



HAL
open science

Contribution à la commande des systèmes mécatroniques à fluide sous pression

Xavier Brun

► **To cite this version:**

Xavier Brun. Contribution à la commande des systèmes mécatroniques à fluide sous pression. Automatique / Robotique. INSA de Lyon, 2010. tel-00537967

HAL Id: tel-00537967

<https://theses.hal.science/tel-00537967v1>

Submitted on 19 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 commande des systèmes mécatroniques à fluide sous pression

Institut National des Sciences Appliquées de Lyon
Université Claude Bernard Lyon 1

Xavier BRUN

Maître de Conférences

Laboratoire Ampère UMR 5005 - INSA de Lyon

Bâtiment Antoine de Saint-Exupéry, 25 Avenue Jean Capelle, 69 621 Villeurbanne Cedex

tel : 04 72 43 88 81 - fax : 04 72 43 85 35 - email : xavier.brun@insa-lyon.fr

Jury

Président : - VIVALDA Jean-Claude, *Directeur de Recherche*, INRIA Nancy Grand-Est

Rapporteurs : - ABOU KANDIL Hisham, *Professeur*, SATIE, Ecole Normale Supérieure de Cachan
- GLUMINEAU Alain, *Professeur*, IRCCyN, Ecole Centrale de Nantes
- POIGNET Philippe, *Professeur*, LIRMM, Université Montpellier II

Examineurs : - HAMMOURI Hassan, *Professeur*, LAGEP, Université Claude Bernard Lyon 1
- RICHARD Edouard, *Maître de Conférences HDR*, I.U.T Henri Poincaré de Longwy
- THOMASSET Daniel, *Professeur*, AMPERE, Institut Nat. des Sciences Appliquées de Lyon

Remerciements

Les remerciements ne représentent qu'une infime partie de ce document. Ils sont pour moi essentiels et me rappellent que le parcours d'enseignant-chercheur est un travail d'équipe.

Je souhaite, en premier lieu, m'adresser aux collègues ayant accepté de faire partie de mon jury. Que messieurs *Hisham Abou Kandil*, *Alain Glumineau* et *Philippe Poignet* soient remerciés d'avoir jugé et rédigé un rapport sur ce document et plus généralement sur mon aptitude à diriger des recherches. Je suis d'autant plus sensible à l'honneur qu'ils me font compte tenu de leurs emplois du temps chargés et des nombreuses sollicitations auxquelles ils se doivent de répondre.

Merci aux examinateurs de ce document *Hassan Hammouri*, *Edouard Richard* et *Jean-Claude Vivalda* pour le temps passé à la lecture de ce document et aux remarques effectuées.

Je tiens à exprimer toute ma reconnaissance à *Daniel Thomasset*. J'ai pu, lors de nos nombreuses discussions, des propositions de projet, des coencadrements de master et doctorants, apprécier son dynamisme, son humour, sa curiosité et ses compétences. Je lui suis très reconnaissant d'avoir accepté de superviser mon habilitation à diriger les recherches. Il m'a à la fois guidé et encouragé tout au long de ce cheminement. Merci Daniel de m'avoir communiqué ton goût pour la recherche et pour la confiance que tu m'as témoignée tout au long de ces années.

De nombreuses de personnes ont particulièrement comptées. Ainsi, je cite mes collègues de tous les jours *Eric Bideaux*, *Sylvie Sesmat*, *Wilfrid Marquis-Favre*, *Tanneguy Redarce*, *Maurice Bétemps*, *Minh-Tu Pham*, *Michaël Di Loreto*, *Mohamed Smaoui*, *Xuefang Lin Shi*, *Jean-Pierre Simon*, *Damien Eberard*, *Richard Moreau*. Avec eux, le quotidien est toujours source de surprises, de discussions enrichissantes, de projets de recherche innovants et motivants. Ils m'ont prouvé qu'appartenir à une équipe c'est aussi compter sur les autres. Je n'oublie pas évidemment *Serge Scavarda* toujours présent dans nos pensées. Il a construit à Lyon une thématique de recherche reconnue aujourd'hui au niveau international : le "Fluid Power". C'est dans ce domaine et plus particulièrement à propos de la commande des systèmes mécatroniques à fluide sous pression que j'ai apporté ma contribution. Je tiens à remercier les nombreux *étudiants* que j'ai (co)encadrés en thèse, en DEA, en Master ou en stage de fin d'étude. Ils ont participé directement ou indirectement à l'avancée de mes recherches. Je n'oublie pas le personnel administratif et technique qui a toujours répondu présent. Que *Monique*, *Maguy*, *Christophe*, *Isabelle*, *Esméralda*, *Igor* et plus récemment *Sandrine*, *Aude*, *Silvia*, *Pascal* et *Abder* se trouvent remerciés.

Je remercie tous mes collègues du département de génie mécanique et conception de l'INSA de Lyon pour les années passées à leurs côtés et leur soutien. J'aimerais citer de nombreuses personnes et notamment celles rencontrées dans les divers conseils, comités ou commissions. Mais je suis sûr qu'un jour je m'apercevrai avoir involontairement oublié quelqu'un. Je préfère donc ne pas me risquer à une énumération exhaustive et je suis certain que beaucoup se reconnaîtront à travers ces quelques lignes.

Je tiens à exprimer toute ma gratitude aux différents directeurs côtoyés ces dernières années. L'occasion m'est donnée de les remercier. Certains ont déjà été cités d'autres se doivent de l'être pour toute l'aide et tous les conseils si précieux qu'ils ont pu m'apporter. Que messieurs *Alain Jutard*, *Jean-Claude Boyer*, *Laurent Nicolas*, *Bruno Allard* et *Nacer Hamzaoui* reçoivent toute ma gratitude.

Enfin, il serait vain de remercier nominativement toutes les personnes ayant contribué à la rédaction de ce mémoire d'habilitation à diriger des recherches. En effet il retrace plus de dix années de travail collaboratif. Ainsi, j'adresse ma reconnaissance et mes remerciements les plus sincères à toutes ces personnes qui m'ont aidées sur le plan professionnel et également personnel : merci à *mes amis* et merci à *ma famille*.

