)$$

où $\mathbf{Q} = \mathbf{H} \cdot \mathbf{g}_R \cdot \mathbf{R}_R \cdot \mathbf{g}_R^T \cdot \mathbf{H} = \mathbf{HSH}$.

Par hypothèse, \mathbf{R}_u est diagonal avec des éléments positifs donc il est suffisant d'étudier la matrice \mathbf{Q} [Gan66, Ayr74]. Dans le cas particulier où les éléments R multiport ont des matrices caractéristiques définies positives, il peut être conclu au minimum.

Comportement instable.

L'instabilité du système de commande optimale (3.24) est une propriété établie [Lew95]. Sans approfondir le développement, cette propriété peut être observée en inspectant la matrice d'état correspondant aux deux premières équations de (3.27) en rappelant que $\mathbf{S} = \mathbf{g}_R \cdot \mathbf{R}_R \cdot \mathbf{g}_R^T$. En effet, la trace tr_{opt} de cette matrice est donnée par :

$$\begin{aligned} \text{tr}_{\text{opt}} &= \text{tr}([\mathbf{J} - \mathbf{S}] \cdot \mathbf{H}) - \text{tr}(\mathbf{H} \cdot [\mathbf{J}^T - \mathbf{S}^T]) \\ &= \text{tr}([\mathbf{J} - \mathbf{S}] \cdot \mathbf{H}) - \text{tr}([\mathbf{J} - \mathbf{S}] \cdot \mathbf{H}) \\ &= 0, \end{aligned}$$

puisque pour toute matrice \mathbf{M} , $\text{tr}(\mathbf{M}) = \text{tr}(\mathbf{M}^T)$.

La trace d'une matrice est un invariant et égale à la somme des valeurs propre. Pour le système de commande optimale constitué des deux premières équations de (3.27), ceci signifie que s'il existe au moins une valeur propre à partie réelle négative, alors il en existe une à partie réelle opposée. Le système de commande optimale est donc nécessairement instable. Cet aspect est essentiel pour la simulation numérique de ce type de problème sachant que les conditions aux limites n'ont aucune incidence sur ce résultat.

Forme ordinaire des équations différentielles.

Le système (3.20), considéré pour la démonstration du bien-fondé de la procédure, est supposé implicitement être un système d'équations différentielles ordinaires. Ceci correspond pour le modèle à un bond graph causal sans chemin causal d'ordre zéro qui révélerait sinon des équations algébriques dans le modèle [van94] (l'index du système algébro-différentiel serait dans ce cas supérieur à 0). En fait, la procédure s'applique toujours dans une large mesure lorsqu'il existe des chemins causaux d'ordre zéro dans le bond graph causal. La condition est que ces chemins causaux d'ordre zéro soient résolubles par rapport à une variable algébrique de sorte que le système algébro-différentiel puisse être transformé en un différentiel ordinaire. C'est la grande majorité des cas. Des cas défavorables existent lorsque des chemins causaux d'ordre zéro de classe 3 ou 4 touchent des chemins de classe 1. Ceci correspond à des boucles causales entre un élément de stockage en causalité intégrale et un en causalité dérivée, touchant une maille causale ou un cycle causal de gain non unitaire [van94]. Ce cas rare est exclu de la procédure proposée.

Exemple d'application : un moteur à courant continu

Une chaîne d'actionnement est présentée sur la figure 3.83. Il consiste en un circuit d'armature composé d'une source de tension u , une résistance R et une inductance L . Le couplage électromécanique est caractérisé par une constante de couple k_c et du côté mécanique, une inertie moteur J_m , un frottement sur rotor de type visqueux (paramètre b_m), un réducteur (paramètre $1/N$) avec une raideur k , l'inertie de la charge J_c et un frottement sur l'arbre de sortie de type visqueux (paramètre b_c) sont pris en compte. Le modèle est linéaire et, dans le contexte de la commande optimale, l'objectif est, pour des conditions initiale à t_0 et finale à t_f données, de déterminer u avec l'indice de performance (3.30) qui correspond à la minimisation de l'entrée et d'une certaine énergie de dissipation dans le système.

$$V = \int_{t_0}^{t_f} \frac{1}{2} \left(\frac{u^2}{R_u} + P_R + P_{b_c} \right) dt \quad (3.30)$$

où R_u est le facteur d'entrée, P_R est la puissance électrique dissipée et P_{b_c} la puissance dissipée sur l'arbre de sortie.

La représentation bond graph de ce moteur à courant continu est donnée sur la figure 3.84. Elle est composée d'une source d'effort modulée MSe pour la source de tension, de trois éléments I pour les trois phénomènes de stockage d'énergie associés respectivement à l'énergie magnétique, et aux énergies

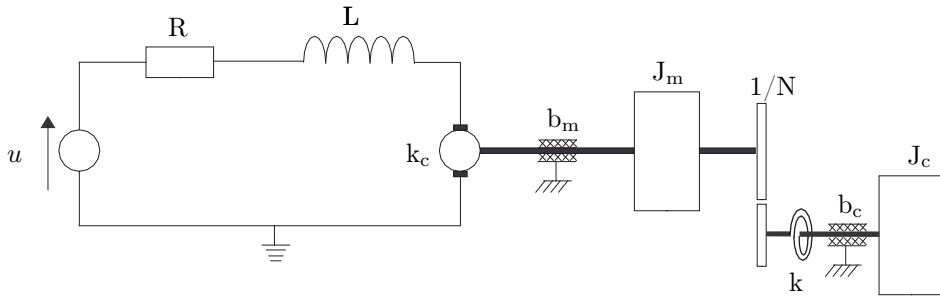


FIG. 3.83 – Schéma d'une chaîne d'actionnement.

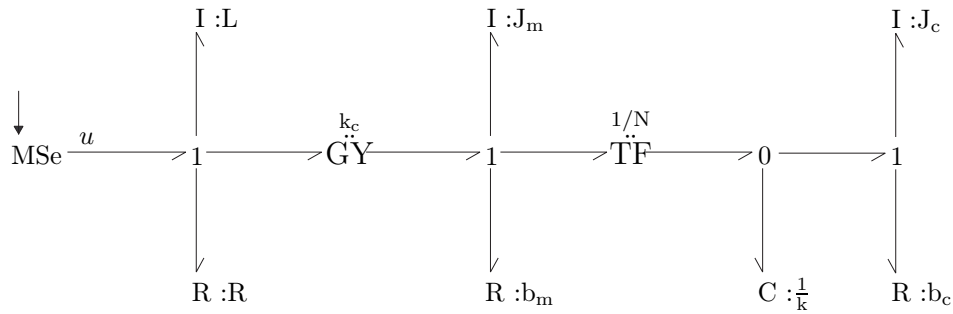


FIG. 3.84 – Représentation bond graph du moteur à courant continu avec arbre de sortie.

cinétiques du rotor et de l'arbre de sortie en rotation, d'un élément C pour le phénomène de stockage d'énergie associé à la raideur du réducteur, et de trois éléments R pour les phénomènes de dissipation dans le circuit électrique, et pour les frottements sur le rotor et l'arbre de sortie. L'élément GY représente le couplage électromécanique et l'élément TF est associé à la partie conservatrice en puissance du réducteur.

L'indice de performance (3.30) n'implique que les éléments R de droite et de gauche de cette représentation.

L'application de la procédure, et plus particulièrement, les cinq premières étapes fournissent le bond graph bicausal de la figure 3.85. L'affectation bicausale, telle que présentée sur ce bond graph, permet d'obtenir le système (3.31). Ceci constitue l'étape finale de la procédure.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \dot{p}_1 = -\frac{R}{L}p_1 - \frac{k_c}{J_m}p_2 - \frac{R_u}{L}p_{\lambda_1} \\
 \dot{p}_2 = \frac{k_c}{L}p_1 - \frac{b_m}{J_m}p_2 - \frac{k}{N}q_3 \\
 \dot{q}_3 = \frac{1}{J_m N}p_2 - \frac{1}{J_c}p_4 \\
 \dot{p}_4 = kq_3 - \frac{b_c}{J_c}p_4 \\
 \dot{p}_{\lambda_1} = -\frac{R}{L}p_1 + \frac{R}{L}p_{\lambda_1} - \frac{k_c}{J_m}p_{\lambda_2} \\
 \dot{p}_{\lambda_2} = \frac{k_c}{L}p_{\lambda_1} + \frac{b_m}{J_m}p_{\lambda_2} - \frac{k}{N}q_{\lambda_3} \\
 \dot{q}_{\lambda_3} = \frac{1}{J_m N}p_{\lambda_2} - \frac{1}{J_c}p_{\lambda_4} \\
 \dot{p}_{\lambda_4} = -\frac{b_c}{J_c}p_4 + kq_{\lambda_3} + \frac{b_c}{J_c}p_{\lambda_4} \\
 u = -\frac{R_u}{L}p_{\lambda_1} \\
 y = \frac{1}{L}p_1 - \frac{1}{L}p_{\lambda_1}
 \end{array} \right. \quad (3.31)$$

L'application du principe de maximum de Pontryagin conduirait, par des développements analytiques, au même résultat comparé à l'approche exclusivement graphique du bond graph pour obtenir ces équations.

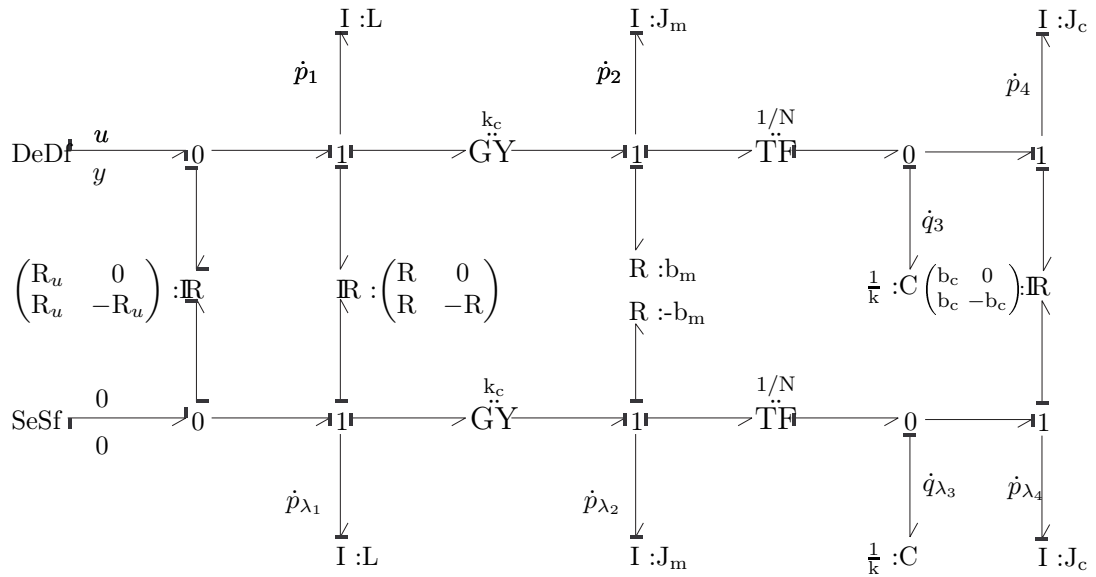


FIG. 3.85 – Représentation bond graph bicausale du problème d’optimisation d’un moteur à courant continu avec arbre de sortie.

3.3.1.3 Méthodes et algorithmes pour l’optimisation

Une des perspectives des travaux sur l’optimisation est l’exploitation en simulation de la formulation bond graph. Cependant, contrairement au problème de la valeur initiale (problème de Cauchy), la solution d’un problème d’optimisation doit satisfaire des conditions aux limites à savoir sur le temps et l’état initiaux et finaux. La spécificité de ce type de problème a motivé le sujet de stage de Master Recherche de Guillaume Schulz (2005) sur un état de l’art des méthodes et algorithmes numériques pour l’optimisation.

Une première étape importante a été de classer les méthodes numériques par rapport aux types de problème d’optimisation. Cette classification doit aider à choisir la ou les méthodes les plus pertinentes pour les problèmes d’optimisation abordés dans le contexte de la méthodologie de dimensionnement développée au LAI.

Au niveau hiérarchique le plus haut de cette classification, sont distinguées cinq catégories : les problèmes d’optimisation statique, d’optimisation dynamique, d’optimisation discrète, d’optimisation avec incertitudes, et d’optimisation multi-objectifs. Le contexte de dimensionnement positionne les problèmes abordés dans la deuxième catégorie. Celle-ci correspond aux problèmes où le temps intervient et le point de vue mathématique associé traite de l’extrémalisation d’une fonctionnelle. Cependant, les investigations ont également porté sur la première catégorie des problèmes d’optimisation statique pour avoir une vision plus large et plus pertinente des différents principes de résolution et des méthodes qui les accompagnent. Les autres catégories sont pour l’instant simplement évoquées.

Un premier constat est l’existence d’un grand nombre de méthodes qui, soit reposent sur des principes distincts et sont associées à des problèmes d’optimisation spécifiques et différents, soit appartiennent à une famille de méthodes qui sont des variantes les unes par rapport aux autres traitant de la même catégorie de problèmes d’optimisation. La multiplicité des méthodes tient à la variété des problèmes d’optimisation par rapport à un certain nombre de concepts/objets mathématiques clés présents dans tout problème d’optimisation.

Le premier de ces objets est l’indice de performance indiquant ce que l’on recherche à extrémaliser. Il est caractérisé par sa forme (algébrique, différentielle et/ou intégrale), porte sur l’entrée, l’état, la sortie, les paramètres, une erreur et/ou une énergie, et il peut être de type quadratique. Le deuxième objet est l’ensemble des contraintes sous lesquelles doit être menée l’optimisation et qui restreint l’espace des solutions. Ces contraintes sont de forme algébrique, différentielle et/ou intégrale, portent sur l’entrée, sur

l'état, les paramètres et/ou le temps, sont de type égalité et/ou inégalité. Enfin, les derniers objets sont les conditions aux limites. Elles sont initiales et finales, portent sur le temps et l'état, sont libres, fixes ou doivent vérifier certaines relations.

La diversité des méthodes est donc liée à la nature statique ou dynamique du problème d'optimisation, à la forme linéaire ou non linéaire des relations et expressions impliquées, leur forme continue ou discrète, la présence ou non de contraintes et le type égalité ou inégalité de ces contraintes. Il est à noter que dans le contexte des systèmes physiques, les problèmes d'optimisation comportent inévitablement des contraintes sur les paramètres ou les variables. Enfin, dans la résolution d'un problème d'optimisation, il est également intéressant de distinguer l'approche directe de celle indirecte [Pun72]. L'approche directe correspond essentiellement à une formulation *a priori* discrétisée pour un calcul d'emblée numérique du problème d'optimisation. L'approche indirecte, quant à elle, est analytique pour la recherche de la solution exacte. L'approche directe implique un processus itératif de comparaison de valeurs calculées successivement par une certaine méthode numérique. Néanmoins, la résolution *in fine* dans l'approche indirecte fera généralement également appel à une phase numérique et donc à une discrétisation de la formulation mais *a posteriori* cette fois-ci. La différence dans l'approche indirecte est la diminution du nombre d'itérations pour la détermination de la solution sachant que l'idéal est de trouver la solution analytique à partir de la résolution des équations du problème. Ce cas de figure est mathématiquement illusoire en pratique dans des problèmes très généraux. Certaines méthodes, qualifiées de semi-directes, recherchent une solution par itération après une reformulation analytique du problème initial. Enfin, une difficulté supplémentaire dans la résolution d'un problème d'optimisation est liée à l'existence dans la plupart des cas d'extrémums locaux qui ne garantissent pas la détermination d'un extrémum global. Ce dernier point est lié aux propriétés de convexité et concavité des fonctions caractérisant le problème d'optimisation [Pun72, Diw03].

Optimisation statique

Cette catégorie traite de problèmes où le temps n'intervient pas. L'objectif est généralement la détermination d'un ensemble de paramètres et le problème mathématique associé est l'extrémalisation de fonction. Dans cette catégorie, la programmation linéaire se réfère à une formulation où les fonctions de l'indice de performance et des contraintes, si elles existent, sont linéaires. La programmation non linéaire correspond à une formulation où les fonctions de l'indice de performance et/ou des contraintes sont non linéaires. La classification qui suit reprend un certain nombre de grands problèmes de cette catégorie et les méthodes associées.

1. Problème sans contrainte : extrémum d'une fonction [Pun72].
2. Problème avec contraintes [Pun72, Diw03] :
 - (a) programmation linéaire, contraintes de type inégalité : méthode du simplexe (Dantzig, 1947) [Pun72, Diw03]; méthode duale du simplexe (échange des rôles indice de performance et contraintes); méthode « big M »; « two phase simplex method »; méthode des points intérieurs,
 - (b) programmation non linéaire :
 - i. contraintes de type égalité : méthode des multiplicateurs de Lagrange,
 - ii. contraintes de type inégalité : programmation convexe de Kuhn-Tucker (Karush (1939), Kuhn-Tucker (1951)),
 - iii. fonction coût et contraintes sous forme de courbes expérimentales : linéarisation par tronçons,
 - iv. points expérimentaux : programmation linéaire paramétrique (paramètres ajustables),
 - v. programmation convexe séparable (fonction coût : $\sum_{j=1}^n \phi_j(x_j)$) : linéarisation par tronçons (entre autres),
 - vi. programmation quadratique (contraintes $Ax = b$, fonction coût $x^T Cx$ avec C carrée, contraintes limites $x \geq 0$) : méthode de Kuhn-Tucker.

3. Problème à indice de performance et contraintes inconnus mathématiquement (uniquement par mesure), problème de recherche extrême [Pun72] :
 - (a) problème unidimensionnel : méthode de Fibonacci,
 - (b) problème multidimensionnel : méthode de la plus grande pente, recherche par configuration.

Remarques

Il est à noter dans cette classification que certaines classes n'apparaissent pas car allant de soi. C'est le cas d'un problème de programmation linéaire avec contraintes de type égalité où la solution, lorsqu'elle existe, se situe simplement à l'intersection d'hyperplans dans le cas multidimensionnel.

Cas 2a : en programmation linéaire, la méthode du simplexe repose sur le fait que la solution se situe à un sommet d'un polyèdre convexe. La méthode des points intérieurs est issue de la programmation non linéaire et explore l'espace intérieur d'un polyèdre convexe jusqu'à l'extremum. Cette méthode devient plus intéressante que la méthode du simplexe pour des problèmes de grande dimension et quand il n'y a pas d'information *a priori* sur la solution. S'agissant de formulation linéaire, les méthodes numériques pour la résolution sont essentiellement basées sur les méthodes matricielles. Les méthodes « big M » et simplexe à deux phases permettent de s'affranchir des conditions de faisabilité initiale pour le démarrage de l'algorithme de recherche d'optimum [Diw03].

Cas 2b : la résolution numérique de cette classe de problèmes porte sur des équations algébriques non linéaires. La méthode de base est celle de Newton-Raphson. Les formulations en programmation non linéaire nécessitent d'avoir des informations sur le hessien. Ceci a donné naissance à des méthodes quasi-Newton comme celle de Broyden, Fletcher, Goldfarb et Shanno, celle du gradient réduit généralisé bien adaptée pour un nombre élevé de contraintes linéaires, ou la programmation quadratique séquentielle pour des problèmes très non linéaires [Diw03].

Cas 2(b)ii : la programmation convexe de Kuhn-Tucker traite d'un problème de programmation non linéaire le plus général à savoir où les contraintes sont linéaires ou non linéaires et sous forme d'égalités ou d'inégalités. Elle repose sur un théorème montrant, dans le cas où les fonctions des contraintes sont continues convexes, et la fonction de l'indice de performance est continue concave, l'existence de multiplicateurs de Lagrange et l'application des conditions d'extremum à une fonction augmentée. Dans le cas où les contraintes sont de type inégalité, la résolution est une bascule entre plusieurs systèmes d'équations suivant la violation ou non des inégalités et donc, l'activation ou non des multiplicateurs de Lagrange [Diw03].