Préambule

Je tiens, dans ma démarche scientifique, à développer mes connaissances d'un point de vue *Système* et d'un point de vue *Commande*. En effet, je suis convaincu que si les automaticiens travaillent conjointement avec les équipes de conception (mécanique, électronique, informatique) et participent à la mise en place de l'architecture du système alors cela permet et permettra d'intégrer le choix des stratégies de commandes en amont du développement du système. Démarche qui peut être très efficace pour répondre à des spécifications de plus en plus exigeantes en terme de performances statiques, dynamiques, énergétiques, écologiques ... Dans les articles scientifiques, l'aspect *théorie et/ou mise en œuvre de la commande* est très souvent mis en avant par rapport à l'aspect que je qualifie de *système*. Preuve en ai donnée dans mes différentes contributions scientifiques dont une liste est présente à la fin de ce document dans la partie *bibliographie personnelle* (qui en fait n'a rien de personnelle, mais représente les fruits de différents travaux collaboratifs). Certains articles sont en version intégrale en *annexe*. Dans ce mémoire qui présente mes contributions passées, présentes et peut-être futures sur la *commande des systèmes mécatroniques à fluide sous pression*, l'occasion m'est donnée de mettre en avant le système par rapport à différentes techniques de commandes avancées.

Ce travail présente la synthèse de mes activités de Maître de conférences à l'INSA de Lyon au sein du Laboratoire d'Automatique Industrielle de 2001 à 2006 (L.A.I . Equipe d'Accueil 3079) et depuis 2007 au sein du laboratoire Ampère (Unité Mixte de Recherche 5005 du CNRS) issu de la fusion du L.A.I. avec le CEGELY (CEntre de Génie Electrique de LYon) et une équipe de Génomique microbienne environnementale. Ces travaux encadrés ou co-encadrés m'ont permis de contribuer au développement des activités de recherche du laboratoire d'Automatique Industrielle hier et du laboratoire Ampère aujourd'hui, à travers l'axe scientifique commande des systèmes Fluid Power.

Le mémoire est organisé en 4 chapitres. Après un bref résumé présentant mon curriculum vitae et quelques faits marquants de mes activités, le chapitre 2 dresse un bilan de mes activités de recherche, d'enseignement et responsabilités collectives. Ce bilan se veut être prioritairement quantitatif. L'aspect qualitatif étant surtout abordé au niveau de la recherche lors du chapitre 3. Ce chapitre présente de manière approfondie et technique le fil conducteur de ma recherche résumé par le titre de ce document. Enfin, le chapitre 4 donne des conclusions mais surtout des orientations à mes perspectives de recherche au travers différents projets que je souhaite développer. Les annexes, en fin de ce document, regroupent les textes des productions scientifiques que je juge aujourd'hui significatives.

Nomenclature

Paramètre	Définition	Unité
A	Section de passage d'un orifice	m ²
b	Rapport de pression critique	
<i>b</i>	Coefficient de frottement visqueux	N.m ⁻¹ .s
C	Conductance sonique	s.m ⁴ .kg ⁻¹
<i>c_p</i>	Chaleur spécifique massique du gaz à pression constant	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
<i>c_v</i>	Chaleur spécifique massique du gaz à volume constant	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
$C_{p_i,j} = \left. \frac{\partial q_{m,j}}{\partial p_i} \right _e$	Dérivée par rapport à <i>p_i</i> de <i>q_{m,j}</i> autour de l'équilibre	kg.s ⁻¹ .Pa
<i>C_q</i>	Coefficient de débit	
<i>C_e</i>	Couple fourni par le moteur électrique	N.m
<i>C_r</i>	Couple de réaction	N.m
F	Force	N
<i>F_{ext}</i>	Force extérieure	N
<i>F_f</i>	Frottement sec	N
<i>F_p</i>	Effort de pression	N
<i>k_t</i>	Constante de raideur dépendant des propriétés des matériaux en contact et de l'état de surface de glissement	N.m ⁻¹
<i>K_r</i>	raideur	N.m ⁻¹
g	Accélération de pesanteur	m.s ⁻²
$G_{ij} = \left. \frac{\partial q_{m,j}}{\partial \alpha} \right _e$	Dérivée par rapport à <i>i</i> de <i>q_{m,j}</i> autour de l'équilibre	N.m.Pa ⁻¹
h	Enthalpie massique	J.kg ⁻¹
i	Courant	A
j	Jerk	m.s ⁻³
k	Coefficient polytropique	
l	Course du vérin	M
m	Masse	Kg
p	Pression	Pa
Q	Quantité de chaleur	J
<i>q_m</i>	Débit massique	kg.s ⁻¹
<i>q_v</i>	Débit volumique	m ³ .s ⁻¹
r	Constante des gaz parfaits relative à l'unité de masse	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
R	Constante molaire des gaz parfaits	J.mol ⁻¹ .K ⁻¹

S	Section du piston	m ²
T	Température absolue	K
u	Tension	V
U	Énergie interne du gaz contenu dans une chambre	J
v	Vitesse	m.s ⁻¹
V	Volume	m ³
W	Travail des forces extérieures	J
x	Position du tiroir du servodistributeur	m
\underline{x}	Vecteur d'état	
y	Position	m
\underline{y}	Vecteur de sortie	

Lettres grecques

β	Module de compressibilité de l'huile	Pa
δ	Variation de	
γ	Rapport des chaleurs spécifiques à pression et volume constants.	
γ	Accélération	m.s ⁻²
λ	Coefficient d'échange convectif entre le gaz et la paroi	W.m ² .K ⁻¹
ω	Pulsation	rad.s ⁻¹
ζ	Coefficient d'amortissement	

Indices et exposants

am	Amont	
av	Aval	
c	Grandeur relative à une chambre du cylindre	
d	Désiré	
D	Volume mort	
ext	Extérieur	
E	Echappement	
f	Frottement	
ij	Grandeur relative à un orifice de pression amont/aval : p _i /p _j	
in	Entrée	
l	Leakage/fuite	
m	Moyen	
min	Minimum	
max	Maximum	

N	Grandeur relative à la chambre N entraînant un déplacement négatif	
ol	Open loop : boucle ouverte	
out	Sortie	
P	Grandeur relative à la chambre P entraînant un déplacement positif	
P	Source hydraulique ("Pressure")	
r	Trajectoire de référence	
S	Source pneumatique	
t	Tiroir	
T	Echappement hydraulique ("Tank")	
U	Utilisation pneumatique	
e	Equilibre	

Sous-indices

i	Interne	
m	Massique	
v	Volumique	

Sommaire

Remerciements	5
Préambule	7
Nomenclature	9
Chapitre 1 : Résumé	15
1.1 Curriculum Vitae	15
1.2 Responsabilités et faits marquants	16
Chapitre 2 : Bilan	19
2.1 Activités de recherche	19
2.1.1 Positionnement	19
2.1.2 Encadrement de projets de Recherche	20
2.1.2.1 <i>Thèses co-encadrées</i>	20
2.1.2.2 <i>Stages de DEA et de MASTER de Recherche encadrés et co-encadrés</i>	25
2.1.3 Bilan de ma production scientifique	29
2.1.4 Responsabilités contractuelles	30
2.2 Activités d'enseignement	32
2.2.1 Bilan des enseignements	32
2.2.2 Descriptif de quelques modules d'enseignement développés	34
2.2.2.1 <i>Commandes Avancées</i>	34
2.2.2.2 <i>Systèmes Automatisés de Production</i>	34
2.2.2.3 <i>Analyse et Commande des Systèmes Non linéaires</i>	36
2.2.2.4 <i>Travaux Pratiques d'Automatique</i>	37
2.2.3 Encadrement de projets d'Enseignement	38
2.2.3.1 <i>Plateforme robotisée d'assemblage de véhicule miniature</i>	39
2.2.3.2 <i>Plateforme de travaux pratiques pilotable à distance</i>	39
2.2.4 Une action originale d'enseignement	40
2.3 Activités administratives	41
2.3.1 Principales responsabilités pour lesquelles j'ai été élu ou nommé	41
2.3.2 Au niveau de l'enseignement	41
2.3.3 Au niveau de la recherche	42
2.3.3.1 <i>Au niveau du Laboratoire Ampère</i>	42
2.3.3.2 <i>Au niveau international</i>	47
2.4 Conclusions	47
Chapitre 3 : Développement des activités de recherche	49
3.1 Introduction	49
3.2 Systèmes Mécatroniques et Fluid Power : conception, développement et réalisation	49
3.2.1 Généralités sur les systèmes Fluid Power étudiés	49
3.2.2 Présentation des composants utilisés	50
3.2.2.1 <i>Sources d'énergies</i>	50
3.2.2.2 <i>Modulateurs de puissance</i>	51
3.2.2.3 <i>Actionneurs</i>	55
3.2.2.4 <i>Charges en mouvement</i>	56
3.2.2.5 <i>Environnement</i>	56
3.2.3 Présentation des bancs développés	57
3.2.3.1 <i>Banc d'essais utilisé pour la comparaison de nombreuses stratégies de commande et la validation de modèle de connaissance</i>	57
3.2.3.2 <i>Simulateur d'accouchement pour l'apprentissage sans risque des gestes obstétricaux</i>	59
3.2.3.3 <i>Positionnement électropneumatique de gouvernes de missile</i>	60
3.2.3.4 <i>Banc électrohydraulique hautes performances</i>	62

3.3 Systèmes Mécatroniques et Fluid Power : modèles de simulation et de commande	64
3.3.1 Généralités sur les modèles de simulation	64
3.3.2 Modélisation de modulateur de puissance	64
3.3.2.1 <i>Modulateur de puissance électropneumatique</i>	64
3.3.2.2 <i>Modulateur de puissance électrohydraulique</i>	68
3.3.3 Modèle d'actionneur à fluide sous pression	71
3.3.3.1 <i>Actionneur électropneumatique</i>	71
3.3.3.2 <i>Actionneur électrohydraulique</i>	72
3.3.4 Modèle de la partie mécanique	73
3.3.5 Modèles retenus pour la simulation et mise en œuvre logicielle	73
3.3.6 Modèles de commande	75
3.4 Systèmes Mécatroniques et Fluid Power : Commande	78
3.4.1 Introduction sur la commande des systèmes	78
3.4.2 Commandes prédictives des Systèmes Dynamiques Hybrides (SDH)	79
3.4.3 Commandes non linéaires linéarisantes, quelques mots sur la platitude	83
3.4.4 Commandes par backstepping	88
3.4.5 Commandes par modes glissants	92
3.4.5.1 <i>Quelques bases sur les modes glissants d'ordre 1</i>	93
3.4.5.2 <i>Généralités sur les modes glissants d'ordre supérieur</i>	95
3.4.5.3 <i>Exemple : modes glissants d'ordre deux</i>	97
Chapitre 4 : Conclusions et Perspectives	99
4.1 Bilan général	99
4.2 Perspectives	102
4.2.1 Responsabilités scientifiques et administratives	102
4.2.2 Recherche méthodologique et appliquée	104
<i>Le simulateur d'accouchement BirthSIM</i>	105
<i>Le simulateur électropneumatique pour la réalisation de potentiels évoqués : Pulse air</i>	106
<i>Commande et système hydraulique à huile</i>	108
<i>Commande et système à hélium sous pression</i>	109
<i>Commande et consommation énergétique</i>	111
<i>Commande et système pneumatique rapide</i>	112
<i>Commande et système hydraulique à eau</i>	112
<i>Commande de système multi-énergies</i>	113
Bibliographie	115
Bibliographie Personnelle	119
Annexes	127
[P2] hal-00140640 X. Brun, D. Thomasset, E. Bideaux , "Influence of the process design on the control strategy: application in electropneumatic field", Control Engineering Practice, Vol 10, Issue 7, July 2002, Pages 727-735.	129
[P5] hal-00143562 A. Sellier, X. Brun, S. Sesmat, J.M. Retif, X.F. Lin-Shi, D. Thomasset, M. Smaoui , "Hybrid Force control with on/off electropneumatic standard distributors", International Journal of Fluid Power, Vol 7, N°1, March 2006, p 51-60.	139
[P7] hal-00140641 M. Smaoui, X. Brun, D. Thomasset , "Systematic control of an electropneumatic system: integrator backstepping and sliding mode control", Transactions on Control Systems Technology, Vol 14, Issue 5, Sept. 2006, Pages 905- 913.	149
[P11] hal-00368304 R. Moreau, M.T. Pham, X. Brun, T. Redarce, O. Dupuis , Assessment of forceps use in obstetrics during a simulated childbirth, Manuscript ID RCS-08-0028, International Journal of Medical Robotics and Computer Assisted Surgery, Volume 4, Issue 4, 2008, pp: 373-380.	160
[P12] hal-00207663 A. Girin, F. Plestan, X. Brun, A. Glumineau , High order sliding mode controllers of an electropneumatic actuator : application to an aeronautic benchmark, IEEE Trans. Control Systems Technology – Vol 17, Issue 3, 2009, pp. 633-645.	167