Cas 2(b)iii et 2(b)iv : les principes de la linéarisation par tronçons et de la programmation linéaire paramétrique sont de ramener le problème non linéaire à une formulation de programmation linéaire.

Cas 3a : par la méthode de Fibonacci, la recherche extrême ne garantit qu'un extrémum local et non absolu. Dans le cas multidimensionnel, cette méthode peut être utile pour déterminer une solution approximative [Pun72].

Cas 3b : la méthode de la plus grande pente est à rapprocher de la méthode des gradients dans le cas où l'indice de performance et les contraintes sont connus mathématiquement [Pun72]. La méthode de recherche par configuration complète la précédente pour éviter des extrémums locaux.

Optimisation dynamique

Cette catégorie concerne les problèmes d'optimisation où le temps apparaît (ou plus généralement où les variables sont des fonctions d'une variable indépendante) et correspond du point de vue mathématique à l'extrémalisation de fonctionnelle. L'objectif est ici la détermination de variables et, dans ce contexte, le problème spécifique de commande optimale, qui est de déterminer une variable en entrée d'un modèle dynamique, prend une large place. Quatre grandes approches traitant la résolution des problèmes d'optimisation dynamique ont été répertoriées. Contrairement à la catégorie des problèmes d'optimisation statique, la classification est présentée non pas par type de problèmes d'optimisation mais par les approches pour leur résolution.

1. Méthodes variationnelles [Pun72, Diw03, Nai03] :

- (a) méthode variationnelle classique [Pun72], conditions d'Euler-Lagrange ou équations d'Euler :
 - i. problème de Bolza (1913) : formulation la plus générale sur l'indice de performance et les contraintes,
 - ii. problème de Mayer (1878) : la forme intégrale de l'indice de performance disparaît,
 - iii. problème de Lagrange (1762) : la forme algébrique sur les conditions initiales et finales de l'indice de performance disparaît,
 - (b) méthode de Pontryagin et formulation associée (Pontryagin, 1956) [Pun72].
2. Programmation dynamique (Bellman, 1957) [Pun72, Diw03, Nai03], principe d'optimalité de Bellman :
- (a) exploration en avant,
 - (b) exploration en arrière,
 - (c) méthode branches et limites :
 - i. stratégie profondeur en premier,
 - ii. stratégie largeur en premier,
 - (d) équation d'Hamilton-Jacobi-Bellman [Nai03],
 - (e) décomposition de Bender généralisée,
 - (f) « outer-approximation »,
 - (g) recuit simulé,
 - (h) algorithmes génétiques,
 - (i) programmation dynamique stochastique : pour les problèmes incertains en optimisation dynamique [Diw03].
3. Méthode des gradients [Pun72] :
- (a) méthode de relaxation de Merriam III,
 - (b) approximations autour des conditions initiales inconnues,
4. Recherche extrémale [Pun72] :
- (a) méthode de blocage de l'extrémum : évolution de l'entrée dans le sens de l'extrémum pour l'indice de performance (fonctionnement en moyenne autour de l'extrémum),
 - (b) méthode du diviseur : différentiation de l'indice de performance par rapport à l'entrée qui est forcée dans le sens qui réduit la pente à zéro,
 - (c) recherche par commutation : l'entrée varie à vitesse constante en commutant en signe.

Remarques

Cas 1 : l'approche variationnelle fournit un système d'équations algébro-différentielles dont la résolution permet d'obtenir la solution exacte au problème d'optimisation donné. C'est une méthode indirecte. La résolution est souvent difficile d'où le recours nécessaire à des méthodes numériques d'intégration. Comme il a déjà été signalé auparavant, la difficulté est ici d'appréhender numériquement un problème aux conditions aux limites initiales et finales.

Cas 2 : la programmation dynamique repose sur le principe d'optimalité de Bellman qui établit qu'une politique est optimale si et seulement si, à un état intermédiaire, la politique pour le chemin à suivre jusqu'à l'état final est optimale. La programmation dynamique est une méthode directe qui nécessite la discrétisation du problème s'il est continu. Elle présente comme avantage de ne pas causer de difficultés particulières par rapport aux contraintes, aux non linéarités, et aux discontinuités contrairement à l'approche variationnelle. Cependant, elle peut trouver ses limites dues à la nécessité d'une grande capacité mémoire. Cet aspect est appelé problème de dimensionalité. La programmation dynamique étant par nature discrétisée, on retrouve les méthodes apparaissant en optimisation discrète.

Cas 2d : l'équation de Hamilton-Jacobi-Bellman part de l'application du principe d'optimalité de Bellman à l'indice de performance pour fournir une équation aux dérivées partielles dont la solution est l'indice de performance lui-même. Cette approche appartient aux méthodes indirectes et dans le cas général, l'équation est difficile à résoudre.

Cas 3 : la méthode des gradients est une méthode intermédiaire entre les méthodes indirectes issues du calcul variationnel et la méthode de programmation dynamique qui est une méthode directe. Dans le contexte de la commande optimale, elle repose sur le calcul des variations pour mettre en place un schéma analytique de base permettant, de manière numérique ensuite, de partir d'une solution non optimale de la commande et de calculer par itérations la commande qui extrémalise l'indice de performance. La calcul de récurrence pour la commande se base sur le gradient de l'indice de performance l'amenant vers son extremum. Dans le schéma analytique apparaît le système adjoint de la même façon que pour la méthode de Pontryagin (*cf.* paragraphe sur la commande optimale ci-après). La différence ici est qu'à chaque itération, les valeurs des variables d'état et adjointes ne sont pas optimales jusqu'à ce que l'extrémum soit atteint [Pun72]. La méthode des gradients s'affranchit ainsi du problème lié aux conditions aux limites lors d'une intégration grâce à sa procédure récurrente.

Cas 4 : cette approche correspond, comme il a été évoqué pour les problèmes d'optimisation statique, au cas où l'indice de performance et les contraintes ne sont pas connus mathématiquement mais accessibles par la mesure. Les méthodes envisagées dans cette approche visent non seulement à atteindre l'extrémum mais à maintenir le dispositif en cet extrémum qui peut varier dans le temps. Ces méthodes reposent généralement sur une démarche intuitive et rentrent dans le contexte de la commande de système. Elles sont essentiellement mono-dimensionnelles et difficilement transposables au cas multi-dimensionnel.

Certaines méthodes visent à solutionner le problème des conditions aux limites, d'autres le problème de dimensionalité. Elles complètent les approches évoquées précédemment.

1. Conditions aux limites [Pun72] :

- (a) processus d'approximation autour de la fonction inconnue optimale de la commande : proche de la méthode des gradients, celle-ci fait évoluer la commande sur la base de l'équation d'Euler par rapport à la commande et non suivant la pente la plus raide de l'indice de performance.
- (b) Stratégie combinée basée sur l'immersion invariante.
- (c) Méthode de Greenspan : discrétisation de la fonction commande.
- (d) Méthode du tir simple et des tirs multiples [Agr99, Jab05].
- (e) Méthode de collocation [Agr99].
- (f) Méthode des différences finies [Agr99].

2. Problème de dimensionalité :

- (a) méthode de Larson : programmation dynamique à incrément d'état,
- (b) méthode de Durling : programmation dynamique à approximations successives.

Le domaine de la commande optimale occupant une part importante de l'optimisation dynamique, la classification suivante lui est entièrement consacrée. Elle présente différents problèmes de commande optimale et les méthodes les accompagnant. Bien que la technique à la base du calcul variationnel et utilisant, entre autres, les conditions d'Euler-Lagrange puisse être utilisée, les méthodes présentées dans la classification suivante sont essentiellement basées sur le principe de Pontryagin. Ce principe découle toutefois du calcul variationnel.

Commande optimale [Nai03]

1. Problème LQR, indice de performance quadratique en la sortie ou en l'état :

- (a) modèle linéaire variant dans le temps :
 - i. en temps fini : résolution de l'équation différentielle de Riccati pour déterminer les coefficients couplant l'état et l'état adjoint, puis détermination du gain de Kalman,
 - ii. en temps infini,
 - iii. à conditions finales fixées : résolution de l'équation différentielle inverse de Riccati,
- (b) modèle linéaire invariant dans le temps :
 - i. en temps infini : résolution de l'équation algébrique de Riccati.

- ii. en temps infini et degré de stabilité : l'indice de performance est pondéré par un exponentiel.
- 2. Problème LQT, indice de performance quadratique en l'erreur sur la sortie :
 - (a) modèle linéaire variant dans le temps, en temps fini : résolution des équations différentielles de Riccati et du vecteur,
 - (b) modèle linéaire invariant dans le temps, en temps infini : résolution des équations algébriques de Riccati et du vecteur.
- 3. Commande en temps minimal et contraintes sur l'entrée : commande bang-bang.
- 4. Commande à entrée minimale et contraintes sur l'entrée : commande bang-off-bang.
- 5. Commande à énergie minimale et contraintes sur l'entrée : fonction saturation sur la commande.
- 6. Commande optimale avec contraintes sur l'état :
 - (a) méthode de la fonction pénalité,
 - (b) Slack variable method ou méthode Valentine.

Remarques

De manière générale, l'approche par la méthode de Pontryagin permet de déterminer une commande en boucle ouverte, alors que la détermination du gain de Kalman via l'équation de Riccati permet de définir une commande en boucle fermée. La classification présente des problèmes d'optimisation continus en temps. Pour les problèmes d'optimisation discrets en temps, les formulations discrètes ou la programmation dynamique peuvent être utilisées. La prise en compte de contraintes de type inégalité sur l'état ou l'entrée nécessite de basculer entre différents ensembles d'équations suivant la violation ou non des contraintes et donc, l'activation ou non des multiplicateurs de Lagrange correspondants. Dans un certain nombre de problèmes de commande optimale, les méthodes de programmation dynamique et les équations de Hamilton-Jacobi-Bellman sont également retrouvées.

Cas 1 : LQR pour Linear Quadratic Regulation. Le problème de la régulation correspond au maintien de la sortie ou de l'état à la valeur nulle. La résolution de l'équation différentielle de Riccati se fait hors-ligne et à rebours ce qui permet de s'affranchir des problèmes des conditions aux limites initiales et finales. La méthode permet de mettre en place une commande en boucle fermée. Concernant le problème de conditions finales fixées, la différence avec les deux cas précédents réside dans l'utilisation des conditions de transversalité changeant les conditions aux limites sur l'état adjoint.

Cas 2 : LQT pour Linear Quadratic Tracking. Ce cas correspond au problème du suivi de trajectoire.

Cas 3 : l'indice de performance est ici simplement le temps. Pour les problèmes de commande en temps minimal, le principe est de placer la commande à sa valeur maximale admissible en valeur absolue à tout moment. Dans ce type de problème, il existe une séquence prédéfinie de bascules de l'entrée entre ses valeurs minimale et maximale.

Cas 4 : l'indice de performance porte sur les valeurs absolues des entrées. Pour ce type de problème, la commande bascule entre ses valeurs minimale, nulle et maximale.

Cas 5 : l'indice de performance porte sur une forme quadratique de l'entrée.

Cas 6a : dans ce cas, une variable supplémentaire est définie qui applique une fonction Heaviside unité aux contraintes en l'état.

Cas 6b : les inégalités sur l'état sont transformées en égalités en introduisant des variables intermédiaires mesurant les écarts aux égalités.

Optimisation discrète [Pun72, Diw03]

L'optimisation discrète correspond au cas où les paramètres ou les variables prennent des valeurs discrètes. Les problèmes de cette catégorie peuvent être couplés à des problèmes de programmation linéaire ou non linéaire. Parmi les méthodes disponibles, il y a la programmation dynamique (exploration en avant ou en arrière), la méthode « branches et limites » en stratégie « profondeur en premier » ou « largeur en premier », les algorithmes « Generalized Bender's Decomposition » et « Outer-Approximation ». Pour

les problèmes d'optimisation discrète couplés à des problèmes de programmation non linéaire, il y a les méthodes probabilistiques telles que le recuit simulé et les algorithmes génétiques. Certaines de ces méthodes pour des problèmes d'optimisation dynamique où la formulation est d'emblée discrétisée sont retrouvées.

Optimisation avec incertitudes

Cette catégorie correspond aux problèmes d'optimisation où il existe des incertitudes sur les paramètres ou les variables objets de l'optimisation. Ces problèmes sont aussi appelés problèmes d'optimisation stochastique [Diw03].

Optimisation multi-objectifs [Diw03]

Cette catégorie se réfère aux problèmes où plusieurs indices de performance sont à optimiser. Ce type de problème fait généralement appel à un compromis.

3.3.1.4 Vers la simulation numérique

Détermination du co-état initial dans le cas linéaire

Les travaux engagés sur la traduction d'un problème d'optimisation dans le langage bond graph, avec comme perspective le couplage à la méthodologie de dimensionnement développée au LAI, correspondent à la catégorie des problèmes d'optimisation dynamique. Les premiers développements, traitant de la commande optimale, reposent sur l'approche analytique du cas 1b. La procédure présentée section 3.3.1.2 permet d'obtenir de manière systématique le système d'équations fournissant la solution du problème d'optimisation à partir d'une représentation bond graph. La résolution de ce système correspond à un problème de résolution d'équations algèbro-différentielles aux conditions aux limites. La limitation des méthodes dédiées au problème de la valeur initiale réside dans leur incapacité à garantir de mener la solution aux conditions finales prescrites dans le problème d'optimisation. Pour faire face à cet obstacle, plusieurs pistes sont possibles comme :

- méthode directe : cette approche consiste à discrétiser d'emblée le problème (indice de performance -3.19- et modèle du système) faisant perdre du même coup, tout le bénéfice de l'approche bond graph,
- méthode de tir [Agr99, Jab05] : cette approche, consistant à atteindre la solution par des simulations successives à partir d'un état estimé, est en cours d'étude,
- méthode globale de résolution [Ber05] : cette approche consiste à discrétiser, sur tout l'intervalle de temps spécifié dans le problème d'optimisation, le système d'équations obtenu de l'exploitation analytique de la représentation bond graph,
- méthode du co-état initial : dans le contexte linéaire, cette approche consiste à déterminer les conditions initiales sur le co-état pour transformer le problème aux conditions aux limites en un problème de la valeur initiale [Agr99, Dol05].

Dans le cadre de la thèse de Bogdan Chereji, les derniers travaux portent sur la dernière méthode. Ils reposent sur la possibilité, en linéaire, de déterminer la solution formelle d'un système homogène autonome. En effet, les deux premières équations de (3.27), en substituant à \mathbf{u} son expression en fonction de \mathbf{x}_λ obtenue à partir de la troisième équations de (3.27) et du changement de variable, constituent un tel système. Mis sous une forme simple, ce système s'écrit :

$$\dot{\mathbf{x}}_a = \mathbf{A}_a \mathbf{x}_a \quad (3.32)$$

où $\mathbf{x}_a = [\mathbf{x}^T \quad \mathbf{x}_\lambda^T]^T$ et $\mathbf{A}_a = \begin{pmatrix} [\mathbf{J} - \mathbf{S}] \cdot \mathbf{H} & -\mathbf{g} \cdot \mathbf{R}_u \cdot \mathbf{g}^T \cdot \mathbf{H} \\ -\mathbf{g}_R \cdot \frac{1}{2} [\mathbf{R}_R + \mathbf{R}_R^T] \cdot \mathbf{g}_R^T \cdot \mathbf{H} & [\mathbf{J} + \mathbf{g}_R \cdot \mathbf{R}_R^T \cdot \mathbf{g}_R^T] \cdot \mathbf{H} \end{pmatrix}$. La solution formelle de ce système est connue et prend la forme suivante :

$$\mathbf{x}_a(t) = \exp(\mathbf{A}_a(t - t_0)) \mathbf{x}_a(t_0) \quad (3.33)$$

En particulier pour l'instant final t_f :

$$\mathbf{x}_a(t_f) = \exp(\mathbf{A}_a(t_f - t_0)) \mathbf{x}_a(t_0) \quad (3.34)$$

A ce stade, cette dernière équation est réécrite pour mettre en évidence l'état et le co-état :

$$\begin{pmatrix} \mathbf{x}(t_f) \\ \mathbf{x}_\lambda(t_f) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{M}(t_f - t_0) & \mathbf{N}(t_f - t_0) \\ \mathbf{O}(t_f - t_0) & \mathbf{P}(t_f - t_0) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{x}(t_0) \\ \mathbf{x}_\lambda(t_0) \end{pmatrix} \quad (3.35)$$

avec $\begin{pmatrix} \mathbf{M}(t_f - t_0) & \mathbf{N}(t_f - t_0) \\ \mathbf{O}(t_f - t_0) & \mathbf{P}(t_f - t_0) \end{pmatrix} = \exp(\mathbf{A}_a(t_f - t_0))$ où \mathbf{M} , \mathbf{N} , \mathbf{O} et \mathbf{P} sont des matrices carrées de dimension n .

Or l'approche vise dans un premier temps à déterminer $\mathbf{x}_\lambda(t_0)$ et, dans ce contexte, seule la connaissance des matrices $\mathbf{M}(t_f - t_0)$ et $\mathbf{N}(t_f - t_0)$ est suffisante. Ces matrices ne dépendent que des instants initial et final qui sont fixés par les données du problème d'optimisation. Elles peuvent être calculées par intégration numérique du système différentiel ordinaire (3.32) en imposant t_f comme temps de simulation et en prenant des conditions initiales arbitraires pour \mathbf{x} et \mathbf{x}_λ . Un choix judicieux de ces dernières permet de calculer de manière relativement rapide et découplée les différents coefficients des matrices $\mathbf{M}(t_f - t_0)$ et $\mathbf{N}(t_f - t_0)$. En effet, en annulant les conditions initiales sur toutes les variables sauf une, une colonne d'une de ces matrices est déterminée. En répétant cette opération pour chaque variable, tous les coefficients peuvent être déterminés selon le schéma suivant :

$$\begin{aligned} m_{ij} &= \frac{x_{i,t_f}}{x_j(t_0)} & \text{avec } x_k(t_0) &= 0 \quad \forall k = 1, \dots, j-1, j+1, \dots, n \quad \forall i = 1, \dots, n, \forall j = 1, \dots, n \\ n_{ij} &= \frac{x_{\lambda i,t_f}}{x_{\lambda j}(t_0)} & \text{avec } x_{\lambda k}(t_0) &= 0 \quad \forall k = 1, \dots, j-1, j+1, \dots, n \quad \forall i = 1, \dots, n, \forall j = 1, \dots, n \end{aligned} \quad (3.36)$$

Les termes aux numérateurs sont calculés par simulation tandis que ceux aux dénominateurs sont fixés arbitrairement. Cette approche est une alternative au calcul direct de l'exponentielle de la matrice $\mathbf{A}_a(t_f - t_0)$ pouvant présenter les avantages d'être simple, de ne pas avoir à calculer toute la matrice et de s'affranchir de problèmes éventuels de conditionnement dans le calcul complet de $\exp(\mathbf{A}_a(t_f - t_0))$. Alternativement, plusieurs méthodes existent pour ce calcul comme les développements en série de Taylor.

Une fois les matrices $\mathbf{M}_{t_f-t_0}$ et $\mathbf{N}_{t_f-t_0}$ (simulations des matrices $\mathbf{M}(t_f - t_0)$ et $\mathbf{N}(t_f - t_0)$) obtenues, le co-état initial correspondant au problème d'optimisation donné peut être calculé par (en supposant $\mathbf{N}_{t_f-t_0}$ régulière) :

$$\mathbf{x}_{\lambda i,t_0} = \mathbf{N}_{t_f-t_0}^{-1} \cdot [\mathbf{x}(t_f) - \mathbf{M}_{t_f-t_0} \mathbf{x}(t_0)] \quad i = 1, \dots, n \quad (3.37)$$

Les conditions initiales sur l'état données dans le problème d'optimisation et celles obtenues précédemment sur le co-état peuvent finalement être utilisées pour la simulation du système (3.32) dans le contexte d'un problème de la valeur initiale. La méthode mise en place pour le calcul du co-état initial garantit d'atteindre l'état final spécifié dans le problème d'optimisation.