Chapitre 1 : Résumé

1.1 Curriculum Vitae

Nom patronymique : **BRUN**
Nom usuel : BRUN
Prénom : **Xavier**
Grade : **Maître de Conférences** (*stagiaire du 1^{er} septembre 2001 au 31 août 2002 puis titulaire depuis le 1^{er} septembre 2002*)
au 5^{ème} échelon (depuis le 16 novembre 2009)
Titulaire de la PEDR de 2005 à 2009 (*Prime d'Encadrement Doctoral et de Recherche*)
Titulaire de la PES depuis 2009 (*Prime d'Excellence Scientifique*)
Etablissement : **INSA de Lyon**
Date de naissance : 16 juin 1973
Section CNU : **61^{ème} section** Génie informatique, automatique et traitement du signal
Recherche : Laboratoire AMPERE - *UMR CNRS 5005*
<http://www.ampere-lab.fr>
Enseignement : INSA de Lyon – *Département Génie Mécanique Conception*
<http://www.insa-lyon.fr>
Adresse : Laboratoire AMPERE, Bâtiment Antoine Saint-Exupéry, 25 Avenue Jean Capelle, INSA de Lyon, 69 621 Villeurbanne Cedex - France
Email: xavier.brun@insa-lyon.fr
Tél: 04 72 43 88 81
Fax: 04 72 43 85 35

Formation

- 1999 **Doctorat d'Automatique Industrielle** – Laboratoire d'Automatique Industrielle (LAI EA 3079)- Institut National des Sciences Appliquées de Lyon.
Sujet : Commandes linéaires et non linéaires en électropneumatique. Méthodologies et Applications.
Jury :
- | | | |
|------------------------|--|--------------------|
| M. J. DESCUSSE | Directeur de Recherche CNRS | Président |
| M. A. FOSSARD | Directeur de Recherche ONERA CERT Toulouse | Rapporteur |
| M. J.C. MARE | Professeur à l'INSA de Toulouse | Rapporteur |
| M. E. RICHARD | Maître de Conférence à l'Université de Nancy | Examineur |
| M. D. HUBERT | Ingénieur ASCO JOUCOMATIC | Examineur |
| M. S. SCAVARDA | Professeur à l'INSA de Lyon | Examineur |
| M. D. THOMASSET | Professeur à l'INSA de Lyon | Directeur de thèse |
- 1996 **DEA Automatique Industrielle** – Laboratoire d'Automatique et de *GENIE des Procédés* – (LAGEP UMR 5007) Université Claude Bernard Lyon 1.
1995 **Maîtrise EEA**: Electronique - Electrotechnique - Automatique - UCB Lyon 1 - **Option** : Micro-électronique.

Carrière

- 2002-... **Maître de Conférences** titulaire à l'INSA de Lyon, Génie Mécanique Conception.
2001-2002 **Maître de Conférences** stagiaire à l'INSA de Lyon, Génie Mécanique Construction.
2000-2001 **ATER** à l'INSA de Lyon, départements Génie Mécanique Construction et Génie Productique.
1999-2000 **ATER** à l'IUT B de Villeurbanne, département Génie Electrique et Informatique Industrielle.
1997-1999 **Moniteur** à l'INSA de Lyon, départements EURINSA et Premier cycle.
1996-1997 **Vacataire** à l'INSA de Lyon, département EURINSA.

1.2 Responsabilités et faits marquants

Responsabilités

- Responsable de l'équipe de recherche *Commande* du Laboratoire Ampère, environ 40 personnes, depuis le 1^{er} janvier 2007
- Vice président de la Commission de Spécialistes d'Etablissement (CSE) de la 61^{ème} section à l'INSA de Lyon de 2006 à 2008
- Membre élu du vivier d'experts internes de l'INSA de Lyon pour les comités de sélection de la 61^{ème} section, collège B, depuis décembre 2008
- Membre nommé du vivier d'experts externes de l'Université Claude Bernard pour les comités de sélection de la 61^{ème} section, collège B, depuis octobre 2008
- Co-responsable de l'équipe pédagogique *Automatique-Mécatronique* du département de Génie Mécanique Conception de l'INSA de Lyon, 8 enseignants-chercheurs, depuis 2005
- Membre élu du conseil du département de Génie Mécanique Conception de l'INSA de Lyon, depuis 2005

Quelques faits marquants

- *International* : je participe et contribue au développement de la communauté Automaticienne et Fluid Power. Cette dernière, moins connue en France, est fortement développée au niveau européen. Mes travaux sur la commande des systèmes à fluide sous pression ont contribué à l'intégration du laboratoire Ampère au réseau européen FPCE Fluid Power Centres in Europe (<http://www.fpce.net/>). Afin qu'il soit reconnu comme expert en termes de commande des systèmes électropneumatiques. J'étais membre du bureau du réseau européen lors de la 5th International Fluid Power Conference (IFK) qui a eu lieu en 2006 à Aachen – Allemagne.
- *National* : j'ai développé une étroite collaboration avec l'IRCCyN UMR 6597 (Alain Glumineau et Franck Plestan) marquée par le co-encadrement de la thèse d'Alexis GIRIN bourse DGA et pour laquelle nous avons obtenu un financement d'accompagnement de ces travaux via un projet REI « recherche exploratoire et innovation » d'un montant global de 50000€ dont j'étais le responsable scientifique. Cette collaboration a donné lieu à 7 articles dont nous étions co-auteurs (1 revue internationale, 5 communications internationales, 1 communication nationale, voir détail dans la partie Bibliographie personnelle).
- *Exemple de valorisation* : en collaboration avec le Docteur Olivier Dupuis, obstétricien à l'hôpital Lyon Sud – Hospices Civils de Lyon, et des membres du laboratoire Ampère j'ai participé au développement et à la réalisation d'un simulateur d'accouchement "BirthSIM" actuellement utilisé à l'hôpital pour l'apprentissage sans risque des gestes obstétricaux. J'étais le responsable scientifique de la convention signée avec les hôpitaux de Lyon pour le développement d'un prototype automatisé qui a été récompensé en 2007 par le premier prix dans la catégorie « Science de la Vie et de la Santé » lors des 15^{èmes} Carrefours de la Fondation Rhône-Alpes Futur en France.
- *Exemple de collaboration industrielle* : en collaboration avec Volvo Powertrain sur la thématique d'hybridation thermique-électrique des véhicules poids lourds ou urbain (bennes à ordures ménagères), j'ai participé au développement d'une plateforme de simulation HIL (Hardware In the Loop) permettant de vérifier les calculateurs embarqués afin d'en assurer une qualité mesurable. Ces travaux, effectués dans le cadre d'une thèse CIFRE que j'ai co-encadrée, m'ont permis de participer au projet du 1^{er} véhicule industriel hybride (moteur thermique / moteur électrique) européen.

Quelques chiffres

- Moyenne annuelle de publications depuis ma titularisation en tant que maître de conférences : 1,5 revues internationales avec comité de lecture et 3,6 congrès internationaux avec comité de lecture (voir détail sur toute ma carrière dans la deuxième partie de ce document ainsi que dans la partie Bibliographie personnelle).
- Co-directeur de 7 thèses dont 5 soutenues entre 2004 et 2009, avec une moyenne de durée de thèse de 38 mois. Le taux moyen de publications par thèse est de 0,7 en revue internationale ou nationale avec comité de lecture et de 4 en communication internationale ou nationale avec comité de lecture (une thèse ayant une clause de confidentialité de 10 ans).
- Encadrement et co-encadrement de 10 étudiants de DEA/Master dans le domaine de l'Automatique.
- Responsable scientifique et administratif de 12 contrats pour un montant de 296 k€ HT (part du Laboratoire Ampère hors salaire), conventions signées via l'organisme de valorisation de l'INSA de Lyon : INSAVALOR pour 70 % des cas, le reste venant de contrat interne INSA (Bonus Qualité formation) ou du CNRS (PEPS en Automatique)

Chapitre 2 : Bilan

2.1 Activités de recherche

2.1.1 Positionnement

Mes compétences développées depuis le début de ma carrière au Laboratoire d'Automatique Industrielle puis ces dernières années au Laboratoire Ampère sur le site de l'INSA de Lyon s'inscrivent dans la discipline Automatique (61^{ème} section du CNU) aujourd'hui au sein de l'équipe *Commande* sur les axes scientifiques *Fluid Power et robotique médicale* et *Systèmes mécatroniques embarqués*. Ma recherche a un caractère méthodologique et appliqué ce qui explique mon engagement pour le développement de la plate-forme expérimentale : *Centre d'essais Fluid Power* dont je suis un des acteurs principaux.

Mes travaux scientifiques de ces dernières années au sein de l'équipe *Commande* ont contribué principalement à développer l'axe *Synthèse de Commande* au travers l'étude et la mise en œuvre de stratégies de commandes non linéaires robustes, adaptées principalement à des systèmes *Fluid Power* au service d'applications innovantes dans le domaine du transport, de l'aéronautique et de la robotique médicale.

Au sein de la communauté automatique, mes travaux ont l'originalité de se situer à l'intersection entre une recherche fondamentale plutôt théorique et une recherche technologique tournée vers l'application. Ma volonté de résoudre des verrous scientifiques, industriels et technologiques demande des compétences amonts et des connaissances systèmes. Les systèmes physiques sur lesquels je travaille comportent de fortes non linéarités dues à la compressibilité des fluides utilisés (air principalement), aux lois d'écoulements à travers les restrictions situées au niveau des modulateurs de puissance utilisés (servodistributeur, régulateur de pression), à la présence de frottements secs non négligeables sur des applications demandant une grande précision, aux commutations rapides des organes de commande (électrovannes). Ainsi, la synthèse de commandes non linéaires trouve tout son intérêt. J'ai plus particulièrement étudié des techniques de linéarisation entrée-sortie, de platitude, de modes glissants, de backstepping (thèse M. Smaoui soutenue en 2004) avec pour domaine applicatif l'aéronautique (thèse A. Girin soutenue en 2007), la robotique médicale (thèse O. Olaby soutenue en 2006).

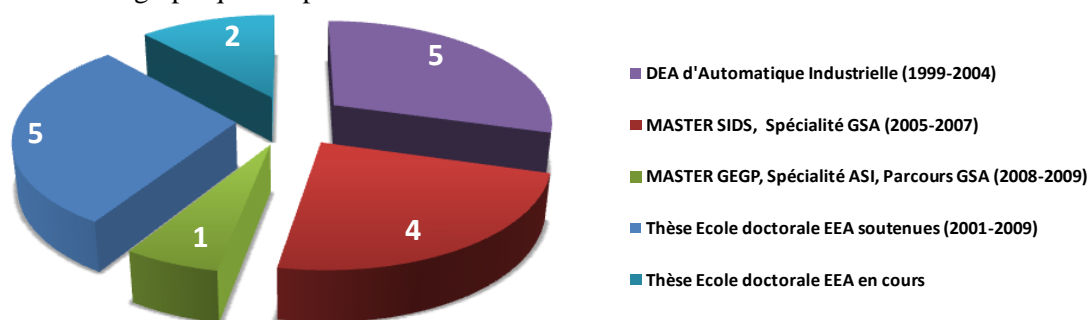
Les défis technologiques et verrous scientifiques ont motivé et conduit mes activités de recherche concernent :

- les développements effectués en terme de commande par modes glissants d'ordre supérieur pour limiter les effets de réticence obtenus lors des premiers résultats avec des techniques de commande par modes glissants. Nous avons pu améliorer la qualité de suivi de trajectoire demandé par l'asservissement en réduisant la consommation énergétique des systèmes développés et en augmentant la durée de vie de modulateur de puissance. Différentes méthodes ont été mises au point dans un but de pouvoir les comparer entre elles et avec des approches plus classiques via un benchmark développé avec les partenaires industriels;
- la commande des systèmes dynamiques hybrides ou le modulateur de puissance est vu comme un organe rapide, modélisé par différents états discrets et le système à piloter comme un procédé continu. Les approches développées ont pour but de proposer des stratégies de commande dites "directes" demandant peu de temps et de performances de calcul pour qu'elles soient intégrables dans des servoactionneurs faible coût et à faible consommation d'énergie. A cette approche s'associe de nombreux problèmes de stabilité;
- dans le cadre des systèmes *Fluid Power* ma recherche à caractère méthodologique et appliquée m'a permis de contribuer à l'explication et à la résolution du problème de redécollage des actionneurs électropneumatiques. La mise au point de méthodes de caractérisation de composants électropneumatiques permet de développer des modèles non linéaires adaptés à la synthèse de commande linéarisante entrée-sortie et ayant un spectre de validité plus large qu'une approche locale issue de la linéarisation tangente autour d'un point de fonctionnement.