Une maquette logicielle a été programmée en Visual Basic. Ce démonstrateur gère à la fois les appels :

- à MS1 pour la gestion du modèle bond graph et l'obtention du système d'équations correspondant au problème d'optimisation donné à partir de sa représentation bond graph,
- à ESACAP pour les phases de simulation numérique pour la détermination du co-état initial puis de la solution au problème d'optimisation donné et notamment des entrées.

Exemple d'application : filtre passe-bas du second ordre

L'exemple consiste en un circuit électrique constitué d'une source de courant imposant l'intensité à un filtre passe bas du second ordre (Fig. 3.86). Le critère à minimiser est l'énergie dissipée dans les résistances R_2 et R_4 ainsi que la commande en courant en tenant compte d'un facteur d'entrée traduit comme une résistance en série avec la source de courant. La représentation bond graph de ce circuit est donnée sur la figure 3.87.

L'entrée à déterminer est le courant entre les états initial $(q_{10} \ q_{20})^T$ à l'instant t_0 et final $(q_{1f} \ q_{2f})^T$ à l'instant t_f minimisant l'index :

$$V = \int_{t_0}^{t_f} \frac{1}{2} (P_{R_1} + P_{R_2} + P_{R_4}) dt$$

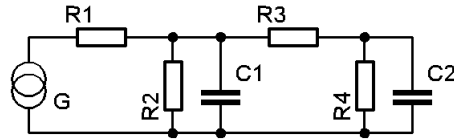


FIG. 3.86 – Schéma d’un filtre passe-bas du 2nd ordre.

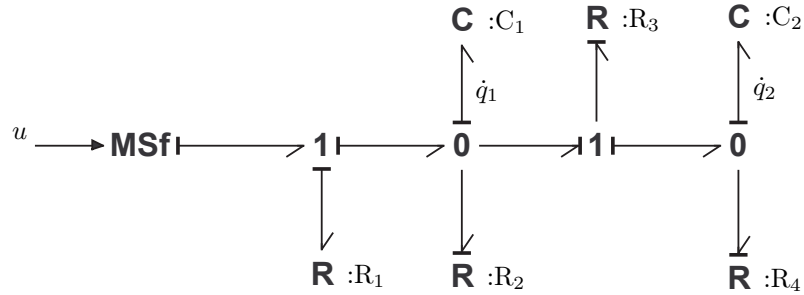


FIG. 3.87 – Représentation bond graph d’un filtre passe-bas du second ordre.

L’application de la procédure énoncée dans la section 3.3.1.2 permet d’obtenir le bond graph de la figure 3.88. L’exploitation de ce bond graph bicausal permet d’obtenir système d’équations (3.38).

$$\begin{cases} \begin{pmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_{\lambda 1} \\ \dot{q}_{\lambda 2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{R_2+R_3}{C_1 R_2 R_3} & \frac{1}{C_2 R_3} & -\frac{1}{C_1 R_1} & 0 \\ \frac{1}{C_1 R_3} & -\frac{R_3+R_4}{C_2 R_3 R_4} & 0 & 0 \\ -\frac{1}{C_1 R_2} & 0 & \frac{R_2+R_3}{C_1 R_2 R_3} & -\frac{1}{C_2 R_3} \\ 0 & -\frac{1}{C_2 R_4} & -\frac{1}{C_1 R_3} & -\frac{R_3+R_4}{C_2 R_3 R_4} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_{\lambda 1} \\ q_{\lambda 2} \end{pmatrix} \\ u_{\text{opt}} = -\frac{q_{\lambda 1}}{C_1 R_1} \end{cases} \quad (3.38)$$

En appliquant les valeurs numériques $C_1=1\text{F}$, $C_2=1\text{F}$, $R_1=10\Omega$, $R_2=10\Omega$, $R_3=1\Omega$, $R_4=1\Omega$, $q_{10}=0,33\text{C}$ et $q_{20}=0,45\text{C}$ à $t_0=0\text{s}$, $q_{1f}=3\text{C}$ et $q_{2f}=10\text{C}$ à $t_f=3\text{s}$, les valeurs du co-état initial sont $q_{\lambda 10} = -391,0045 \cdot 10^2\text{C}$ et $q_{\lambda 20} = -4,0477 \cdot 10^2\text{C}$. Ces valeurs sont finalement utilisées pour la simulation du système (3.38). Les résultats de la commande optimale et de l’état optimal sont donnés sur les graphes respectifs de la figure 3.89.

3.3.1.5 Conclusion

Ma contribution dans ce travail est originale et complète dans le cycle de vie d’une idée de recherche allant de son émergence, sa mise en oeuvre jusqu’à sa mise en perspective pour son exploitation dans des objectifs plus généraux de recherche. Ma volonté a été de combiner un domaine (l’optimisation dynamique) et un outil (le langage bond graph) jusqu’alors non rapprochés à ma connaissance, pour compléter une méthodologie et permettre, en perspective, de répondre à une nouvelle problématique de conception.

Pour une certaine catégorie de modèles et dans le contexte de la commande optimale, une procédure générant de manière systématique la représentation bond graph du problème d’optimisation est maintenant disponible. Son bien-fondé est également démontré. Dans le domaine linéaire, il a été montré que l’exploitation numérique du système d’équations obtenu était possible. Ces travaux constituent une contribution originale et sans conteste pour la recherche du laboratoire. Les outils développés peuvent maintenant être exploités pour le thème du *Prototypage virtuel* en perspective du couplage avec la méthodologie de dimensionnement. Cependant, la classe de systèmes traités reste limitée et des travaux sont à mettre en oeuvre pour l’étendre aux systèmes non linéaires et pour exploiter ceux-ci en simulation.

En parallèle de la mise en place de cette procédure, un exemple plus complexe a été choisi pour l’illustrer. Il s’agit d’un moteur asynchrone dont le modèle est constitué d’un circuit de perméances et

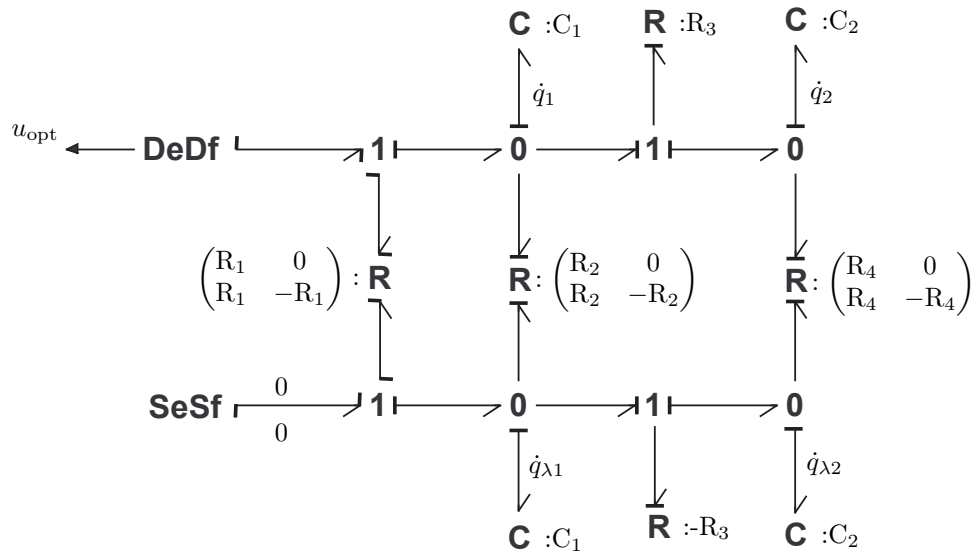


FIG. 3.88 – Représentation bond graph du problème d’optimisation sur le filtre passe-bas.

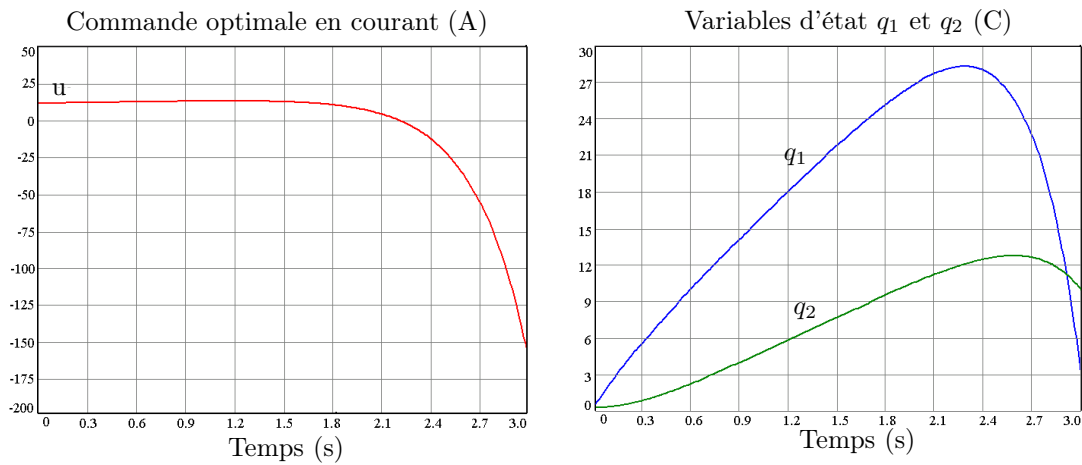


FIG. 3.89 – Résultats de simulation pour le problème de commande optimale du filtre.

de dissipations internes qui feront l'objet de l'optimisation. Les travaux pour cet exemple en sont pour l'instant à la validation du modèle.

Finalement, la formulation bond graph d'un problème d'optimisation apporte un nouveau regard et une visualisation graphique sur ce type de problème. Cette approche peut en effet faciliter l'analyse du couplage entre les variables d'état et de co-état ou du rôle de sortie affecté aux entrées à déterminer. En particulier, la représentation bond graph montre clairement que les variables de co-état peuvent être interprétées comme des variables de co-énergie et que, par un changement de variable approprié, des variables d'énergie leur correspondant peuvent être mises en évidence sur des éléments de stockage d'énergie. Enfin, la procédure et sa démonstration ont mis en évidence des phases génériques pour la représentation qui pourront être exploitées pour d'autres types de problème d'optimisation.

3.3.2 Problème de la minimisation des écarts des sorties à des trajectoires spécifiées

3.3.2.1 Introduction

Il s'agit des développements les plus récents qui visent à se rapprocher de l'utilisation de l'optimisation dans la méthodologie de dimensionnement. Ils s'inscrivent dans le cadre du projet RNTL-METISSE et plus précisément dans les travaux d'Omar Mouhib en post-doctorat au LAI (2005-2006). Comparés aux premiers développements sur le thème de l'optimisation (section 3.3.1), ces travaux considèrent un critère minimisant les écarts entre des sorties d'un modèle et les trajectoires spécifiées sur ces sorties. Cette direction de travail trouve ses origines et sa motivation dans les résultats des développements de la thèse d'Olivier Méchin dans le cadre du programme PREDIT 2 (section 3.2). En effet, pour pallier la difficulté d'exprimer les spécifications comme des fonctions temporelles, l'idée est d'exprimer certains critères du cahier des charges comme des indices à minimiser. Cette formulation permet de traduire la volonté pour le concepteur de se rapprocher au mieux de ses exigences.

Ces développements ont donné lieu à une communication acceptée en congrès international [Mou07a].

3.3.2.2 Enoncé de la procédure

Le cadre d'hypothèses pour l'application de cette procédure reste identique à celui de la procédure présentée dans la section 3.3.1.2. Etant donnée une trajectoire de référence \mathbf{y}_r pour les sorties sur un horizon $[t_0, t_f]$ d'états fixés initial \mathbf{x}_0 et final \mathbf{x}_f , le problème est de déterminer les entrées \mathbf{u} telles que les écarts des sorties \mathbf{y} aux trajectoires de référence restent minimaux. Ce problème peut être formalisé comme un problème de minimisation d'erreur quadratique sur l'intervalle $[t_0, t_f]$ où l'indice performance prend la forme :

$$V = \int_{t_0}^{t_f} \frac{1}{2} \left[\mathbf{u}_e^T \cdot \mathbf{R}_{u_e}^{-1} \cdot \mathbf{u}_e + \mathbf{u}_f^T \cdot \mathbf{R}_{u_f} \cdot \mathbf{u}_f + (\mathbf{y} - \mathbf{y}_r)^T \cdot \mathbf{Q} \cdot (\mathbf{y} - \mathbf{y}_r) \right] dt \quad (3.39)$$

où \mathbf{R}_{u_e} et \mathbf{R}_{u_f} sont des matrices de facteurs d'entrée, et \mathbf{Q} est une matrice de pondération supposée diagonale.

La solution par une approche bond graph peut être obtenue en appliquant la procédure suivante, analogue pour la plupart des étapes à celle de la section 3.3.1.2. L'étape 4 est spécifique au problème de la minimisation des écarts des sorties aux trajectoires spécifiées et remplace l'étape relative aux éléments R impliqués dans l'énergie dissipée dans la première procédure. Cependant, les développements dans les démonstrations montrent qu'il est possible de mixer les critères et donc les deux procédures. L'exemple de cette section illustre cette possibilité.

Procédure : Construction bond graph d'un problème de commande optimale avec minimisation des écarts des sorties à des trajectoires de référence

1. Pour les commandes à déterminer, ajouter dans la représentation bond graph du modèle un élément R multiport caractérisé par la matrice des facteurs d'entrée de l'indice de performance. Cet élément

R multiport est connecté à une jonction tableau insérée sur les liens des sources associées à ces commandes. Le type de jonction tableau correspond à celui des variables en entrée c'est-à-dire une jonction tableau 0 (resp. 1 ou mixte 0 et 1) pour des variables d'effort (resp. de flux ou mixtes d'effort et flux).

2. Dupliquer la représentation bond graph avec les paramètres de ses éléments excepté pour les éléments R multiport. Pour ces derniers, les matrices caractéristiques sont transposées et de signe opposé. Le bond graph dupliqué est appelé *bond graph optimisant*.
3. Pour les commandes à déterminer, coupler les éléments R multiport ajoutés à l'étape 1 dans les bond graphs du modèle et *optimisant* respectivement en ajoutant la matrice des facteurs d'entrée comme matrice extra diagonale inférieure.
4. Remplacer dans le *bond graph optimisant* les détecteurs d'effort (resp. de flux) associés aux sorties impliquées dans le critère par des sources duales modulées à savoir de flux (resp. d'effort). Ces sources sont modulées par le vecteur des erreurs des sorties aux trajectoires de référence prémultiplié par la matrice \mathbf{Q} .
5. Remplacer, dans le bond graph du modèle, les sources impliquées dans les commandes à déterminer par des double détecteurs et, dans le *bond graph optimisant*, par des double sources imposant des efforts et flux nuls.
6. Affecter la bicausalité au bond graph obtenu. La bicausalité se propage des double sources aux double détecteurs à travers les éléments R multiport ajoutés à l'étape 1. L'exploitation analytique de la représentation bond graph bicausale fournit le système d'équations et la commande solutions du problème d'optimisation donné initialement.

Fin de la procédure

3.3.2.3 Démonstration

Proposition.

La procédure précédente repose sur la proposition suivante. La représentation bond graph canonique (Fig. 3.90b), obtenue de manière systématique à partir du bond graph générique d'un modèle (Fig. 3.90a) par la procédure précédente, correspond à la formulation d'un problème de commande optimale sur ce modèle pour lequel l'indice de performance (3.39) est minimisé. Sur la figure 3.90, seul le cas de commande en effort et de flux en sortie est représenté. Il n'est pas difficile d'extrapoler cette représentation aux autres configurations possibles. Les développements qui suivent sont effectués sur ce cas de figure.

La démonstration de cette proposition repose encore sur l'application du principe de maximum de Pontryagin à un système port-hamiltonien (*cf.* section 3.3.1). Le modèle port-hamiltonien s'exprime ici :

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = [\mathbf{J} - \mathbf{S}] \cdot \frac{\partial H(\mathbf{x})}{\partial \mathbf{x}} + \mathbf{g}_i \cdot \mathbf{u}_i - \mathbf{g}_o \cdot \mathbf{u}_o \\ \mathbf{y}_i = \mathbf{g}_i^T \cdot \frac{\partial H(\mathbf{x})}{\partial \mathbf{x}} \\ \mathbf{y}_o = \mathbf{g}_o^T \cdot \frac{\partial H(\mathbf{x})}{\partial \mathbf{x}} \end{cases} \quad (3.40)$$

où l'indice « $_i$ » correspond aux ports des sources et l'indice « $_o$ », aux ports des détecteurs.

Le terme $\mathbf{g}_o \cdot \mathbf{u}_o$, quoique nul, est conservé pour garder une trace de la structure des équations et aidera pour interpréter certains termes dans ce qui suit. Le principe du maximum de Pontryagin pour minimiser l'indice de performance (3.41) est appliqué au système (3.40).

$$V = \int_{t_0}^{t_f} \frac{1}{2} \left[\mathbf{u}_i^T \cdot \mathbf{R}_u^{-1} \cdot \mathbf{u}_i + (\mathbf{y}_o - \mathbf{y}_r)^T \cdot \mathbf{Q} \cdot (\mathbf{y}_o - \mathbf{y}_r) \right] dt \quad (3.41)$$

La fonction de Pontryagin qui en résulte est donnée par (3.42).

$$H_p = \frac{1}{2} \mathbf{u}_i^T \cdot \mathbf{R}_u^{-1} \cdot \mathbf{u}_i + \frac{1}{2} (\mathbf{y}_o - \mathbf{y}_r)^T \cdot \mathbf{Q} \cdot (\mathbf{y}_o - \mathbf{y}_r) + \boldsymbol{\lambda}^T \cdot \left[[\mathbf{J} - \mathbf{S}] \cdot \mathbf{H} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{g}_i \cdot \mathbf{u}_i - \mathbf{g}_o \cdot \mathbf{u}_o \right] \quad (3.42)$$

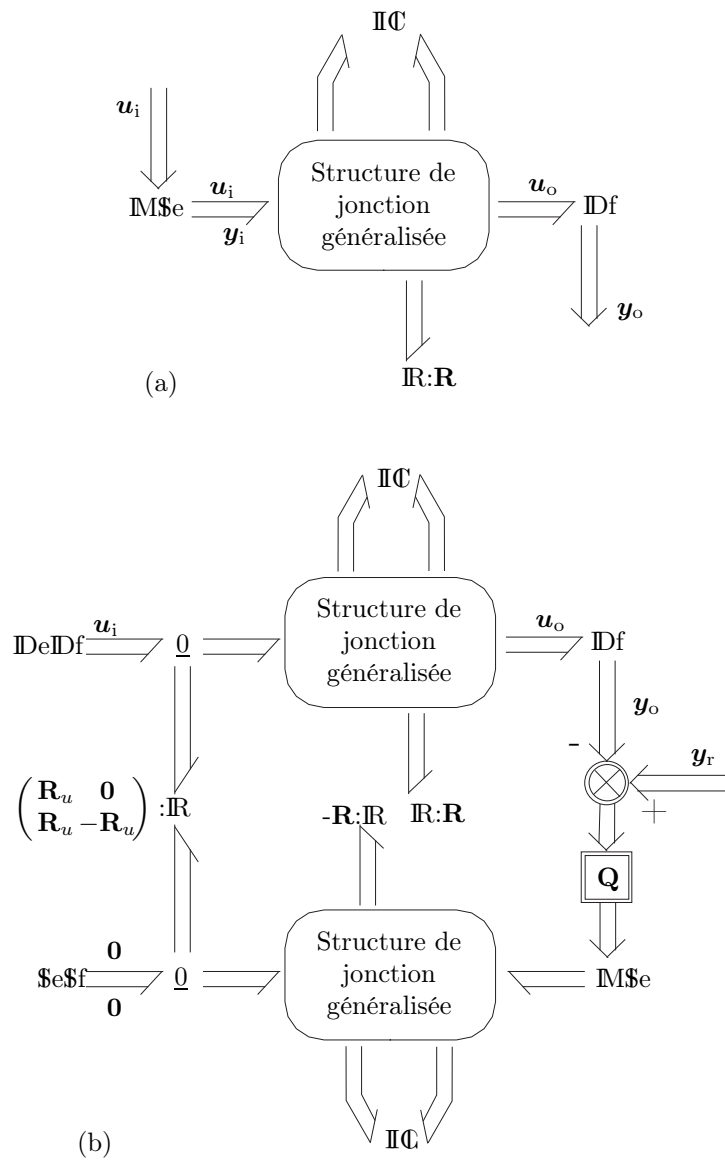


FIG. 3.90 – (a) Modèle bond graph et (b) bond graph du problème de commande optimale.