- mon savoir faire sur la commande des systèmes Fluid Power a été profitable dans le cadre de l'activité scientifique Robotique médicale du laboratoire. Je me suis investi pour développer cet axe avec comme point fort le développement en partenariat avec les hôpitaux de Lyon du premier simulateur d'accouchement pour l'apprentissage des gestes obstétricaux. Les problématiques développées concernent la synthèse de trajectoire simulant les contractions utérines et les forces expulsives de la parturiente. Pour ce faire, la compliance apportée par l'utilisation d'un fluide compressible comme l'air trouve tout son intérêt pour le rendu de l'effort résistant ressenti lors de l'extraction du nouveau né par forceps. D'un point de vue de l'Automatique, la problématique se situe dans le choix d'algorithme de commande permettant de commuter entre un problème de suivi de trajectoire d'effort, de régulation de position, d'asservissement de vitesse, ou d'asservissement de raideur.

2.1.2 Encadrement de projets de Recherche

Cette section présente les encadrements de travaux de recherche auxquels j'ai participé et qui sont résumés dans le graphique ci-après:



Bilan de mes activités d'encadrement de sujet de recherche

2.1.2.1 Thèses co-encadrées

Depuis 2001 j'ai été co-directeur de 7 thèses dont 5 soutenues entre 2004 et 2009, avec une moyenne de durée de thèse de 38 mois. Le taux moyen de publications par thèse est de 0,7 en revue internationale ou nationale avec comité de lecture et de 4 en communication internationale ou nationale avec comité de lecture (une thèse ayant une clause de confidentialité de 10 ans).

Diplôme : Thèse de doctorat de l'Ecole Doctorale EEA de Lyon, Spécialité : Automatique Industrielle

Lieu d'inscription : INSA de Lyon, Laboratoire d'Automatique Industrielle (L.A.I.)

Date : du 1^{er} octobre 2001 au 12 novembre 2004 (soit 37 mois)

Situation actuelle du Docteur : **Maître de Conférences à l'INSA de Lyon, Laboratoire Ampère**

Effectué par : **Mohamed SMAOUI**

Financement : Bourse ministérielle MENRT

Encadrement : Pr. Daniel THOMASSET (50%) et MCF Xavier BRUN (50%)

Sujet de thèse : Commandes non linéaires robustes mono et multidimensionnelles de dispositifs électropneumatiques : Synthèse et Applications

Jury :

M. P. BORNE	Président	Professeur à l'Ecole Centrale de Lille
M. A. GLUMINEAU	Rapporteur	Professeur à l'Ecole Centrale de Nantes
M. J. C. VIVALDA	Rapporteur	Directeur de recherche INRIA Loraine
M. N. M'SIRDI	Examineur	Professeur à l'Université St Quentin en Yvelines
M. D. THOMASSET	Co-directeur	Professeur à l'INSA de Lyon
M. S. SCAVARDA	Invité	Professeur émérite à l'INSA de Lyon
M. X. BRUN	Co-directeur	Maître de Conférences à l'INSA de Lyon

Résumé : Ces travaux portent sur la synthèse de commande par la technique du backstepping et la technique des modes glissants d'ordre supérieur dans le cadre d'applications pour la commande d'actionneurs électropneumatiques.

Dans un premier temps, la technique du backstepping a été étudiée. Dans cette famille de commandes, la recherche de fonctions de Lyapunov joue un rôle très important pour la stabilisation des systèmes non linéaires et la robustesse de la stabilité obtenue. C'est à la fois un outil fondamental d'un point de vue théorique puisque l'on peut réduire la recherche de lois de commande stabilisantes à la recherche de fonctions de Lyapunov. Il s'agit également d'un outil de synthèse de lois de commande, et d'un outil pour l'étude de leurs robustesses. Différentes lois de commandes (monovariante et multivariante) basées sur cette technique ont été synthétisées et mises en œuvre sur un procédé expérimental du laboratoire..

Dans un second temps, une autre famille de commande a été étudiée : la commande par modes glissants d'ordre supérieur. L'objectif était de prouver la robustesse de cette technique de commande mais aussi d'éviter le problème de réticence ou "chattering". Ce phénomène est susceptible d'exciter des modes à haute fréquence qui n'ont pas été pris en compte dans le modèle du système. Dans un contexte de commande des systèmes électropneumatiques, ce phénomène implique d'importantes sollicitations mécaniques au niveau des servodistributeurs pouvant provoquer leur usure rapide ainsi que des rendements énergétiques déplorables.

Les techniques de commande présentées nécessitent de récupérer des informations sur les variables d'état du système. L'emploi de capteurs fournit la solution la plus simple mais présente des inconvénients généraux incontournables et des difficultés spécifiques à la grandeur physique mesurée. La dérivation numérique constitue une bonne alternative à l'obtention des variables d'état surtout pour les systèmes mécaniques où le vecteur d'état est composé des coordonnées et vitesses généralisées. Dans ce cadre, un algorithme de dérivation numérique via modes glissants a été étudié et comparé à un algorithme de dérivation classique. Les résultats expérimentaux présentés ont montré l'efficacité des algorithmes par modes glissants.

Mots clés : Commande Non Linéaire, Modes Glissants d'ordre supérieur, Backstepping, Robustesse, Dispositifs Électropneumatiques, Cosimulation, Différentiation, Expérimentation.

Diplôme : Thèse de doctorat de l'Ecole Doctorale EEA de Lyon, Spécialité Automatique Industrielle.

Lieu d'inscription : INSA de Lyon, Laboratoire d'Automatique Industrielle (L.A.I.)

Date : du 1^{er} octobre 2003 au 22 novembre 2006 (soit 38 mois)

***Situation actuelle du Docteur* : Maître Assistant à l'Université d'Alep - Syrie**

Effectué par : **Osama OLABY**

Financement : Bourse du gouvernement de Syrie complétée par le L.A.I.

Encadrement : Pr. Tanneguy REDARCE (50%) et MCF Xavier BRUN (50%)

Sujet de thèse : Robotique pour l'apprentissage de gestes médicaux. Mise en œuvre de séquences d'accouchements automatisés.

Jury :

M. D. THOMASSET	Président	Professeur à l'INSA de Lyon
M. J. LOTTIN	Rapporteur	Professeur à l'Université de Savoie
M. A. PRUSKY	Rapporteur	Professeur à l'Université de Metz
M. O. DUPUIS	Examineur	Obstétricien aux Hospices Civils de Lyon
M. T. REDARCE	Co-directeur de thèse	Professeur à l'INSA de Lyon
M. X. BRUN	Co-directeur de thèse	Maître de Conférences à l'INSA de Lyon

Résumé : Le simulateur d'accouchement, "BirthSIM", fait parti d'un concept d'enseignement et de formation médicale par simulation. "BirthSIM" permet au médecin "instructeur" d'assurer et de valider la formation des professionnels. Ces travaux s'inscrivent dans ce contexte et ont pour but de définir et de mettre en œuvre les différentes procédures d'accouchements utiles à l'apprentissage des gestes médicaux.

Après avoir effectué un état de l'art concernant les systèmes d'aide à l'apprentissage des gestes médicaux nécessaires lors de l'accouchement, les différentes phases de l'accouchement sont présentées ainsi que les trois types d'efforts expulsifs mis en jeu : effort automatique, effort volontaire et effort

instrumental. Ceci afin d'établir le cahier des charges nécessaire pour l'automatisation du simulateur "BirthSIM".

Dans le cadre de la modélisation du système électropneumatique du "BirthSIM", un modèle global de simulation a été mis en place et une étude du modèle analytique statique du modulateur de puissance utilisé a été menée après avoir effectué une approximation des mesures expérimentales de ce composant pneumatique. Ce modèle mathématique permet d'établir différents modèles de commande nécessaires à la synthèse des différentes méthodologies de commande utilisées pour implanter dix procédures d'accouchement.

Cette étude met en œuvre le corps médical et permet de valider ce simulateur sur le plan fonctionnel au niveau du réalisme de la simulation des contractions utérines et des efforts expulsifs volontaires. Ainsi qu'au niveau de l'apprentissage du concept de simple synchronisation de ces deux types d'efforts. Un exemple d'évaluation effectuée par une interne est présenté dans ces travaux et permet de valider qualitativement et quantitativement certains modes de fonctionnements du simulateur.

Les procédures présentées dans ces travaux ont fait de "BirthSIM" un simulateur actif et dynamique qui permet d'assurer :

- ✓ l'évaluation des pertinences et de la reproductibilité des critères cliniques classiques;
- ✓ la simulation des contractions utérines et des efforts de poussée abdominale;
- ✓ l'apprentissage de gestes obstétricaux tels qu'ils sont pratiqués par le corps médical;
- ✓ la pratique d'extraction instrumentale (réalisation de forceps ou de ventouse).

Mots clés : Robotique médicale, Simulateur d'accouchement, Electropneumatique, Modélisation, Expérimentation, Fluid Power.

Diplôme : Thèse de doctorat de l'Ecole Doctorale Sciences et Technologies de l'Information et des Matériaux de Nantes, Spécialité: Automatique et Informatique Appliquée

Lieu d'inscription : Ecole Centrale de Nantes, IRCCyN

Date : du 1^{er} octobre 2004 au 4 décembre 2007 (soit 38 mois)

Situation actuelle du Docteur : Ingénieur de Recherche à l'IRCCyN UMR 6597

Effectué par : Alexis GIRIN

Financement : Bourse DGA

Encadrement : Pr. A. GLUMINEAU (33%), MCF F.PLESTAN (34%) et MCF X. BRUN (33%)

Sujet de thèse : Contribution à la commande non linéaire d'un système électropneumatique pour une utilisation Aéronautique : Application sur un Benchmark dédié.

Jury :

M. H. ABOU-KANDIL	Président	Professeur à l'ENS Cachan
M. W. PERRUQUETTI	Rapporteur	Professeur à l'Ecole Centrale de Lille
M. P. MOUYON	Rapporteur	Professeur Associé à SupAéro
M. F. PLESTAN	Co-encadrant de thèse	Maître de Conférences Ecole Centrale de Nantes
M. X. BRUN	Co-encadrant de thèse	Maître de Conférences à l'INSA de Lyon
M. R. ROSSI	Invité	Ingénieur MBDA
M. Y. RIVEY	Invité	Ingénieur LRBA - DGA
M. L. BURLION	Invité	Ingénieur LRBA - DGA
M. A. GLUMINEAU	Co-directeur de Thèse	Professeur à l'Ecole Centrale de Nantes

Résumé : L'objectif de ce travail de thèse était d'évaluer la pertinence et les performances des techniques avancées de commande et d'observation des systèmes non linéaires et de voir si elles rendaient possible l'utilisation d'un système électropneumatique haute performance pour le positionnement de gouvernes d'engin aérodynamique. Un banc d'essai et un benchmark ont été réalisés en collaboration par les laboratoires AMPERE / IRCCyN, par le Laboratoire de Recherche en Balistique et Aérodynamique (LRBA) de la DGA et par MBDA (Groupe EADS). L'étude a montré que l'utilisation de commandes non linéaires permettait d'obtenir les performances souhaitées. Des commandes non linéaires par modes glissants d'ordre supérieur mono et multi variables ont été appliquées sur le système électropneumatique lui assurant une convergence en temps fini et la robustesse face aux incertitudes paramétriques et aux perturbations ce qui constituait une des principales contributions de ce travail. Par ailleurs, dans le but de minimiser le nombre de capteurs

et/ou pallier à leur défaillance, la synthèse d'observateurs pour cette plateforme expérimentale a été étudiée. Ainsi, une étude de l'observabilité, une synthèse d'observateurs à grands gains et par modes glissants a été effectuée. La conclusion de ce travail détermine qu'il est possible d'utiliser des actionneurs électropneumatiques pour le positionnement d'une gouverne de missile sous réserve de concevoir des composants intégrables. Cette thèse a permis de déterminer les caractéristiques que devront avoir ces composants pour obtenir l'ensemble des performances souhaitées.

Mots-clés : Commande non linéaire robuste, Modes glissants d'ordre supérieur, Système électropneumatique, Observateurs non linéaires.

Diplôme : Thèse de doctorat de l'Ecole Doctorale EEA de Lyon, Spécialité : Automatique Industrielle

Lieu d'inscription : INSA de Lyon, Laboratoire Ampère, UMR 5005

Date : du 1^{er} octobre 2005 au 18 décembre 2008 (soit 39 mois)

Situation actuelle du docteur : **Docteur - Ingénieur chez Volvo Powertrain, Vénissieux, France**

Effectué par : **Sylvain RENARD**

Financement : Thèse CIFRE (convention n°16/2006) avec Volvo Powertrain

Encadrement : Pr. Eric BIDEAUX (34%) Daniel THOMASSET (33%) MCF Xavier BRUN (33%)

Sujet de thèse : Validation "Hardware In the Loop" de l'architecture de commande embarquée du groupe motopropulseur hybride pour véhicules industriels.