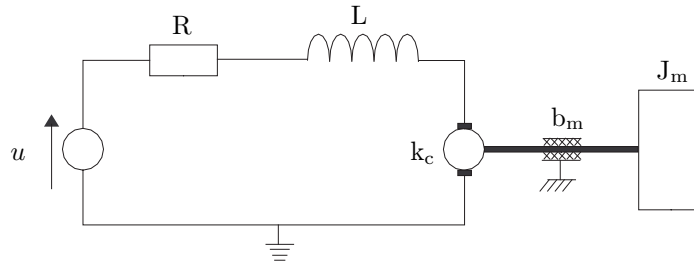


FIG. 3.91 – Schéma d'un moteur à courant continu.

Les équations fournissant la solution au problème d'optimisation donné, après le changement de variable $\mathbf{x}_\lambda = \mathbf{H}^{-1} \cdot \boldsymbol{\lambda}$, sont :

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = [\mathbf{J} - \mathbf{S}] \cdot \mathbf{H} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{g}_i \cdot \mathbf{u}_i - \mathbf{g}_o \cdot \mathbf{u}_o \\ \dot{\mathbf{x}}_\lambda = -\mathbf{g}_o \cdot \mathbf{Q} \cdot (\mathbf{y}_o - \mathbf{y}_r) + [\mathbf{J} + \mathbf{S}_R^T] \cdot \mathbf{H} \cdot \mathbf{x}_\lambda \\ \mathbf{R}_u^{-1} \cdot \mathbf{u}_i + [\boldsymbol{\lambda}^T \cdot \mathbf{g}_i]^T = \mathbf{0} \end{cases} \quad (3.43)$$

La première équation de ce système correspond au bond graph initial auquel est rajouté l'élément R multiport caractérisé par les facteurs d'entrée et correspondant aux entrées impliquées dans l'indice de performance. Le second terme du second membre de la deuxième équation est traduit de la même manière que pour le problème de la minimisation de l'énergie dissipée à savoir en dupliquant le bond graph initial pour fournir le *bond graph optimisant* avec la matrice opposée en signe pour caractériser les éléments R multiport dissipatifs et l'opposé de la matrice identité pour l'élément R multiport des facteurs d'entrée. La spécificité de ce problème de minimisation des écarts des sorties à des trajectoires de référence tient dans la traduction du premier terme du second membre de la deuxième équation. Son expression montre qu'il joue exactement le même rôle, d'un point de vue structure des équations, que le terme $\mathbf{g}_o \cdot \mathbf{u}_o$ dans la première équation. Il s'agit donc d'un terme d'effort localisé de manière identique sur le bond graph optimisant où $\mathbf{Q} \cdot (\mathbf{y}_r - \mathbf{y}_o)$ remplace \mathbf{u}_o . La traduction dans le langage bond graph fournit la partie droite de la représentation de la figure 3.90b. Enfin, la troisième équation du système (3.43) fournit, comme pour le problème d'optimisation sur l'énergie dissipée, la partie gauche de cette représentation.

3.3.2.4 Exemple

L'exemple du moteur à courant continu de la section 3.3.1 sans l'arbre de sortie est repris (Fig. 3.91). La représentation bond graph de ce modèle est donnée sur la figure 3.92. Pour illustrer les procédures et la possibilité de les mixer, le problème d'optimisation posé sur cet exemple est la détermination de l'entrée en tension u qui commande le moteur de l'état initial fixé à t_0 à l'état final également fixé à t_f et minimisant l'entrée, l'énergie dissipée électrique P_R et l'écart de la sortie en vitesse Ω_m sur l'arbre moteur à une vitesse de référence Ω_r . L'indice de performance correspondant à ce problème est donné par l'équation (3.44).

$$V = \int_{t_0}^{t_f} \frac{1}{2} \left[\frac{u^2}{R_u} + P_R + (\Omega_m - \Omega_r)^2 \right] dt \quad (3.44)$$

L'application combinée des procédures de la section 3.3.1 et de la présente section fournit la représentation bond graph bicausale de la figure 3.93.

Finalement, l'exploitation bicausale de cette représentation permet d'obtenir le système d'équations

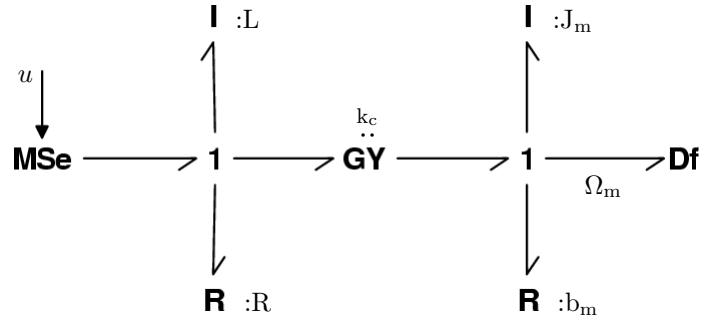


FIG. 3.92 – Représentation bond graph d'un moteur à courant continu.

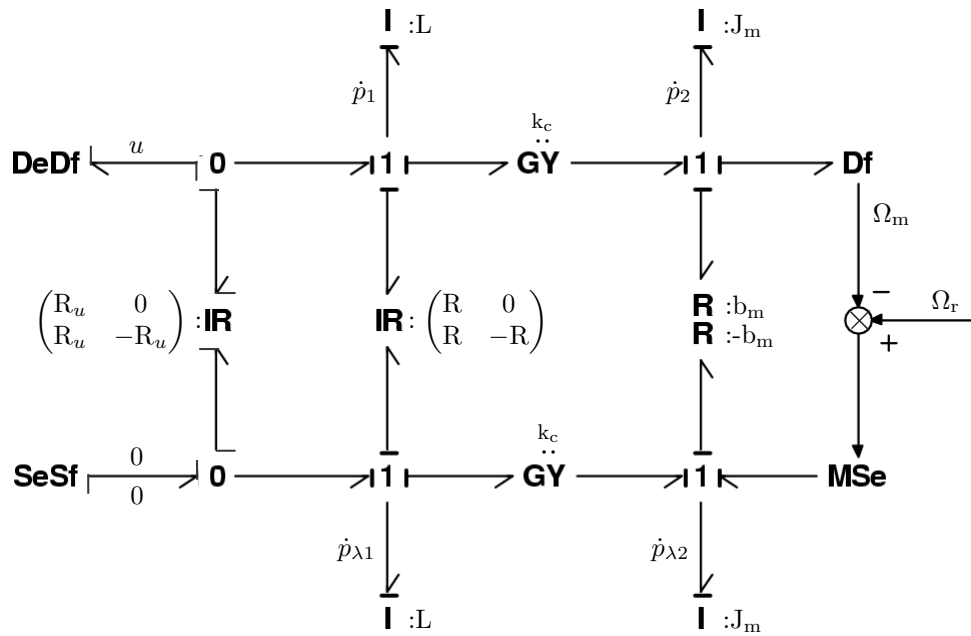


FIG. 3.93 – Représentation bond graph bicausale du problème de commande optimale.

(3.45) qui fournit la solution au problème d'optimisation donné.

$$\begin{cases} \dot{p}_1 = -\frac{R}{L}p_1 - \frac{k_c}{J_m}p_2 - \frac{R_u}{L}p_{\lambda_1} \\ \dot{p}_2 = \frac{k_c}{L}p_1 - \frac{b_m}{J_m}p_2 \\ \dot{p}_{\lambda_1} = -\frac{R}{L}p_1 + \frac{R}{L}p_{\lambda_1} - \frac{k_c}{J_m}p_{\lambda_2} \\ \dot{p}_{\lambda_2} = \frac{k_c}{L}p_{\lambda_1} + \frac{b_m}{J_m}p_{\lambda_2} + \Omega_r - \Omega_m \\ u = -\frac{R_u}{L}p_{\lambda_1} \end{cases} \quad (3.45)$$

3.3.2.5 Conclusion

Ma contribution dans ce travail réside dans le fait d'étendre les développements précédents (section 3.3.1) en considérant un nouveau critère dans le problème d'optimisation dynamique et d'intégrer les résultats obtenus dans une méthodologie de conception. Mon idée est maintenant, avec cette intégration, de pouvoir appréhender des problèmes de dimensionnement satisfaisant à différentes spécifications simultanément. J'y vois un potentiel incontestable pour les préoccupations des industriels en conception comme en témoignent nos discussions avec PSA Peugeot Citroën par exemple.

La représentation bond graph d'un problème de commande optimale est étendue au critère de la minimisation des écarts des sorties à des trajectoires de référence. La démonstration a exploité les phases de représentations génériques déjà mises en évidence pour le critère de minimisation d'une énergie dissipée. Ceci montre les potentialités pour étendre encore la représentation bond graph de problème d'optimisation à d'autres critères.

La minimisation des écarts des sorties à des trajectoires de référence offre des perspectives intéressantes pour le dimensionnement quand les spécifications peuvent être exprimées sous cette forme. C'est l'objectif de ces travaux sur la traduction de ce type de problème d'optimisation dans le langage bond graph en vue du couplage avec la méthodologie de dimensionnement. Ces développements sont actuellement en cours dans le cadre du travail d'Omar Mouhib en post-doctorat pour le projet RNTL-METISSE.

Chapitre 4

Conclusion et perspectives

4.1 Bilan général

Durant ces huit années en poste de Maître de Conférences au LAI, mes activités ont montré une interaction forte et naturelle entre enseignement et recherche. En effet, la justesse et la rigueur pédagogiques requises par mon enseignement ont contribué à une réflexion pertinente et approfondie pour les développements de recherche et, en retour, j'ai mis mes travaux de recherche au service de l'enseignement à travers la mise en place de certains modules. Egalement, de nombreux Projets de Fin d'Etudes ont permis de contribuer, d'une manière ou d'une autre, à l'avancée des développements de recherche (*cf.* sections 3.1.1 et 3.1.3). De même, les travaux concernant par exemple la modélisation multicorps dans le domaine de la mécanique plane (section 3.1.1) ou le domaine de l'automobile (sections 3.1.2 et 3.1.3) bénéficient de mon expertise acquise dans l'enseignement de la discipline de la mécanique. De la même manière, les travaux plus récents sur l'introduction de l'optimisation dans le langage bond graph puis dans la méthodologie de dimensionnement s'appuient sur les mêmes bases théoriques que celles constituant la mécanique lagrangienne que j'enseigne également. En retour, les modules d'enseignement touchant le bond graph en modélisation mécatronique et en modélisation des systèmes mécaniques multicorps plus particulièrement, ainsi que les modules liés à la simulation et aux aspects numériques de la simulation dans le domaine de la mécatronique (*cf.* section 2.2.2), bénéficient directement d'un retour d'expérience de mes activités de recherche.

Mon positionnement en recherche se situe délibérément au carrefour de l'Automatique et de la Mécanique. C'était le cas au cours de mes travaux de thèse et ce positionnement s'est renforcé depuis avec une évolution progressive vers les thèmes de recherche du laboratoire en *Modélisation des systèmes mécatroniques* dans un premier temps, puis sur le *Prototypage virtuel* ensuite. Sur ces deux thèmes, les activités ne sont pas découplées mais plutôt en synergie les unes étant au service des autres. Par exemple, les travaux de modélisation sur le véhicule automobile (section 3.1.2) sont en perspective de l'application de la méthodologie de dimensionnement à ce domaine (section 3.2). Par ailleurs, les travaux de co-encadrement de la thèse d'Olivier Méchin dans le cadre du programme PREDIT 2 en collaboration avec PSA Peugeot Citroën m'ont permis de m'approprier progressivement les activités du thème *Prototypage Virtuel* et plus particulièrement de la méthodologie de dimensionnement développée (section 3.2). Les contributions sont ensuite apparues sur ce même thème avec le démarrage de réflexions sur les aspects structurels et essentiellement liées à la mécanique (section 3.2.3), puis en introduisant l'optimisation dynamique dans la méthodologie (section 3.3). Là également, cette dernière thématique n'est pas découplée de celle sur la mécanique puisque les développements à la base de l'optimisation puisent leur origine dans les principes variationnels ayant initialement leur champ d'application dans la mécanique analytique. De plus, ces derniers travaux exploitant des outils du domaine de la commande optimale marquent les prémices, dans le cadre de ma recherche, d'une nouvelle synergie concernant le troisième thème de l'équipe FTR sur la *Commande* avec le thème *Prototypage virtuel*. Dans cette perspective, il est à signaler des travaux démarrés sur le rapprochement de la stabilisation de Baumgarte, utilisée habituellement dans le domaine de la mécanique multicorps (section 3.1.1.2), de la commande

par modes glissants (section 4.3.1.3). Ces développements complètent les précédents en s'inscrivant dans une synergie entre les thèmes *Commande* et *Modélisation* de l'équipe.

Enfin, de manière plus récente, une thématique de recherche commence à apparaître mettant les développements du thème *Prototypage virtuel* au service du domaine de la mécanique. Cette thématique est attachée au co-encadrement que j'effectue de la thèse de Gerardo Villegas-Medina sur la conception d'un robot souple. Une réflexion démarre sur la synthèse de mécanisme dans ce domaine et peut prétendre à l'extension la méthodologie de dimensionnement dans cette phase amont de la conception (section 4.3.1.2).

4.2 Actions en cours

4.2.1 Valorisation logicielle : cahiers des charges de MS1

La valorisation auprès des industriels de nos activités de recherche, notamment dans le thème du *Prototypage virtuel*, passe par un transfert sur logiciel des outils et méthodologies développés. Cette valorisation est actuellement menée à travers le logiciel MS1 à entrée bond graph et aussi avec le langage Modelica.

4.2.1.1 Pour la méthodologie de dimensionnement

Une action démarrée pendant le programme PREDIT 2 concerne la valorisation logicielle des développements de la méthodologie de dimensionnement. L'un des objectifs était de développer une maquette logicielle pour l'aide dans la phase initiale de conception d'une chaîne d'actionnement d'un système. Cette maquette devait permettre de mettre en œuvre la méthodologie de manière systématique pour en valider les étapes. Le logiciel visé nécessitait une entrée graphique de type bond graph ainsi que des algorithmes d'exploitation (causale et numérique) pour pouvoir mener des études en simulation dans un contexte de prédiction par exemple afin de valider les modèles utilisés comme cas tests de la méthodologie. Le logiciel MS1, développé par Francis Lorenz, a été choisi car il répondait à ce besoin et intégrait naturellement, même si elle n'était pas utilisée en analyse, une exploitation bicausale d'un modèle bond graph.

Les fonctionnalités spécifiées et introduites dans le logiciel se situent sur différents plans. Elles concernent la mise en place de concepts ou d'objets manipulés dans la méthodologie (affectation bicausale, nouveaux éléments, dérogation, ensemble bijectif de chemins causaux entrée/sortie disjoints, ...), les algorithmes liés à l'application de la méthodologie (recherche des chemins causaux entrée/sortie disjoints, ...), et enfin, les développements associés à la mise en place et l'exploitation, dans le contexte de la méthodologie, d'une base de données de composants de chaîne d'actionnement. En parallèle de ces développements liés à la méthodologie, l'ergonomie de l'interface homme-machine du logiciel a été améliorée.

Les fonctionnalités introduites dans le logiciel MS1 sont :

- la définition de nouveaux éléments « dits » bicausaux car permettant d'initialiser une propagation bicausale à travers la représentation bond graph,
- l'introduction des concepts de dérogation globale et dérogation locale permettant de passer rapidement d'une représentation causale à une représentation bicausale pour une même représentation bond graph,
- la possibilité de définir des entrées et des sorties privilégiées sur un modèle bond graph,
- l'implantation de la recherche de chemins causaux entrée/sortie, l'analyse et le décompte de ces chemins causaux en indiquant leur ordre et leur longueur,
- l'analyse et le décompte des ensembles bijectifs de chemins causaux entrée/sortie disjoints,
- la création d'une base de données sous le logiciel Access en liaison avec MS1 permettant de gérer les associations modèles, jeux de paramètres physiques, ensemble de données constructeur et domaines technologiques avec les composants définis dans la base,
- l'introduction du concept d'« emplacement réservé » dans MS1 permettant de tester un certain nombre de composants destinés à occuper cet emplacement,
- l'introduction de la notion de ligne de puissance, et

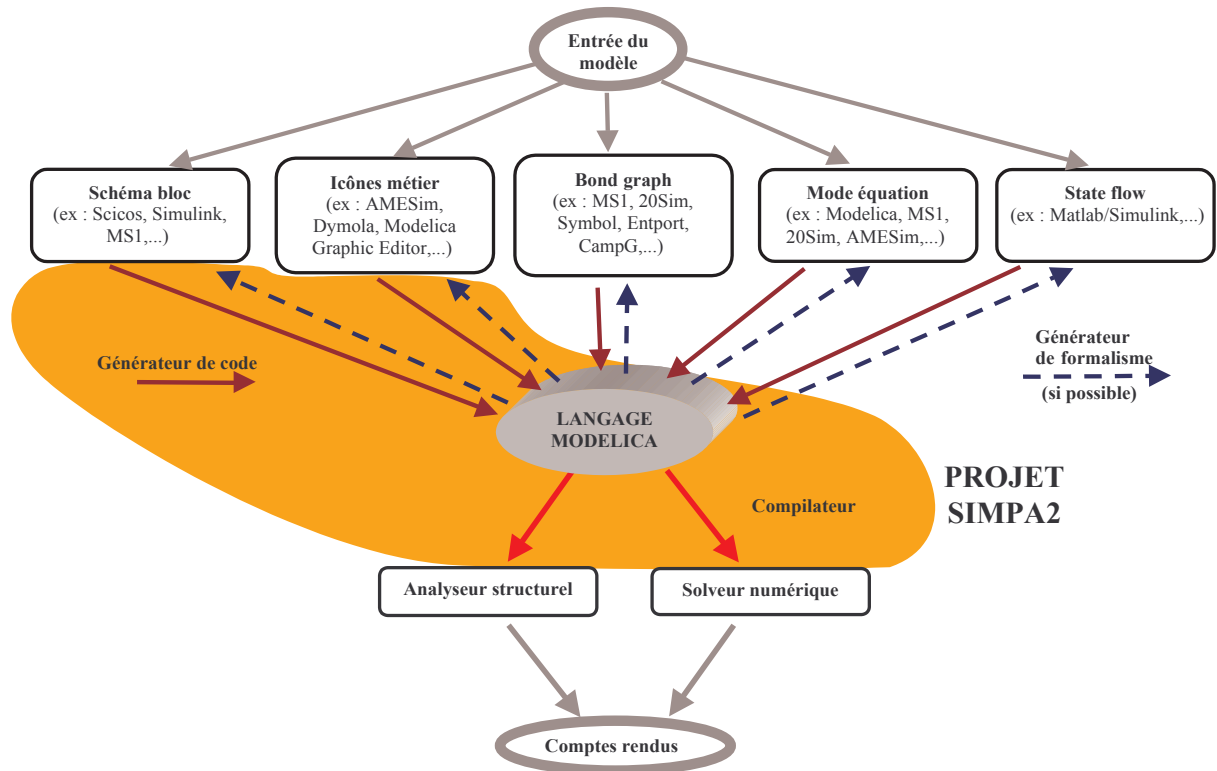


FIG. 4.1 – plate-forme de modélisation et de conception.

- la systématisation de la phase sélection/validation, sur les critères en effort, flux et puissance, de composants de la base de données aux emplacements réservés.

C'est avec cette maquette comprenant les différentes fonctionnalités récapitulées précédemment que le démonstrateur de la section 3.2.1.3 a été mis en place.

4.2.1.2 Génération de code Modelica

Dans le cadre du programme ANR-RNTL SIMPA2 (SIMulation pour le Procédé et l'Automatique 2), j'ai obtenu un financement pour une prestation visant à étudier la faisabilité, via maquettage, d'un nouveau module dans MS1. Ce module doit permettre de générer un modèle écrit en langage Modelica à partir d'un modèle de système dynamique physique entré dans le logiciel MS1 en modes de représentation bond graph, schéma bloc, NMF (Neutral Model Format) et mixtes entre ces modes. Le langage Modelica est d'un langage orienté objet pour la modélisation des systèmes physiques. Il est développé par l'Association Modelica à but non lucratif basée à Linköping en Suède. Une des principales caractéristiques de ce langage est une approche acausale pour la déclaration des modèles.

Les objectifs du projet SIMPA2 vont nécessiter, pour la validation des développements visés, un couplage fort entre le langage Modelica et un outil permettant la génération de modèles de systèmes physiques dynamiques à partir du langage bond graph. Le logiciel MS1 et le module évoqué précédemment permettent de répondre idéalement et exclusivement à ce besoin. A terme, MS1 et la méthodologie de dimensionnement doivent pouvoir intégrer une plate-forme que j'ai schématisée lors de la rédaction de l'expression des besoins du projet SIMPA2 [Bou06] et dans laquelle le langage Modelica jouera un rôle central (Fig. 4.1).

4.2.2 Développements méthodologiques

4.2.2.1 Projet METISSE

Etant donnés les développements restant à faire, notamment avec les post-doctorants, j'ai demandé et obtenu auprès du ministère une prolongation jusqu'au mois de juillet 2007. Ce délai permettra, entre autres, de finaliser l'introduction de l'optimisation dans la méthodologie dans le cadre du post-doctorat d'Omar Mouhib d'une part, et d'étudier l'apport de l'optimisation dans la traduction des spécifications d'un cahier des charges dans le cadre du post-doctorat d'Amine Mohsine d'autre part.

4.2.2.2 Projet SIMPA2

Le projet ANR-RNTL SIMPA2 a démarré en début d'année 2006. L'objectif de ce projet est de développer un compilateur du langage Modelica et de l'intégrer dans les logiciels AMESim développé par la société Imagine et Scilab/Scicos développé par l'INRIA. Cette tâche de développement est à la charge de ces deux partenaires. Une première phase des travaux a été de rédiger une expression des besoins commune à différents partenaires du consortium (EDF, IFP, PSA Peugeot Citroën et le LAI). Sur la base de ce document doit se dégager un cahier des charges pour spécifier le compilateur objet du projet. Concernant le LAI, j'ai à charge de fournir les spécifications permettant d'implanter les fonctionnalités de la méthodologie de dimensionnement des systèmes mécatroniques sur des critères dynamiques et énergétiques. De plus, dans le cadre de ce projet, la thèse d'Audrey Jardin (2006-2009) a pour objectif, en parallèle de la validation du compilateur, de poursuivre un certain nombre d'études sur la rédaction d'un cahier des charges, sur les aspects structurels de la conception et sur les critères d'inversibilité mathématique dans le langage bond graph.

4.2.2.3 Collaboration avec Volvo Powertrain

Sur les thèmes *Prototypage virtuel* et *Commande* de l'équipe FTR du LAI, une collaboration dans le cadre de la thèse CIFRE de Sylvain Renard a démarré en décembre 2005 avec Volvo PowerTrain. Je participe aux réunions de travail de cette thèse dont le sujet est « Modélisation des Groupes Moto-Propulseurs hybrides appliquée aux véhicules industriels et optimisation des stratégies de commande associées », et qui a pour objectif, d'une part, l'implantation d'un modèle suffisamment représentatif du comportement du GMP hybride sur un simulateur Hardware In-the-Loop, et d'autre part, une maîtrise globale de ce système en fonction de l'environnement et de l'historique du véhicule et donc de trouver les meilleures commandes au niveau des différents composants du GMP permettant de minimiser la fonction consommation de carburant sur des trajets urbains.

4.2.2.4 Conception d'un robot souple pour la laparoscopie

Je co-encadre également la thèse de Gerardo Villegas-Medina (2004-2007) dont le sujet porte sur la conception d'un robot souple pour la laparoscopie. L'objectif de ces travaux est de mettre en place un nouveau concept d'instrument médical robotisé pour la Chirurgie Minimale Invasive (CMI). Un large état de l'art sur les systèmes existants et des entretiens avec les personnes du domaine médical ont permis de mettre en place les premières spécifications. Pour cela, les outils de l'analyse fonctionnelle ont été étudiés et mis en œuvre pour exprimer les fonctions principales et les fonctions de contrainte du système à concevoir dans le cahier des charges fonctionnel. L'étape en cours est l'application de l'outil FAST (Function Analysis System Technique) pour déterminer des solutions techniques en réponse au cahier des charges fonctionnel. Un certain nombre de structures cinématiques a d'ores et déjà été étudié suivant certains critères dimensionnels (longueur, courbure, inclinaison, ...) liés à l'espace de travail (cavité abdominale). Ces développements sur l'analyse cinématique de mécanismes ont été effectués dans le cadre du stage de Master Recherche de Paul Acquatella. Un important travail est maintenant à faire sur l'actionnement et la commande.

4.3 Perspectives

4.3.1 De recherche

4.3.1.1 ... sur l'axe *Modélisation mécatronique*

Même si aujourd'hui, ce n'est pas un axe prioritaire par rapport celui du *Prototypage virtuel*, il reste des travaux inachevés qui me paraissent prometteurs pour les résultats intrinsèques qu'ils fourniront mais également intéressants à poursuivre pour les développements qu'ils permettront d'envisager sur l'axe *Prototypage virtuel*. En effet, les problèmes de conception et de dimensionnement des systèmes mécatroniques requièrent des modèles de connaissance pertinents dans des langages et outils appropriés. En l'occurrence, s'agissant de la méthodologie de dimensionnement développée au LAI, le langage bond graph est l'outil de représentation et d'analyse privilégié. Ainsi, dans le domaine de la mécanique et de la dynamique du véhicule, deux projets doivent être poursuivis.

Le premier projet concerne la modélisation multicorps d'une suspension de véhicule utilisant le langage bond graph (section 3.1.3). Les derniers travaux ont permis d'aboutir à une structure bond graph d'un modèle de suspension pseudo Mc Pherson. Même si l'implantation dans le logiciel 20Sim [20S04] avait commencé, elle doit être reprise et achevée. Un paramétrage réaliste par rapport à des systèmes existants doit être ensuite choisi pour pouvoir entreprendre des simulations. La validation n'a pas besoin d'être expérimentale. Il suffira en effet d'entreprendre la même modélisation dans un outil dédié aux systèmes mécaniques multicorps et plus particulièrement aux systèmes de véhicule comme Simpack par exemple [sim04]. Il sera néanmoins nécessaire de définir un ensemble d'essais pertinents pour cette validation. Cette approche avait déjà été menée avec succès lors d'un Projet de Fin d'Etudes en collaboration avec Rexroth Bosch Group pour valider l'utilisation d'AMESim et de la bibliothèque de mécanismes plans sur un modèle de bras d'un engin de travaux publics. L'outil de validation avait été Simpack dans ce cas aussi. Le cadre d'un Projet de Fin d'Etudes semble également bien approprié pour poursuivre cette étude.

Le second projet concerne la modélisation en dérive du pneumatique de véhicule automobile (section 3.1.4). Ce projet qui s'est déroulé dans le cadre d'un stage de DEA a abouti à un modèle opérationnel en simulation dans l'outil 20Sim mais demandant à être validé. En effet, malgré des tendances intéressantes mises en évidence par rapport à des résultats expérimentaux connus, il reste un travail important à faire pour rendre ce modèle complètement valide. Les pistes d'investigation sont nombreuses car le modèle est riche, physique et dynamique. Je distingue trois champs d'intervention. Le premier concerne la structure physique du pneumatique pour pouvoir recalculer les paramètres par rapport à ses données physiques structurelles voire redéfinir des lois de comportement plus appropriées. Dans cette perspective, la littérature du domaine doit être plus largement explorée et des essais sont éventuellement à envisager. Le deuxième champ d'intervention pour la validation de ce modèle se situe au niveau du mécanisme de bascule entre les éléments qui circulent dans la zone de l'aire de contact du pneumatique avec le sol. Ce mécanisme induit de nombreuses discontinuités qui se traduisent par des sauts intempestifs du niveau d'énergie pour le modèle dans sa globalité même si le niveau moyen semble acceptable en terme d'évolution. Une étude doit être menée pour minimiser ce phénomène de discontinuités dans le mécanisme de bascule. Enfin, le troisième champ d'intervention se situe sur le modèle et sa structure globale. Le nombre de tranches, un élément supplémentaire figurant le reste de la roue, une discrétisation transversale du pneumatique, la prise en compte et le couplage des phénomènes longitudinaux, les effets de la dynamique verticale sont autant de voies d'exploration. Malgré l'état avancé des travaux, le modèle n'est pas encore opérationnel pour convaincre un industriel du domaine d'investir dans un tel projet. L'objectif dans un premier temps est de voir si ce modèle peut potentiellement concurrencer les modèles classiques (formule de Pacejka par exemple) en le rendant opérationnel dans un certain cadre d'hypothèses pour au moins retrouver les mêmes résultats. Ce travail est envisageable à travers un ou des stages de Master Recherche. Si le niveau opérationnel est atteint, alors un financement de type CIFRE pourra être recherché.

4.3.1.2 ... sur l'axe *Prototypage virtuel*

C'est aujourd'hui l'axe le plus riche en possibilités d'investigation tant les voies ouvertes par les précédents travaux sont nombreuses. J'essaie de définir ici les principales.

Développement de MS1

Dans le contexte de la valorisation logicielle des développements méthodologiques, il faut poursuivre le travail sur MS1. Les perspectives pour ses futurs développements se présentent tout d'abord sur le plan des critères de sélection et de la validation. Actuellement, ceux-ci ne reposent que sur la comparaison des valeurs des variables de puissance et de la puissance entre les résultats issus de la simulation du modèle inverse à partir des spécifications et les données constructeur. Il est envisagé maintenant d'élargir les possibilités pour le choix des critères. Le tableau 4.1 pose les bases pour les étendre. Leur définition fait appel à des informations provenant :

- du cahier des charges (en rouge dans le tableau - **grandeurs spécifiées**),
- des caractéristiques constructeur (en bleu dans le tableau - **grandeurs données**) pour le composant à valider ou à sélectionner,
- des résultats d'exploitation en simulation du modèle inverse (en vert dans le tableau - **grandeurs calculées**).

La plupart de ces critères pourra être utilisée dans une phase de validation et/ou de sélection.

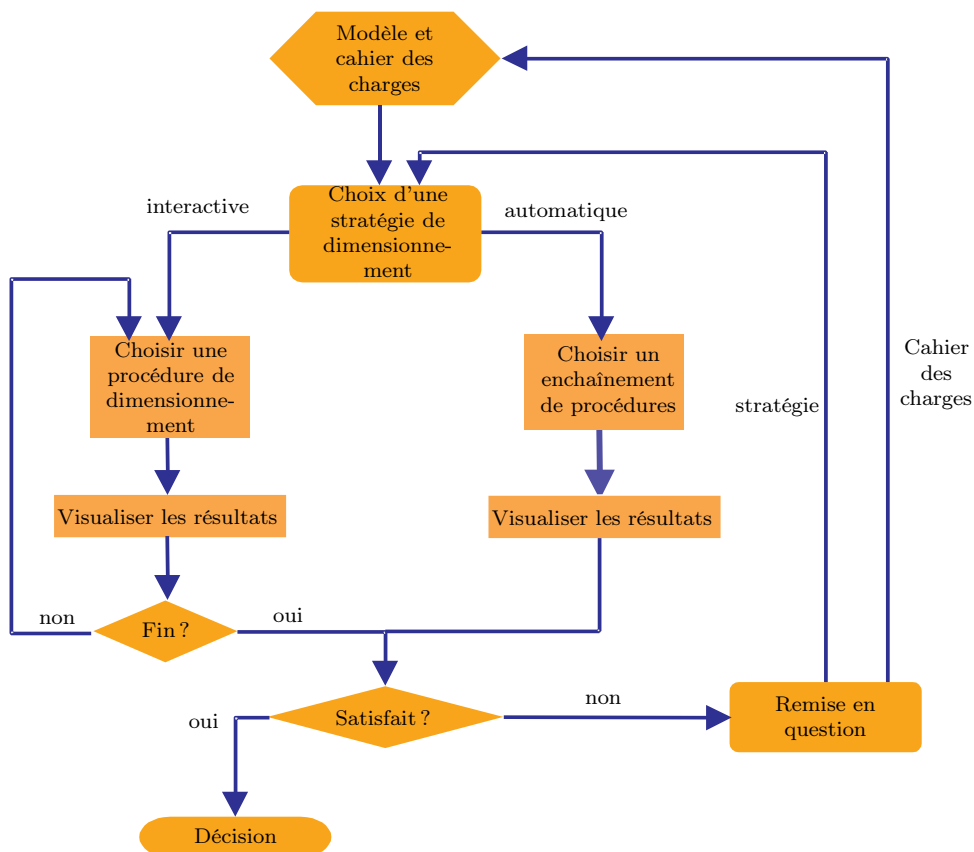


FIG. 4.2 – Synopsis des stratégies de dimensionnement dans MS1

Ensuite, les futurs développements de MS1 concernent la définition de stratégies de dimensionnement. Ces stratégies viseront à manipuler, de manière plus ou moins automatique, les différents critères évoqués précédemment et à appliquer, au choix de l'utilisateur ou de manière programmée, une séquence de

	Critères	Sélection (S) et/ou validation (V)	Commentaires	
Critères sur la puissance, les variables de puissance et les variables dynamiques				
A.1	$P_{cons} \geq P_{spec}$	S/V	Ces critères sur la puissance et les variables de puissance sont disponibles dans la version actuelle de MS1.	
A.2	$e_{cons} \geq e_{spec}$	S/V		
A.3	$f_{cons} \geq f_{spec}$	S/V		
A.4	$var_{cons} \leq$ ou $\geq var_{spec}$	V (voire S)	Critère portant sur une variable quelconque du composant.	
A.5	$P_{cons} \geq P_{spec}/\eta$	S	Permet de tenir compte <i>a priori</i> du rendement d'un élément d'adaptation entre l'actionneur et la charge (exemple d'un réducteur).	
A.6	$e_{cons}/e_{spec} \geq r \geq f_{spec}/f_{cons}$	S	Permet de tenir compte du paramètre d'un élément d'adaptation.	
Critères dynamiques et énergétiques				
B.1	$t_{cons} \geq t_{spec}$	S/V	t correspond à une durée de fonctionnement hors zone admissible. Ce critère peut être décliné suivant les zones de fonctionnement du composant (intermittent, d'accélération, ...)	
B.2	$ \omega_b, \omega_h \subset \omega_{b,spec}, \omega_{h,spec} $	S/V	Problème de bande passante.	
B.3	$\tau \leq \tau_{spec}$	V (voire S)	τ et $\tau_{r5\%}$: constante de temps et temps de réponse à 5%. ω_0 : pulsation propre. z : amortissement (peut être obtenu à partir de τ et ω_0). $A\%$: dépassement.	
B.4	$\omega_0 \leq \omega_{0,spec}$	V (voire S)		
B.5	$z \leq$ (ou \geq) z_{spec}	V (voire S)		
B.6	$\tau_{r5\%} \leq \tau_{r5\%,spec}$	V (voire S)		
B.7	$A\% \leq A\%,spec$	V (voire S)		
B.8	Critères sur les pôles et les zéros d'une fonction de transfert d'un modèle de composant linéaire. Ce type de critère peut servir dans un objectif de filtrage ou d'étude de stabilité par exemple.			
Critères organiques et économiques				
C.1	$\eta \geq \eta_{spec}$	S/V	Problème de rendement.	
C.2	$m \leq m_{spec}$	S/V	Problème de masse.	
C.3	$dim \leq$ ou $\geq dim_{spec}$	S/V	Problème d'encombrement.	
C.4	$d_{vie} \geq d_{vie,spec}$	S/V	Problème de durée de vie.	
C.5	$cot \leq cot_{spec}$	S/V	Problème de coût.	
C.6	$f(p_1, \dots, p_m, x_1, \dots, x_n) \leq \alpha_{spec}$	S/V	Critère multiobjectif où la fonction f est une pondération de différents paramètres p_i et différentes variables x_j que l'on retrouve dans les autres critères.	

TAB. 4.1 – Critères de sélection et de validation

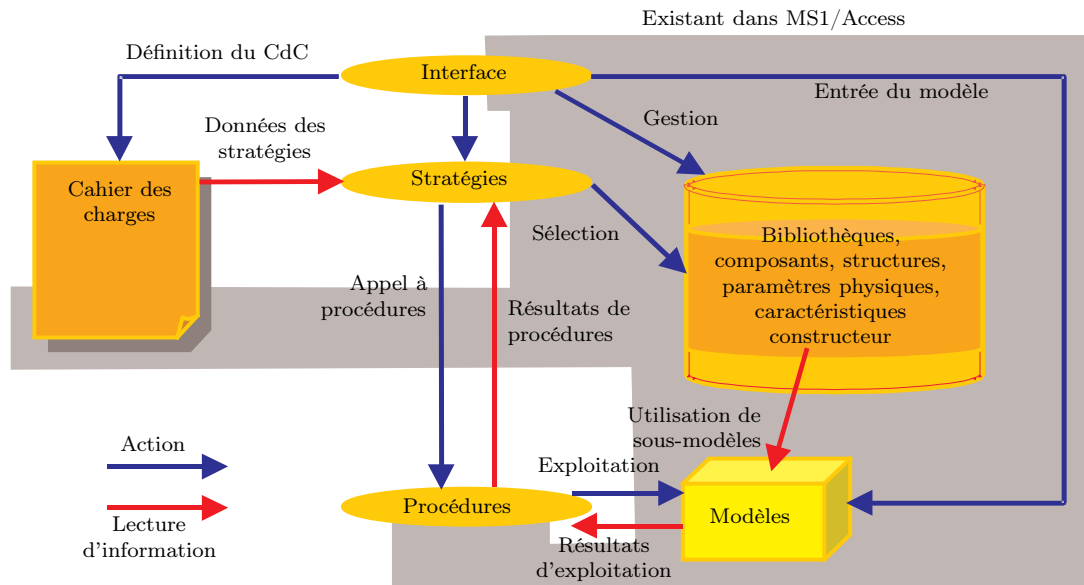


FIG. 4.3 – Organigramme des concepts et de leurs interactions dans MS1

procédures suivant le type de problème de dimensionnement posé (Coeuillet, Potkonjak et Vukobratovic, Amara par exemple) dans différents contextes (statique, stationnaire, dynamique ou fréquentiel par exemple). Le synopsis de la figure 4.2 préfigure l'utilisation potentielle des stratégies de la méthodologie de dimensionnement dans MS1.

Egalement, une autre perspective est d'intégrer les travaux en cours sur l'introduction de méthodes d'optimisation dans la méthodologie de dimensionnement dans le cadre du projet METISSE du RNTL. L'incidence est double sur l'outil MS1. D'une part, il devra être capable de construire de manière automatique le bond graph correspondant au problème d'optimisation posé, et d'autre part, il devra accepter de nouveaux critères basés sur un indice de performance d'un problème d'optimisation.

Finalement, l'organigramme de la figure 4.3 montre de manière schématique la répartition des différents concepts et leurs interactions dans MS1 pour la mise en œuvre logicielle de la méthodologie de dimensionnement. L'existant dans la version actuelle est souligné par le fond grisé. L'action à envisager pour cette perspective de développement du logiciel MS1 est directement avec Francis Lorenz principalement sous formes de prestations voire sous forme d'une collaboration au sein d'un projet national ou européen.

Développement de la méthodologie de dimensionnement

Extension des problèmes d'optimisation.

Les derniers développements dans le cadre de la thèse de Bogdan Chereji concernent la prise en compte de contraintes de type inégalité sur l'état et/ou l'entrée. D'autres actions sont à mener pour étendre encore plus les types de problème d'optimisation qui peuvent être traités dans le cadre du langage bond graph. Les premières extensions concernent les conditions aux limites qui peuvent être libres ou avec contraintes sur le temps et/ou l'état. Elles nécessiteront la prise en compte des conditions de transversalité qui mettront en relation les conditions initiales et finales sur l'état et sur le co-état. Une autre extension porte sur l'indice de performance. Les critères d'énergie dissipée et d'écart des sorties à des trajectoires de référence étaient importants à envisager en premier lieu en vue de la méthodologie de dimensionnement. D'autres critères comme la commande en temps minimal ou des critères algébriques pourront être étudiés.

Cependant, l'extension me paraissant dans un premier temps la plus importante à traiter est celle de pouvoir appliquer la procédure de représentation bond graph d'un problème d'optimisation à des modèles

non linéaires. J'envisage de travailler dans ce sens en définissant des problèmes de difficultés croissantes. Tout d'abord, les modèles variants dans le temps peuvent être traités. Ensuite, les non linéarités doivent être localisées sur les fonctions mathématiques des lois constitutives des phénomènes et des transductions d'énergie excluant celles de type discontinuité. Les développements pourront exploiter avantageusement la représentation en port-hamiltonien permettant de distinguer la structure de jonction des différents phénomènes de stockage d'une part, et de dissipation d'énergie d'autre part. En positionnant les non linéarités successivement sur les différentes parties de la structure, la traduction bond graph n'en sera que d'autant facilitée.

De la même façon que pour les travaux ayant permis la traduction d'un problème d'optimisation dans le langage bond graph, le cadre d'une thèse semble le plus approprié pour poursuivre les extensions évoquées précédemment.

Les aspects numériques de l'optimisation.

Les outils développés pour le dimensionnement des systèmes mécatroniques n'auront de réelle portée que s'il est possible de mener des phases de simulation pour compléter celles d'analyse structurelle sur le modèle. L'intérêt porté sur l'optimisation dans le contexte de la méthodologie de dimensionnement a fait apparaître un nouveau type de problème pour la simulation. En effet, la simulation entreprise sur des modèles en vue de la prédiction de leur comportement correspond à un problème de la valeur initiale. Concernant l'optimisation, il s'agit de simulation de problèmes aux conditions aux limites sur l'état initial et final, et/ou sur le co-état initial et final si des conditions de transversalité sont posées. Dans le contexte des modèles linéaires, la connaissance de la forme exponentielle de la solution a permis de déterminer *a priori* les conditions initiales sur le co-état pour transformer le problème aux conditions aux limites en un problème de la valeur initiale (section 3.3.1.4). Lorsque des modèles non linéaires seront traités, il ne sera plus possible d'exploiter cette approche. Des méthodes plus directes existent pour traiter ce type de problème mais font perdre en grande partie le bénéfice de la représentation bond graph (section 3.3.1.3). J'envisage de développer une approche qui vise à discrétiser le système d'équations du problème d'optimisation sur tout l'intervalle de temps spécifié. Le système algébrique alors obtenu, où les inconnues seront au même nombre que les équations, utilisera d'emblée toutes les données de la résolution à savoir les conditions initiales et finales. Cependant, cette approche idéale en théorie sera confrontée à plusieurs problèmes. Le premier est lié à la dimension du système numérique qui risque d'être importante suivant le modèle initial sur lequel porte le problème d'optimisation. Le second problème est lié à l'intervalle choisi pour la discrétisation et au type d'approximation mathématique utilisée. Un premier travail sur un exemple linéaire permettra de prendre la mesure des difficultés évoquées.

Ce travail d'application de technique numérique dans le contexte de l'optimisation semble être approprié pour un stage de Master Recherche.

Couplage méthodologie/optimisation.

Dans le cadre du post-doctorat d'Omar Mouhib lié au projet RNTL-METISSE, il reste à finaliser un réel couplage entre l'optimisation et la méthodologie de dimensionnement. La représentation bond graph d'un problème d'optimisation où le critère est une énergie dissipée (section 3.3.1) ou la minimisation des écarts des sorties à des trajectoires spécifiées (section 3.3.2) est maintenant disponible. L'introduction de ce type de problème dans la méthodologie est envisagée d'abord sur un exemple avant une généralisation. L'exemple choisi possède une ou deux entrées et deux sorties sur lesquelles seront spécifiés différentes combinaisons de critères. Les spécifications seront formulées dans un premier temps, l'une comme une fonction du temps pour la première sortie, l'autre comme la minimisation de l'écart de la seconde sortie à une trajectoire de référence. Dans ce cas, l'objectif sera de remonter ces spécifications sur une ou deux entrées. Dans un deuxième temps, les deux sorties seront spécifiées par des critères de minimisation de leur écart à des trajectoires de référence. Dans ce cas, les spécifications seront remontées sur une seule entrée.

Les différentes configurations envisagées, outre le nouveau type de spécification, montrent que pourront être traités des problèmes non-carrés en termes d'entrées/sorties. Ces travaux doivent s'inscrire pour une grande part dans la fin du post-doctorat d'Omar Mouhib et continueront dans le cadre d'un poste d'ATER

pour l'étude des différentes configurations et leur généralisation.

Rédaction du cahier des charges.

Dans le cadre du projet RNTL-METISSE, le second post-doctorant Amine Mohsine doit mener une réflexion sur l'apport de l'optimisation dans les spécifications et donc, dans la rédaction d'un cahier des charges. L'idée ici est de repartir des travaux de thèse d'Olivier Méchin dans le cadre du PREDIT 2 et notamment de l'analyse de la démarche de conception du constructeur (section 3.2.2.3). Cette analyse avait abouti sur le constat de difficultés à formuler les spécifications comme elles auraient dû l'être pour la méthodologie de dimensionnement développée. Ces difficultés avaient d'ailleurs donné lieu à des extensions permettant de formuler des spécifications sous formes de contraintes d'assistance et de contraintes de comportement. Avec les travaux liés à l'optimisation et son introduction dans la méthodologie, de nouvelles possibilités apparaissent notamment concernant les spécifications. Il est donc intéressant de repartir de notre expérience dans la collaboration avec PSA Peugeot Citroën pour mettre en œuvre ces derniers développements. Il s'agira de reprendre, pour les systèmes traités de la Direction Assistée Electrique et des suspensions, les différentes situations de vie avec les essais et les critères pour voir dans quelle mesure il serait possible de les formuler ou les transformer en critères d'optimisation. De nouveaux critères pour le constructeur pourraient même être dégagés. Une attention particulière sera portée sur l'organisation de ces critères et leur catalogage pour qu'ils puissent devenir standard à la conception et constituent alors une aide à la rédaction d'un cahier des charges.

Ces travaux restent dans le cadre du post-doctorat d'Amine Mohsine qui se termine en juillet 2007. Il est pour l'instant trop tôt pour réfléchir au cadre qui pourrait faire suite à ces travaux.

Aspects structurels de la méthodologie.

Le projet ANR-RNTL SIMPA2 permet le financement pour trois ans d'une thèse. Dans le cadre de cette thèse, le travail de recherche d'Audrey Jardin consistera à :

- prendre en main la méthodologie de dimensionnement pour la validation des développements du projet SIMPA2,
- étudier les dimensionnements structurellement réalisables dans un cahier des charges,
- étudier la reformulation d'un problème de dimensionnement,
- étudier les conditions d'inversibilité mathématique et numérique de modèle dynamique à travers le langage bond graph.

La validation des développements du projet SIMPA2 s'effectuera sur une série d'exemples proposés avec PSA Peugeot Citroën sur la chaîne de traction du véhicule en versions moteurs thermique ou hybride thermique/électrique. Ces exemples doivent permettre de tester progressivement différentes difficultés de modèle que le compilateur, objet du projet, doit être capable de traiter en dimensionnement par modèle inverse. Ils ont été présentés dans l'expression des besoins du projet [Bou06].

Pour l'étude des dimensionnements structurellement réalisables, l'objectif est, à partir du moment où les conditions d'inversibilité structurelle ne sont pas réalisées, de reposer structurellement le problème d'inversion en ne considérant :

- qu'une partie des sorties spécifiées sur le modèle si le problème est sur-contraint.
- des sorties supplémentaires à spécifier si le problème est sous-contraint. *A priori*, le nombre total de sorties spécifiées doit être égal au nombre d'entrées du modèle direct.
- des cas intermédiaires carrés avec perte d'iso-actionnement (liée par exemple aux notions de contrainte d'assistance ou de passage par des singularités).

L'étude de la reformulation du problème de dimensionnement doit reconsidérer le nombre, la nature et la localisation (en termes de sortie) des spécifications en tentant d'établir des règles, pour un système donné, de ce qui est possible structurellement de faire ou pas. Ces travaux et les règles qui en découleront, doivent fournir un guide au concepteur pour la rédaction d'un cahier des charges.

Enfin, le dernier point concernant les conditions d'inversibilité mathématique et numérique à travers le langage bond graph permettra d'étendre celles déjà énoncées du point de vue structurel. La question se posera en termes de continuité d'une fonction et de la composition de fonctions. L'enjeu est de pouvoir donner des procédures graphiques qui focaliseront le test de ces conditions sur les éléments à loi

caractéristique critique dans la représentation bond graph. Elles pourront également dans certains cas compléter les phases structurelles pour éliminer *a priori* des lignes de puissance ou des chemins causaux entrées/sorties.

Méthodologie de conception de structure cinématique

Dans des perspectives à plus long terme, les développements de la thèse de Gérardo Villegas-Medina combinés à ceux de l'axe de recherche *Prototypage virtuel* doivent permettre de travailler de manière exploratoire dans une phase plus amont de la conception. En effet, dans cette phase se pose la question de la structure, supposée pour l'instant mécanique (elle pourra éventuellement s'extrapoler à l'énergétique), répondant au mieux à la fonction recherchée dans le problème de conception. Deux pistes peuvent être explorées sur cette thématique. La première consiste à baser la recherche d'une structure sur des critères énergétiques. La seconde piste est d'appréhender ce problème de conception également par une approche inverse. Un terrain d'application privilégié est celui de la synthèse de mécanisme. Une contribution pourrait être apportée en plus dans la synthèse de structure souple.

Dans le domaine de la synthèse de mécanisme, le concepteur utilise, modifie, adapte un mécanisme familier ou peut avoir besoin de créer un nouveau mécanisme répondant spécifiquement à une tâche. Donc, la conception d'un mécanisme requiert soit l'analyse de systèmes existants pour vérifier leur éventuelle aptitude, soit la synthèse d'un tout nouveau système. Bien souvent, la démarche est directe dans le sens où des solutions sont choisies *a priori*, des indicateurs sont définis et déterminés pour ces solutions afin d'être comparés aux critères du cahier des charges pour retenir la solution finale. Dans ce contexte, je propose de prendre en compte, tôt dans la conception, les critères énergétiques pour le dimensionnement de la structure d'un mécanisme d'une part, et d'adopter une approche inverse qui conduirait à celle-ci sans *a priori* d'autre part. A partir du schéma simplifié (source d'énergie) \rightarrow (mécanisme) \rightarrow (charge/environnement), la problématique posée est donc comment choisir la structure cinématique du mécanisme pour un transfert d'énergie efficace de la source à la charge et/ou l'environnement. Cependant, cette problématique ne doit pas se substituer aux autres dans la synthèse du mécanisme, notamment celles concernant les contraintes liées à la tâche et à l'environnement ; elle doit les compléter. Pour cette raison, le cadre d'hypothèses initial de ce projet de recherche est la donnée de la source d'énergie, de la tâche, de l'environnement, et d'une famille de mécanismes sélectionnée sur les critères fonctionnels fixés par la tâche et/ou l'environnement.

L'objectif est donc d'étendre la méthodologie de dimensionnement déjà développée à une méthodologie de conception de structure cinématique. Un second enjeu est de pouvoir partir de cette base mécanique pour extrapoler les phases méthodologiques à la conception de structure énergétique. Ces travaux se feront bien entendu dans le contexte du langage bond graph.

4.3.1.3 ... sur l'axe *Commande*

De mon travail en modélisation mécanique et sur l'utilisation de la stabilisation de Baumgarte (section 3.1.1.2) d'une part, et de mes échanges avec Daniel Thomasset, Xavier Brun et Mohamed Smaoui sur le thème de recherche *Commande* d'autre part, est née l'idée d'appliquer cette technique dans le contexte de la commande par modes glissants. En effet, l'analogie de la contrainte à respecter a permis de définir l'équation de liaison cinématique comme l'analogie de la surface de glissement.

La stabilisation de Baumgarte est habituellement utilisée en modélisation pour éviter la dérive numérique de contraintes qui ne seraient pas respectées au cours de la simulation. C'est le cas où le modèle mécanique est formulé en coordonnées dépendantes et où il existe donc des équations de liaison. Le système d'équations dynamiques est alors algèbro-différentiel le plus souvent d'index 3. Le problème revient à résoudre les équations différentielles tout en respectant les équations algébriques associées aux contraintes. Les méthodes numériques existantes sont généralement incapables de traiter ce type de problème. La stabilisation de Baumgarte est alors une méthode pour reformuler le modèle de manière à pouvoir le simuler numériquement en baissant l'index tout en respectant les contraintes. Ceci est analogue à la volonté de commander un système régi par un modèle dynamique tout en imposant à son évolution de respecter certaines contraintes sous forme par exemple de relations algébriques entre ses variables d'état.

Nous avons développé et appliqué, Mohamed Smaoui et moi-même, cette idée à la commande d'un vérin électropneumatique. Les premiers résultats en simulation et en essai sont encourageants et prometteurs. Il faut maintenant les valoriser par des productions. D'autres développements sont envisageables. Par exemple, une meilleure maîtrise du temps mis par la commande à faire « coller » le système sur la surface de glissement pourrait être obtenue par le réglage des paramètres de la stabilisation de Baumgarte, *a priori* plus intuitifs que ceux des modes glissants. Ceci pourrait être comparé aux travaux de l'IRCCyN (Institut de Recherche en Cybernétique de Nantes) sur ce sujet dans le cadre de la thèse en co-tutelle d'Alexis Girin co-encadré par Xavier Brun au LAI.

Ces développements montrent l'interaction entre les thèmes *Modélisation* et *Commande* de l'équipe et me permettent d'élargir mes propres axes de recherche à ce dernier.

4.3.1.4 Projets déposés

Cluster Recherche *Transport, Territoires et Société*

Ce projet a pour ambition de travailler sur les enjeux combinés à la fois de sécurité active, de confort, de maîtrise de la consommation énergétique, et de durabilité et fiabilité des systèmes dynamiques du véhicule terrestre. Il propose, pour répondre à ces objectifs, d'apporter un cadre méthodologique original permettant une conception pertinente et simultanée des systèmes en question (suspensions, direction, freinage, GMP, ...) Ce projet s'appuie sur des équipes pluridisciplinaires en dynamique du véhicule, transmission mécanique, mécatronique, automatique (LaMCoS -Laboratoire de Mécanique des Contact et des Systèmes-, LDMS -Laboratoire de Dynamique et Mécanique des Structures-, LAI) en collaboration avec des industriels aux compétences de premier rang dans le domaine du transport (Renault Trucks, PSA Peugeot Citroën), et de l'ingénierie automobile (Imagine).

Dans le contexte de la prévention d'accident, un potentiel de progrès se situe dans les différents moyens technologiques permettant de mieux maîtriser le comportement du véhicule dans son évolution sur la route jusque dans les situations les plus critiques. Cette problématique relève typiquement de la sécurité active. Cependant, cette problématique ne peut pas se traiter indépendamment des critères de confort qui sont également une exigence de société. Par ailleurs, les moyens technologiques constitués des différents systèmes implantés dans un véhicule sont également consommateurs d'énergie et tombent du même coup sous les contraintes d'efficacité énergétique. Enfin, les composants équipant ces systèmes (sources d'énergie, modulateurs de puissance, actionneurs, capteurs, ...) doivent répondre à un double objectif de durabilité pour les aspects environnementaux mais également de fiabilité pour la sécurité des personnes dans et au dehors du véhicule.

L'interdépendance de ces différents critères de société, souvent antagonistes, implique d'imaginer de nouvelles méthodes de conception et de dimensionnement des systèmes technologiques des véhicules. C'est un des principaux objectifs recherchés dans ce projet qui mettra au service des buts à atteindre les développements déjà engagés sur cette voie par le LAI à travers la méthodologie de dimensionnement qu'il a mise en place. Il est pressenti à travers ce projet que le monde industriel peut connaître une révolution méthodologique dans l'approche de la conception comparable à l'avènement de la simulation numérique dans les années 80/90.

Le LAI est porteur de ce projet. J'ai demandé un financement de 175k€ pour les différents partenaires universitaires y compris le LAI et un financement pour une thèse sur trois ans.

Pôle de compétitivité *Lyon Urban Trucks&Bus 2015*

Lié au précédent, ce projet porte plus sur les aspects applicatifs et technologiques des systèmes des véhicules routiers. Dans les situations de roulage, au-delà des aspects sécurité passive visant à atténuer les conséquences d'un accident, le comportement routier du véhicule industriel est un des points clés à maîtriser pour prévenir l'accident. Cette maîtrise du comportement routier passe par la mise au point de dispositifs actifs assistant en temps réel le chauffeur pour le contrôle du véhicule. Ceci s' imagine dès sa conception ce qui implique :

- une connaissance pointue de la dynamique du véhicule industriel, des systèmes (freinage, suspensions, direction, ...) qui le composent et de leurs couplages,
- une approche globale du véhicule et de ses systèmes tenant compte également des variétés de l’attelage au véhicule tracteur,
- la mise en œuvre d’outils techniques pluridisciplinaires (modélisation et simulation) et d’une démarche appropriée à ce caractère pluridisciplinaire et complexe (approche systémique),
- l’intégration des spécifications provenant à la fois de l’environnement (physique) du véhicule, des exigences en matière environnementale, du respect des éléments de sécurité passive à l’interface véhicule/autres usagers (VL, piétons, ...), des contraintes économiques,
- une prospection des solutions technologiques, notamment nouvelles et transposables sur le véhicule industriel, ayant un fort potentiel pour accroître les performances en matière de sécurité,
- une maîtrise du fonctionnement intégré et piloté des différents dispositifs dans le véhicule industriel (sûreté de fonctionnement).

Par une approche pluridisciplinaire conjointe à une problématique industrielle et une mise en commun des moyens des laboratoires et des moyens d’essais spécifiques industriels, des avancées dans le domaine de la sécurité active du comportement routier des véhicules industriels peuvent être obtenues en œuvrant dans les directions suivantes :

en modélisation : une meilleure compréhension de la cinématique et de la dynamique du véhicule industriel permettra d’augmenter la pertinence des modèles qui serviront en simulation. Ceux-ci seront utilisés à la fois pour la conception, pour l’élaboration de stratégies de commande à mettre en œuvre afin d’atteindre un objectif donné (distance de freinage, passage en courbe, freinage en courbe, ...), et pour la gestion de ces stratégies par utilisation des modèles dans les calculateurs qui commandent les différents actionneurs. La simulation permettra aussi de contribuer au choix des actionneurs.

en stabilité : il est entendu ici non seulement le renversement mais aussi la stabilité du véhicule sur la trajectoire désirée par le chauffeur. Les éléments mis en œuvre peuvent être, outre les freins, les suspensions actives (gestion du roulis par exemple), les articulations entre les véhicules par pilotage des raideurs et des dissipations, la direction active, ... La recherche et le développement de ces éléments, tenant compte de la spécificité, met en jeu la modélisation-simulation, la mécatronique et le contrôle actif.

en commande : elle se situe à deux niveaux. Le premier concerne les lois de commande des actionneurs eux-mêmes. Le deuxième a trait au fonctionnement d’ensemble des différents actionneurs afin que leur réponse simultanée soit la réponse optimale à la question de sécurité posée ce qui n’est pas nécessairement la somme des optimums des réponses de chacun des actionneurs. Il s’agit de mettre de « l’intelligence » dans la gestion de l’ensemble des aides à la conduite.

Deux thèses au minimum sont requises :

- une plutôt « conception amont » liée à la recherche de solutions d’architectures mécaniques répondant à certains critères avancés de la conception,
- une plutôt « conception aval » avec l’intégration mécatronique (architectures électromécaniques, actionnements, mesure, commande, supervision pour les questions de sûreté de fonctionnement) répondant aux exigences de sécurité active sur le véhicule routier dans sa globalité.

Ce projet est piloté par le LaMCoS et regroupe, outre ce laboratoire, le LDMS et le LAI pour les partenaires universitaires, et Renault Trucks pour les partenaires industriels. J’ai impliqué le LAI essentiellement dans la seconde thèse bien qu’il prendra part également au travail de la première. Le financement global demandé pour les différents partenaires est de 1M€ pour une durée de 36 mois.

Programme Pluri-Formations *VerT*

Ce programme a pour but de financer des équipements pour la recherche, et dans ce cadre, le projet *VerT* (Véhicules Terrestres à émissions réduites) concerne le domaine du moteur thermique. La réflexion initiale tient de la nécessité de comprendre les liens entre la combustion du mélange dans la chambre et le bruit émis par le moteur. Comme pour d’autres objets sonores, la source de bruit (ici la combustion) est en effet essentielle pour la caractérisation du timbre de ce bruit. Ce premier aspect a permis la mise en place d’une collaboration active entre le CETHIL (Centre de Thermique de Lyon) et le LVA (Laboratoire Vibrations Acoustique) qui a reçu le soutien du Cluster Recherche de la région Rhône-Alpes « Transports, Territoires et Société » par l’attribution d’une bourse de thèse. Il a également montré la

nécessité de mettre en place une approche plus large, pluridisciplinaire, qui permette l'identification et la compréhension des corrélations existant entre les phénomènes de combustion, les effets de transferts thermiques, le bruit et les émissions polluantes dans un moteur alternatif. Cette approche, qui traite de la chambre de combustion et des phénomènes internes en relation avec l'acoustique, nécessite pour être complète d'intégrer les questions liées à la lubrification du piston et au comportement thermo-mécanique des matériaux. De plus, l'objectif de limitation des émissions polluantes impose de mettre en œuvre des actions liées au contrôle-commande. Enfin, plus largement, il sera également important d'initier des collaborations en vue d'étudier le système de freinage et l'ensemble de la chaîne cinématique, par exemple pour la surveillance des systèmes mécaniques tournants (projet pilote dans le « Rhône-Alpes Automotive Cluster »).

Ce projet scientifique repose sur plusieurs thématiques, fortement couplées, qui doivent être traitées selon un continuum afin d'atteindre le but fixé de réduction des nuisances polluantes et sonores. L'une d'elles est liée à la compréhension des phénomènes, mais également à la définition d'une stratégie d'optimisation ou de contrôle de ces phénomènes, ce qui nécessite une réflexion importante sur le contrôle-commande. Dans cette phase de recherche, le LAI se propose d'introduire une approche « multi-échelle », complémentaire à l'expérimentation, partant de l'analyse des systèmes complexes par décomposition en composants, passant par l'analyse phénoménologique du comportement de ces composants, jusqu'à l'étude locale afin d'obtenir les caractéristiques des phénomènes. Cette approche est menée actuellement avec succès sur le circuit de freinage pneumatique des véhicules routiers dans le cadre d'une collaboration avec Renault Trucks. Ce travail relève du thème de recherche *Modélisation* de l'équipe et notamment des développements dirigés par Eric Bideaux.

Le projet est porté par le CETHIL et regroupe le LVA, le LaMCos, le LDMS et le LAI. Un financement global de 260k€ a été demandé pour l'équipement.

4.3.2 D'enseignement

Conscient de la richesse de pouvoir intervenir dans deux disciplines, je souhaite continuer ce double positionnement au niveau de mon enseignement.

Même si le contenu du cours de mécanique générale pour le premier cycle et le cycle ingénieur est relativement achevé, il ne reste pas moins structurant et nécessite de la rigueur dans sa présentation. Je souhaite le poursuivre avec la perspective de récrire et d'adapter dans sa forme le cours de premier cycle sur la cinématique et la dynamique par les théorèmes généraux. Il est également prévu d'introduire l'utilisation de MAPLE en partie dans les TD.

Toujours dans le domaine de la mécanique, des cours de cycle ingénieur sur la stabilité et l'optimisation pourraient être une possibilité d'évolution de mon enseignement. Ils offriraient par ailleurs un parallèle intéressant avec les développements de recherche actuels dans ce domaine (section 3.3).

Concernant l'automatique, mon objectif est de continuer à étendre mes interventions en enseignement. La poursuite des modules sur l'outil bond graph dans les différents cycles reste de ma volonté. Mon intervention récente en Systèmes Automatisés de Production et notamment sur l'outil Réseau de Petri m'offre une ouverture intéressante dans le domaine des systèmes à événements discrets. Les compétences acquises me permettent également d'enseigner l'automatique linéaire qui transmet les bases de l'automatique et de la commande, ainsi que la modélisation par représentation d'état qui offre un complément idéal de mes interventions en bond graph. J'envisage donc des enseignements dans ces disciplines.

Enfin, la méthodologie de dimensionnement développée au LAI commence à être suffisamment mûre pour qu'il y ait un transfert en enseignement. Cette intervention doit se situer en cycle ingénieur et de préférence en dernière année voire en 2^e année. Les bases de ce module peuvent se structurer autour d'applications de l'automobile par exemple pour être étendues ensuite au domaine de la mécatronique touchant tous les secteurs d'activité aujourd'hui. Les prémices de cet enseignement sont déjà perceptibles dans les interventions en bond graph puisqu'il y est question de bicausalité et d'application de cette dernière pour la détermination de modèles dynamiques inverses.

4.3.3 De responsabilités

Mes motivations sont multiples et à deux niveaux. Tout d'abord à titre personnel, l'obtention de l'H.D.R. me permettra d'une part, d'être autonome administrativement dans mes encadrements de chercheurs, et d'autre part, de pouvoir postuler à la qualification puis à terme, de devenir Professeur des Universités. Ensuite, au niveau de la communauté, d'une part le laboratoire pourra compter un nouvel enseignant/chercheur habilité, et d'autre part, je pourrai être rapporteur au sein de la communauté nationale et internationale.

Ma volonté est aujourd'hui de rester au carrefour des domaines de l'automatique et de la mécanique. La réussite des développements mis en perspectives résultera d'une synergie accrue entre les thèmes *Modélisation*, notamment en mécanique pour la mécatronique, *Prototypage virtuel* avec l'utilisation originale combinée d'une approche inverse et de l'outil bond graph, et *Commande* qui doit être également une préoccupation dès les premières phases d'une conception. C'est en effet aujourd'hui un créneau de recherche apparaissant très prometteur et qui sera poursuivi dès l'apparition du laboratoire AMPERE issu de la fusion du LAI et du CEGELY. A terme, ces outils doivent constituer de nouveaux standards de conception des systèmes mécatroniques.

Je vise donc aujourd'hui à prendre encore plus toute la mesure du thème de recherche *Prototypage virtuel* pour promouvoir dans le milieu industriel les outils méthodologiques qui y sont développés. En parallèle, une maquette sous le logiciel MS1 (Francis Lorenz, Belgique) intégrant les fonctionnalités de la méthodologie, est aujourd'hui opérationnelle. L'objectif est d'aboutir à une version prête pour une première industrialisation d'ici deux ou trois ans accompagnant ainsi le déploiement de la méthodologie.

La pérennité des activités de recherche passe par une dynamique de projets. Pour cela, il est important de rester dans les réseaux de partenaires habitués à travailler ensemble. Les participations à des actions nationales du type ANR-RNTL ont permis et permettent de faire avancer les travaux de recherche notamment grâce au financement de thèses et de post-doctorats. Je souhaite poursuivre ce type d'action. Il y a eu par exemple une participation au dépôt d'un projet européen (NOVIS 2003 -Nonlinear Virtual multi-body System network in Europe-) qui n'a finalement pas été retenu de même qu'à des programmes ANR-blanc (ACASE 2006 -Aide à la Conception des Architectures de puissance et de commande des Systèmes Embarqués multiénergie-) et ANR-RNTL (APLODI 2006 -Architecture et PLate-forme Ouverte pour le Dimensionnement en mécatronique-) plus récemment. Malgré ces échecs, il faut rester vigilant sur ces appels d'offre nationaux et européens. En outre, la création du laboratoire AMPERE, Unité Mixte de Recherche 5005, offrira de nouvelles possibilités de financement par l'intermédiaire du CNRS pour des thèses ou des post-doctorats et que je compte exploiter pleinement. De manière complémentaire à ces actions, il faut poursuivre les collaborations industrielles qui permettent à la fois d'avoir un champ d'application pour les développements proposés et qui sont également génératrices d'idée de recherche. Celle avec la direction de la recherche de PSA Peugeot Citroën depuis maintenant près d'une dizaine d'années confirme l'apport d'une telle stratégie.

S'agissant de collaboration, il est important également d'échanger entre laboratoires nationaux ou internationaux pour que les idées progressent car abordées avec des visions et des préoccupations différentes. Nous avons des contacts réguliers voire des initiatives de mise en place de projet en collaboration avec des laboratoires travaillant sur des thèmes connexes aux nôtres ou les utilisant (LEEI à Toulouse -Laboratoire d'Electronique Electrotechnique Industrielle-, LAGIS à Lille -Laboratoire d'Automatique, de Génie Informatique et Signal-, CPTMC à Bath -Centre for Power Transmission and Motion Control-, ...)

Enfin, la valorisation des travaux de recherche passe également par une politique de productions scientifiques. Il est toujours difficile suivant le cadre de recherche de pouvoir systématiquement produire sur les développements d'un projet. Je compte instaurer pour tout chercheur que j'encadre, à partir du moment où une idée est suffisamment mûre et en parallèle de ses développements, un travail systématique sur l'écriture d'une publication et d'au moins une communication qui lui soit associée.

Bibliographie

- [20S04] 20Sim. <http://www.20sim.com/>, 2004.
- [Agr99] Agrawal, S. K. and Fabien, B. C. *Optimization of dynamic systems*, volume 70 of *Solid Mechanics and its Applications*. Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, Boston, London, 1999.
- [Ama91] Amara, M. *Contribution à l'étude des aspects énergétiques en robotique mobile*. Scientifique, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1991.
- [Arm04] Armbruster, C., Botellé, E., Marquis-Favre, W. Introduction of innovative analysis methods in frequency- and energy- domain for the development of hydraulic component. In *IFK '04 Internationales Fluidtechnisches Kolloquium*, volume 1, pages 197–214, 2004.
- [Ayr74] Ayres, F. *Matrices : cours et problèmes*. Série Schaum. Paris, ediscience s. a. edition, 1974.
- [Bak89] Bakker, E., Pacejka, H.B., Lidner L. A new tyre model with application in vehicle dynamics studies. *Society of Automotive Engineers Paper*, (890087), 1989.
- [Bau84] Baumgarte, J. Stabilization of constraints and integrals of motion in dynamic systems. In *NATO ASI on Computer Aided and Optimization of Mechanical Systems Dynamics*, pages 1–16, Iowa City/USA, August, 1-12, 1983 1984.
- [Ber05] Bertolazzi, E., Biral, F., Da Lio, M. Symbolic-numeric indirect method for solving optimal control problems for large multibody systems. *Multibody System Dynamics*, 13 :233–252, 2005.
- [Bos86] Bos, A. M. *Modelling multibody systems in terms of multibond graphs*. Ph.d. thesis : Electrical engineering, University of Twente, Enschede, Netherlands, 1986.
- [Bou06] Bouskela, D., Demay, E., Souyri, A., Guillemard, F., Marquis-Favre, W., Thomasset, D., Benjelloun-Dabaghi, Z. Expression de besoins pour un environnement de modélisation et simulation basé sur un compilateur modelica open source. Technical report, Programme ANR-RNTL SIMPA2, 2006.
- [Bre85] Breedveld, P. C. Multibond graph elements in physical systems theory. *Journal of The Franklin Institute*, 319(1/2) :1–36, 1985.
- [Che06] Chereji, B., Mouhib, O., Marquis-Favre, W., Thomasset, D., Pousin, J., Picq, M. An optimal control problem : bond graph representation and solver implementation. In F. Breiteneker I. Troch, editor, *5th MATHMOD Vienna*, page 8, Vienna, Austria, February 8-10 2006.
- [Cla81] Clark, S. K. *Mechanics of pneumatic tires*. 1981.
- [Coe69] Coeuillet, J. Choix des moteurs de servomécanismes. *Automatisme*, 2 :56–57, février 1969.
- [Coi81] Coiffet, P. *Les robots : Tome 1 Ū Modélisation et Commande*. Paris, 1981.
- [Das98] Dasgupta, B., Mruthyunjaya., T. S. Force redundancy in parallel manipulators : Theoretical and practical issues. *Mechanical Machine Theory*, 33(6) :727–742, 1998.
- [Dau00] Dauphin-Tanguy, G. *Les bond graphs*. Hermès Science Publications, Paris, 2000.
- [Diw03] Diwekar, U. M. *Introduction to applied optimization*, volume 80 of *Applied optimization*. Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, The Netherlands, 2003.
- [Dol05] Dolcini, P., Canudas de Wit, C., Béchart, H. Improved optimal control of dry clutch engagement. In *16th IFAC World Congress*, page 6, Prague, Czech Republic, 4-8 July 2005.
- [Fav97] Favre, W. *Contribution à la représentation bond graph des systèmes mécaniques multicorps*. PhD thesis, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1997.

- [Fav98] Favre, W., Scavarda, S. Bond graph representation of multibody systems with kinematic loops. *Journal of the Franklin Institute*, 335B :643–660, 1998.
- [Fot96] Fotsu-Ngwompo, R., Scavarda, S., Thomasset, D. Inversion of linear time-invariant siso systems modelled by bond graph. *Journal of the Franklin Institute*, 333(B) :157–174, 1996.
- [Fot97] Fotsu-Ngwompo, R. *Contribution au Dimensionnement des Systèmes sur des Critères Dynamiques et Énergétiques - Approche par Bond Graph*. Ph. d. thesis, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1997.
- [Fot99] Fotsu-Ngwompo, R., Scavarda, S. Dimensioning problems in system design using bicausal bond graphs. *Simulation Practice and Theory*, 7 :577–587, 1999.
- [Fot01a] Fotsu-Ngwompo, R., S. Scavarda, Thomasset, D. Physical model-based inversion in control systems design using bond graph representation. part 1 : Theory. *Proceedings of the IMECHE Part I Journal of Systems and Control Engineering*, 215 :95–103, 2001.
- [Fot01b] Fotsu-Ngwompo, R., S. Scavarda, Thomasset, D. Physical model-based inversion in control systems design using bond graph representation. part 2 : Applications. *Proceedings of the IMECHE Part I Journal of Systems and Control Engineering*, 215 :105–112, 2001.
- [Gan66] Gantmacher, F. R. *Théorie des matrices : tome 1, théorie générale*. Collection universitaires de mathématiques. Paris, dunod edition, 1966.
- [Gay00] Gay, F., Coudert, N., Rifqi, I., de Larminat, Ph. Development of hydraulic active suspension with feedforward and feedback design. In *SAE 2000 World Congress, Steering and Suspension Technology Symposium*, number 2000-01-0104, Detroit, USA, March 6-9 2000.
- [Hal95] Halconruy, T. *Les Liaisons au Sol*. Paris, 1995.
- [Jab05] Jabeur, M. *Méthodes géométriques en mécanique spatiale et aspects numériques*. Ph. d. thesis, Université de Bourgogne, 2005.
- [Kar76] Karnopp, D. Bond graph for vehicle dynamics. *Vehicle Systems Dynamics*, 5 :171–184, 1976.
- [Kar78a] Karnopp, D. A bond graph modeling philosophy for thermofluid systems. *Transactions of the ASME, Journal of System Dynamics, Measurement and Control*, 100, March 1978.
- [Kar78b] Karnopp, D. The energetic structure of multibody dynamic systems. *Journal of The Franklin Institute*, 306 :165–181, 1978.
- [Lal98] Laliberté, T., Gosselin, C. M. Simulation and design of underactuated mechanical hands. *Mechanism and Machine Theory*, 33(1/2) :39–57, 1998.
- [Lew95] Lewis, F. L. and Syrmos, V. L. *Optimal control*. John Wiley & Sons, Inc., New York, second edition, 1995.
- [Lor97] Lorenz, F. Ms1. <http://www.lorsim.be>, 1997.
- [Mar05] Marquis-Favre, W., Chereji, B., Thomasset, D., Scavarda, S. Bond graph representation of an optimal control problem : the dc motor example. In *ICBGM'05 International Conference of Bond Graph Modelling and simulation*, pages 239–244, New Orleans, USA, January 23-27 2005.
- [Mar06a] Marquis-Favre, W., Bideaux, E., Méchin, O., Scavarda, S., Guillemard, F., Ébalard, M. A mechatronic bond graph modelling of an automotive vehicle. *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems*, 12(2-3) :189–202, April-June 2006. Special issue on Bond Graph Modelling.
- [Mar06b] Marquis-Favre, W., Mouhib, O., Chereji, B., Thomasset, D., Pousin, J., Picq, M. Bond graph formulation of an optimal control problem for linear time-invariant systems. *Soumis au Journal of the Franklin Institute*, page 23, 2006.
- [Mar06c] Marquis-Favre, W., Scavarda, S., Bideaux, E. A planar mechanical library in the amesim simulation software. part I : Formulation of dynamics equations. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 14(1) :25–46, 2006.
- [Mar06d] Marquis-Favre, W., Scavarda, S., Bideaux, E. A planar mechanical library in the amesim simulation software. part II : Library composition and illustrative example. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 14(2) :95–111, 2006.
- [Mas92a] Maschke, B. M., van der Schaft, A. J., Breedveld, P. C. An intrinsic hamiltonian formulation of network dynamics : Non-standard poisson structures and gyrators. *Journal of The Franklin Institute*, 329 :923–966, 1992.

- [Mas92b] Maschke, B., van der Schaft, A. J. Port-controlled hamiltonian systems : Modelling origins and system-theoretic properties. In *9nd IFAC NOLCOS*, pages 282–288, Bordeaux, 1992.
- [Méc01] Méchin, O., Marquis-Favre, W., Scavarda, S., Ébalard, M., Guillemard, F. Aide à la validation des composants d'un système mécatronique dans l'automobile. In *SIA Congress Vehicle Dynamics*, pages 119–126, Lyon, France, 6-7 juin 2001.
- [Méc02] Méchin, O., Marquis-Favre, W., Scavarda, S., Ferbach, P. A dynamic sizing methodology in the context of an automotive application. In *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exhibition, Dynamic Systems and Control Division, Symposium on Automated Modeling*, page 9, New Orleans, USA, November 17-22 2002.
- [Méc03] Méchin, O., Marquis-Favre, W., Scavarda, S., Ferbach, P. Sizing of an electric power steering system on dynamic and energy criteria. In *ICBGM'03 International Conference on Bond Graph Modelling and Simulation*, pages 137–147, Orlando, USA, january, 19-23 2003.
- [Mou06] Mouhib, O., Chereji, B., Marquis-Favre, W., Thomasset, D., Pousin, J., Picq, M. Procedure for the bond graph construction of an optimal control problem. In *13th IFAC Workshop on Control Applications of Optimisation, CAO '06*, pages 69–74, Paris-Cachan, France, 26-28 April 2006.
- [Mou07a] Mouhib, O., Chereji, B., Marquis-Favre, W., Bideaux, E., Thomasset, D. Bond graph representation of an optimal control problem for output error minimization. In *Accepté à l'ICBGM'07 International Conference of Bond Graph Modelling and simulation*, San Diego, USA, January 15-17 2007.
- [Mou07b] Mouhib, O., Chereji, B., Marquis-Favre, W., Thomasset, D., Pousin, J., Picq, M. Procedure for the bond graph construction of an optimal control problem. *International Journal of Tomography & Statistics, Special Issue on : Control Applications of Optimisation - control and aeronautics, optimal control, control of partial differential equations*, W07(5) :56–61, 2007.
- [Nai03] Naidu, D. S. *Optimal control systems*. CRC Press, 2003.
- [Nik88] Nikravesh, P. E. *Computer-aided analysis of mechanical systems*. Prentice Hall, New Jersey, Englewood Cliffs, 1988.
- [Not03] Notash, L., Huang, L. On the design of fault tolerant parallel manipulators. *Mechanism and Machine Theory*, 38 :85–101, 2003.
- [Pac79] Pacejka, H. Tyre factors and vehicle handling. *International Journal of Vehicle Design*, 1 :1–23, 1979.
- [Pun72] Pun, L. *Introduction à la pratique de l'optimisation*. Technique de l'automatisme. Dunod, Paris, 1972.
- [Roc89] Roche, A., Devimeux J. P. *Les robots dans l'industrie*. Paris, 1989.
- [Sca91] Scavarda, S., Amara, M., Richard, E. Determination of the input power in terms of output variables using bond graph. In *IMACS-IFAC Symposium MCTS 91 Modelling and Control of Technological Systems*, pages 1–5, Lille, France, 7 mai-10mai 1991.
- [Sch67] Schultz, D. G. and Melsa, J. *State Functions and Linear Control Systems*. McGraw Hill Book Company, 1967.
- [Sch90] Schiehlen, W. *Multibody systems handbook*. Springer Verlag, Berlin, 1990.
- [sim04] *SIMPACK Reference Guide - SIMPACK Release 8.6*, 5th November 2004.
- [Tak72] Takahashi, Y., Rabins M., Auslander, D. *Control and Dynamic Systems*. Addison-Wesley ed., 1972.
- [van94] van Dijk, J. *On the role of bond graph causality in modelling mechatronic systems*. Ph.d. thesis : Electrical engineering, University of Twente, Enscheden, Netherlands, 1994.
- [van01a] van de Wal, M., de Jager, B. A review of methods for input/output selection. *Automatica*, 37 :487–510, 2001.
- [van01b] van der Schaft, A. J., Maschke, B. Hamiltonian formulation of bond graphs. In *Ecole d'été d'Automatique de Grenoble, Session 22 : Modélisation Géométrique et Commande des Systèmes Physiques*, Grenoble, France, 17-21 septembre 2001. Brogliato, B. 33 pages.

-
- [van01c] van der Schaft, A. J., Maschke, B. Port-hamiltonian systems : towards a theory for geometric modeling and control of complex physical systems. In *Ecole d'été d'Automatique de Grenoble, Session 22 : Modélisation Géométrique et Commande des Systèmes Physiques*, Grenoble, France, 17-21 septembre 2001. Brogliato, B. 20 pages.
- [Vuk87] Vukobratovic, M., Katic, D., Potkonjak, V. Computer-assisted choice of electrohydraulic servosystems for manipulation robots using complete mathematical models. *Mechanical Machine Theory*, 22(5) :431–439, 1987.
- [Vuk99] Vukobratovic, M., Potkonjak, V. Modelling and control of active systems with variable geometry. part i : General approach and its application. *Mechanism and Machine Theory*, 35(5) :179–195, 1999.
- [Xia00] Xia, X. *Contribution à l'Analyse du Comportement Dynamique et Energétique d'un Système Linéaire et Stationnaire Modélisé par un Bond Graph Bicausal*. Ph. d. thesis, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2000.
- [Zha98] Zhao, Q., Jiang, J. Reliable state feedback control system design against actuator failures. *Automatica*, 34(10) :1267–1272, 1998.

Annexe A

Productions scientifiques

9 publications en revue internationale avec comité de lecture

- [1] Favre, W., Scavarda, S. Bond graph representation of multibody systems with kinematic loops. *Journal of the Franklin Institute*, 335B :643–660, 1998.
- [2] Favre, W., Scavarda, S. A representation for planar contact joints in the multibody mechanical bond graph library. *Proceedings of the IMECHE Part I Journal of Systems and Control Engineering*, 212 :305–313, 1998.
- [3] Marquis-Favre, W., Scavarda, S. Alternative causality assignment procedures in the mechanical domain. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 124(3) :457–463, 2002.
- [4] Marquis-Favre, W., Bideaux, E., Méchin, O., Scavarda, S., Guillemard, F., Ébalard, M. A mechatronic bond graph modelling of an automotive vehicle. *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems*, 12(2-3) :189–202, April-June 2006. Special issue on Bond Graph Modelling.
- [5] Bideaux, E., Marquis-Favre, W., Scavarda, S. Equilibrium set investigation using bicausality. *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems*, 12(2-3) :127–140, April-June 2006. Special issue on Bond Graph Modelling.
- [6] Marquis-Favre, W., Scavarda, S., Bideaux, E. A planar mechanical library in the amesim simulation software. part i : Formulation of dynamics equations. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 14(1) :25–46, 2006.
- [7] Marquis-Favre, W., Scavarda, S., Bideaux, E. A planar mechanical library in the amesim simulation software. part ii : Library composition and illustrative example. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 14(2) :95–111, 2006.
- [8] Bideaux, E., Laffite, J., Marquis-Favre, W., Scavarda, S., Guillemard, F. System design using an inverse approach : Application to the hybrid vehicle powertrain. *Journal Européen des Systèmes Automatisés*, pages 279–290, June 2006.
- [9] Mouhib, O., Chereji, B., Marquis-Favre, W., Thomasset, D., Pousin, J., Picq, M. Procedure for the bond graph construction of an optimal control problem. *International Journal of Tomography & Statistics, Special Issue on : Control Applications of Optimisation - control and aeronautics, optimal control, control of partial differential equations*, W07(5) :56–61, 2007.

19 communications en congrès international avec comité de lecture et publication des actes

- [10] Favre, W., Scavarda, S. Application of the bond graph privileged frame representation to the example of the delta robot. In *CESA '96 IMACS Multiconference, Symposium on Modelling Analysis and Simulation*, volume 1, pages 518–522, Lille, France, July 9-12 1996.

-
- [11] Favre, W., Scavarda, S. Bond graph representation of point contact between two bodies with parametered outline curves in planar multibody mechanical systems. In *ICBGM '97 International Conference on Bond Graph Modeling and Simulation*, volume 29, pages 289–294, Phoenix, USA, January 12-15 1997.
- [12] Favre, W., Scavarda, S. Introduction of baumgarte stabilisation schemas in the multibond graph representation. In *CESA '98 IMACS Multiconference, Computational engineering in systems applications*, pages 278–282, Hammamet, Tunisia, April 1-4 1998.
- [13] Marquis-Favre, W., Scavarda, S. A procedure for generating the lagrange equations from the bond graph representation using the λ -multiplier method. In *ICBGM '99 International Conference on Bond Graph Modeling and Simulation*, pages 263–268, San Francisco, USA, January 17-20 1999.
- [14] Marquis-Favre, W., Scavarda, S. Alternative causality assignment procedures in bond graph language. In *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Dynamic Systems and Control Division, Symposium on Automated Modeling*, volume 2, pages 817–824, Orlando, USA, November 5-10 2000.
- [15] Marquis-Favre, W., Bideaux, E., Scavarda, S. Cohérence sur le signe du déplacement généralisé dans la représentation bond graph des ressorts. In *CIFA '00 Conférence Internationale Francophone d'Automatique*, pages 742–747, Lille, France, 5-8 juillet 2000.
- [16] Bideaux, E., Marquis-Favre, W., Scavarda, S. Formulation of the constitutive relations in the bicausal bond graph : symbolic and numerical issues. In *IFAC '00 International Federation of Automatic Control, Conference on Mechatronic Systems*, volume II, pages 711–716, Darmstadt, Germany, September 18-20 2000.
- [17] Méchin, O., Marquis-Favre, W., Scavarda, S., Ébalard, M., Guillemard, F. Aide à la validation des composants d'un système mécatronique dans l'automobile. In *SIA Congress Vehicle Dynamics*, pages 119–126, Lyon, France, 6-7 juin 2001.
- [18] Marquis-Favre, W., Scavarda, S., Bideaux, E. Accounting for sizing parameters and boundary geometry in the bond graph representation of energetic elements. In *ICBGM '01 International Conference on Bond Graph Modeling and Simulation*, pages CD-ROM, Phoenix, USA, January 7-11 2001.
- [19] Bideaux, E., Martin de Argenta, D., Marquis-Favre, W., Scavarda, S. Applying causality and bicausality to multi-port elements in bond graphs. In *ICBGM '01 International Conference on Bond Graph Modeling and Simulation*, pages CD-ROM, Phoenix, USA, January 7-11 2001.
- [20] Méchin, O., Marquis-Favre, W., Scavarda, S., Ferbach, P. A dynamic sizing methodology in the context of an automotive application. In *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exhibition, Dynamic Systems and Control Division, Symposium on Automated Modeling*, page 9, New Orleans, USA, November 17-22 2002.
- [21] Méchin, O., Marquis-Favre, W., Scavarda, S., Ferbach, P. Sizing of an electric power steering system on dynamic and energy criteria. In *ICBGM '03 International Conference on Bond Graph Modelling and Simulation*, pages 137–147, Orlando, USA, January, 19-23 2003.
- [22] Marquis-Favre, W., Xia, X., Scavarda, S. Bicausality-based procedures for transfer and transmission matrix determination of single source single load linear systems. In *ICBGM '03 International Conference on Bond Graph Modeling and Simulation*, pages 128–133, Orlando, USA, January 19-23 2003.
- [23] Armbruster, C., Botellé, E., Marquis-Favre, W. Introduction of innovative analysis methods in frequency- and energy- domain for the development of hydraulic component. In *IFK '04 Internationales Fluidtechnisches Kolloquium*, volume 1, pages 197–214, 2004.
- [24] Marquis-Favre, W., Chereji, B., Thomasset, D., Scavarda, S. Bond graph representation of an optimal control problem : the dc motor example. In *ICBGM '05 International Conference of Bond Graph Modelling and simulation*, pages 239–244, New Orleans, USA, January 23-27 2005.
- [25] Bideaux, E., Laffite, J., Derkaoui, A., Marquis-Favre, W., Scavarda, S., Guillemard, F. Design of a hybrid vehicle powertrain using an inverse methodology. In *Power Transmission and Motion Control, PTMC '2005*, pages 317–332, Bath, U.K., September 10-12 2005.
- [26] Mouhib, O., Chereji, B., Marquis-Favre, W., Thomasset, D., Pousin, J., Picq, M. Procedure for the bond graph construction of an optimal control problem. In *13th IFAC Workshop on Control Applications of Optimisation, CAO '06*, pages 69–74, Paris-Cachan, France, 26-28 April 2006.

- [27] Chereji, B., Mouhib, O., Marquis-Favre, W., Thomasset, D., Pousin, J., Picq, M. An optimal control problem : bond graph representation and solver implementation. In F. Breiteneker I. Troch, editor, 5th MATHMOD *Vienna*, page 8, Vienna, Austria, February 8-10 2006.
- [28] Mouhib, O., Chereji, B., Marquis-Favre, W., Bideaux, E., Thomasset, D. Bond graph representation of an optimal control problem for output error minimization. In *Accepté à l'ICBGM '07 International Conference of Bond Graph Modelling and simulation*, San Diego, USA, January 15-17 2007.

2 chapitres dans des ouvrages collectifs

- [29] Marquis-Favre, W., Bideaux, E. *Les bond graphs*, chapter Systèmes mécaniques multicorps, pages 161–202. Hermès, Paris, 2000.
- [30] Marquis-Favre, W. chapter Simulation des mécanismes. *Techniques de l'ingénieur*. remise du manuscrit : février 2006.

4 rapports de contrat

- [31] Marquis-Favre, W. Rapport intermédiaire du projet METISSE du RNTL. 1^{er} semestre, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2004.
- [32] Bideaux, E., Guillemard, F., Marquis-Favre, W., Scavarda, S., Simon, J.-P. Rapport final. Programme predict 2, groupe thématique conception-production : Aide à la conception et au dimensionnement énergétique des systèmes mécatroniques, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2006.
- [33] Marquis-Favre, W. Rapport final du projet METISSE du RNTL. Technical report, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2006.
- [34] Bouskela, D., Demay, E., Souyri, A., Guillemard, F., Marquis-Favre, W., Thomasset, D., Benjelloun-Dabaghi, Z. Expression de besoins pour un environnement de modélisation et simulation basé sur un compilateur modelica open source. Technical report, Programme ANR-RNTL SIMPA2, 2006.

2 séminaires nationaux

- [35] Marquis-Favre, W. Bond graph multicorps. Ecole Internationale d'Automatique de Lille sur la méthodologie bond graph, 28 août - 1^{er} septembre 2000.
- [36] Marquis-Favre, W. Plm amesim. Journées Utilisateur AMESim, Universités/Ecoles d'ingénieurs, 27 novembre 2003.

Thèse de doctorat

- [37] Favre, W. *Contribution à la représentation bond graph des systèmes mécaniques multicorps*. PhD thesis, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1997.
Directeur : Serge Scavarda.
Soutenue le 18 décembre 1997 à l'INSA de Lyon.
Mention très honorable avec félicitations du jury.
Jury : MM. D. Le Houédec (rapporteur), M. Lebrun (rapporteur), P. Breedveld (rapporteur), Mme G. Dauphin-Tanguy, L. Jézéquel, M. Fayet, S. Scavarda.

1 soumission en revue internationale avec comité de lecture

- [38] Marquis-Favre, W., Mouhib, O., Chereji, B., Thomasset, D., Pousin, J., Picq, M. Bond graph formulation of an optimal control problem for linear time-invariant systems. *Soumis au Journal of the Franklin Institute*, page 23, 2006.

Annexe B

Participation à la communauté et activité contractuelle

6 relectures pour revues internationales

- De 2 soumissions pour le Journal of the Franklin Institute en 1998.
- D'1 soumission pour le Journal Européen des Systèmes Automatisés en 2003.
- D'1 soumission pour le Special issue on Bond Graph Modelling du journal Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems en 2003.
- D'1 soumission pour le Numéro spécial Mécatronique & Systèmes Multi-Physiques Pilotés du Journal Européen des Systèmes Automatisés en 2006.
- D'1 soumission pour le Journal of Mechanical Design en 2006.

21 relectures pour congrès internationaux

- D'1 soumission pour l'ICBGM'97 International Conference on Bond Graph Modeling, January 12-15, 1997, Phoenix, Arizona, *usa*.
- De 2 soumissions pour l'ICBGM'99 International Conference on Bond Graph Modeling, January 17-20 1999, San Francisco, California, USA.
- De 2 soumissions pour la CIFA'00 Conférence Internationale Francophone d'Automatique, 5-8 juillet 2000, Lille, France.
- D'1 soumission pour l'ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Dynamic Systems and Control Division, November 5-10 2000, Orlando, Florida, USA.
- D'1 soumission pour l'ICBGM'01 International Conference on Bond Graph Modeling, January 7-11 2001, Phoenix, Arizona, USA.
- De 2 soumissions pour l'ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Automated Modeling Symposium, November 11-16, 2001, New York, USA.
- D'1 soumission pour la CIFA'02 Conférence Internationale Francophone d'Automatique, 8-10 juillet 2002, Nantes, France.
- D'1 soumission pour l'IEEE Systems, Man and Cybernetics, October 6-9, 2002, Hammamet, Tunisia.
- De 2 soumissions pour le 2002 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Symposium on Automated Modeling, November 17-22, 2002, New Orleans, Louisiana, USA.
- D'1 soumission pour le 2003 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Symposium on Automated Modeling, November 15-21, 2003, Washington, D.C., USA.
- D'1 soumission pour la CIFA'04 Conférence Internationale Francophone d'Automatique, 8-10 juillet 2002, Nantes, France.
- D'1 soumission pour IMAACA'04 International Conference on « Integrated Modeling and Analysis in Applied Control and Automation », October 28-30, 2004, Genoa, Italy.

- D'1 soumission pour le 2004 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Symposium on Automated Modeling, November 15-21, 2004, Anaheim, California, USA.
- D'1 soumission pour IMAACA'05 Integrated Modeling and Analysis in Applied Control and Automation, October 20-22, 2005, Marseille, France.
- D'1 soumission pour INCOM'06 12th IFAC Symposium on Information Control Problems in Manufacturing, 17-19 mai 2006, Saint-Etienne, France.
- De 2 soumissions pour ECMS'06 20th European Conference on Modelling and Simulation, May 28-31, 2006, Sankt Augustin, Germany.

3 relectures pour congrès national

- De 3 soumissions pour les JDMACS'05 Journées Doctorales Modélisation, Analyse et Conduite des Systèmes dynamiques, 7-9 septembre 2005, Lyon, France.

1 participation à un jury de thèse

Raisin, J.-P. *Contribution à l'optimisation de la régulation load sensing d'une pompe hydraulique à cylindrée variable.*

PhD thesis, Université des Sciences et techniques de Lille, 2002.

Co-directeurs : B. Landjerit, C. Herbelot.

Soutenue le 10 décembre 2002 à l'Université de Lille 1.

Jury : R. Boudet (rapporteur), A. Gerard (rapporteur), M. Di Fabrizio, J. Oudin, W. Marquis-Favre, B. Landjerit, C. Herbelot.

1 présidence de session en congrès international

ICBGM'01 International Conference on Bond Graph Modeling and Simulation.

Session *Mechanics*.

Phoenix, USA, January 7-11.

2001.

4 programmes de recherche

Régional :

Programme de Recherche Thématiques Prioritaires (2000 - 2002) : thème « Modélisation et Contrôle des Systèmes Dynamiques Complexes ».

Partenaires : LMST (Laboratoire de Mécanique des Structures) de l'INSA de Lyon (pilote), LTDS (Laboratoire de Tribologie et de Dynamique des Systèmes) de l'Ecole Centrale de Lyon, LAI.

Subvention : 16,4k€.

National :

- PREDIT 2 (2000 - 2004) : thème Conception-Production.

Partenaires : PSA Peugeot-Citroën (pilote), LAI (responsable scientifique).

Subvention : 315,5k€ HT.

- RNTL METISSE (2003 - 2006, extension accordée jusqu'en juillet 2007) : Réseau National en Technologies Logicielles, projet Méthodes numériques et Techniques Informatiques pour la Simulation et la Synthèse en Environnement.

Responsable scientifique pour le LAI.

Partenaires : Imagine (pilote), LMS France, Cadoc, IMFT-LEEI ENSEEIHT, INRIA, D2S ECL,

CS SI, IFP, Snecma Moteurs, EADS-CCR, PSA Peugeot Citroën.

Subvention : 132k€ HT.

- ANR-RNTL SimPA2 (2006 - 2009) : ANR-Réseau National en Technologies Logicielles, projet Simulation pour l'Automatique et le Procédé.

Responsable scientifique pour le LAI.

Partenaires : CRIL Technology, EDF (pilote), IFP, Imagine, INRIA Rocquencourt, PELAB (Suède), PSA Peugeot Citroën.

Subvention : 103k€ TTC.

Annexe C

Productions significatives