Jury :

M. Y. CHAMAILLARD	Rapporteur	Professeur - Université d'Orléans
M. D. MEIZEL	Rapporteur	Professeur - Université de Limoges
M. M. RAULT	Examineur	Volvo Powertrain
M R. TRIGUY	Examineur	Chargé de recherche - INRETS
M. E. BIDEAUX	Co-directeur	Professeur - INSA de Lyon
M. D. THOMASSET	Co-directeur	Professeur - INSA de Lyon
M. R. ARANDA	Invité	Volvo Powertrain
M. P. LAGER	Invité	Volvo Powertrain
M. W. MARQUIS-FAVRE	Invité	Maître de conférences - INSA de Lyon
M. G. MOUDEN	Invité	Volvo Powertrain
M. X. BRUN	Co-directeur	Maître de conférences - INSA de Lyon

Résumé : Le contexte environnemental de ce début de millénaire est sujet à de nombreuses interrogations quant à l'avenir des transports routiers : rejets polluants, émissions de gaz à effet de Serre, raréfaction des énergies fossiles, montée des prix des carburants... Cette situation favorise le développement de véhicules de moins en moins polluants. La gestion de l'énergie est de plus en plus exigeante. On assiste à une complexification des architectures électroniques embarquées liée au groupe motopropulseur ce qui accroît le risque de panne. L'objectif de ces travaux est de développer une plateforme de simulation HIL (Hardware In the Loop) permettant de vérifier les calculateurs embarqués unitairement et connectés ensembles afin d'en assurer une qualité mesurable. Le système électronique étudié est associé à un véhicule industriel hybride de configuration parallèle. Pour élaborer une telle plateforme, une étude approfondie de la motorisation hybride a permis de mieux appréhender son fonctionnement. A partir de l'analyse des plans de vérification, nous avons défini une démarche de spécification et de construction de cette plateforme. Le but était de définir le périmètre exact nécessaire et le type de modélisation requis pour couvrir l'ensemble des tests. Très souvent la représentativité dynamique des modèles par rapport au comportement réel des composants modélisés est requise. C'est pourquoi, une attention particulière a été apportée dans leur construction par l'intermédiaire du langage bond-graph, puissant outil de modélisation multi domaine basé sur une représentation graphique. Ainsi, les modèles de la machine électrique, du convertisseur AC/DC ou de la boîte de vitesses sont développés. Le respect de la démarche d'intégration sur la plateforme proposée a permis d'obtenir un modèle d'environnement dont la validation fut fondée sur des critères de représentativité en comparaison de mesures réelles. L'efficacité de cette démarche a pu être démontrée par une évaluation précise du taux de couverture de la plateforme par rapport à l'ensemble des tests spécifiés et par la réalisation effective de plans de vérification de calculateurs.

Mots clés : Vérification fonctionnelle, HIL, véhicule industriel, modélisation bond graph, temps réel, groupe motopropulseur hybride, architecture électronique, calculateur embarqué.

Diplôme : Thèse de doctorat de l'Ecole Doctorale EEA de Lyon, Spécialité : Automatique Industrielle

Lieu d'inscription : INSA de Lyon, Laboratoire Ampère, UMR 5005

Date : du 1^{er} octobre 2006 au 16 décembre 2009 (soit 39 mois)

Situation actuelle du docteur : **Docteur - Ingénieur chez Qatar Petroleum au Qatar**

Effectué par : **Mohamed TRABELSI**

Financement : Bourse ministérielle MENRT

Encadrement : Pr. J.M. RETIF (34%), Pr. X. LIN SHI (33%), MCF X. BRUN (33%)

Sujet de thèse : Modélisation et Commande des Systèmes Physiques à Topologie Variable : Application au Convertisseur Multicellulaire.

Jury :

Mme. C. VALENTIN	Présidente	Professeur Université Claude Bernard Lyon
M. J. BUISSON	Rapporteur	Professeur à Supélec
M. M. DJEMAI	Rapporteur	Professeur à l'Université de Valenciennes
M. M. GHANES	Examinateur	Maître de Conférences à l'ENSEA
M. J.M. RETIF	Co-directeur de thèse	Professeur à l'INSA de Lyon
M ^{me} X. LIN-SHI	Co-directrice de thèse	Professeur à l'INSA de Lyon
M. X. BRUN	Co-directeur de thèse	Maître de Conférences à l'INSA de Lyon

Résumé : L'automatique est une science qui traite de la modélisation et de la commande des systèmes dynamiques. Ces dernières années ont été marquées par l'essor d'une communauté étudiant les systèmes dynamiques hybrides (SDH). Un convertisseur statique (présentant un nombre fini de configurations) associé à une charge (procédé continu) est un exemple de (SDH). Pour étudier le comportement dynamique de ces systèmes, il est nécessaire de mettre en évidence l'aspect hybride (interaction entre les variables continues et les variables discrètes). Dans ce contexte, nous présentons, dans le cadre de cette thèse, deux approches systématiques de modélisation appliquées à un convertisseur série associé à une charge dans le but d'établir un modèle hybride qui englobe les variables continues et discrètes. La première approche est la méthode des graphes d'interconnexion des ports qui repose sur des interprétations mathématiques des graphes linéaires en vue d'établir une formulation Hamiltonienne paramétrée en fonction des états des interrupteurs de puissance. La deuxième approche est l'approche à topologie variable des Bond Graph commutés qui permet de modéliser les interrupteurs de puissance (éléments en commutation) par des sources nulles suivant leurs états. Deux lois de commande à aspect prédictif ont été développées. Elles déterminent directement les configurations du convertisseur qui permettent de poursuivre, le plus rapidement possible, les références du courant dans la charge (objectif principal) et des tensions aux bornes des condensateurs. Les contraintes de temps de calcul étant sévères (quelques dizaines de microsecondes), un modèle simplifié, validé en simulation sur une période d'échantillonnage, est utilisé en temps réel. La première stratégie permet de prédire sur l'horizon d'une période d'échantillonnage l'évolution du système pour chaque configuration et de sélectionner celle qui minimise la distance entre l'état prédit et l'état de référence. Les résultats de simulation montrent l'intérêt de cette stratégie par rapport à une commande classique. Cette stratégie est associée à un observateur adaptatif dans le but d'estimer les tensions aux bornes des condensateurs. La deuxième méthode calcule directement les rapports cycliques permettant d'atteindre la référence en effectuant une inversion de la matrice de commande. Les commandes proposées sont validées expérimentalement. Les résultats obtenus montrent les performances et l'efficacité de ces méthodes.

Mots clés : Systèmes dynamiques hybrides, systèmes physiques à topologie variable, graphes d'interconnexion de ports, Bond Graph commutés, commande prédictive directe, observateur adaptatif interconnecté.

Diplôme : Thèse de doctorat de l'Ecole Doctorale EEA de Lyon, Spécialité : Energie et Systèmes

Date : depuis le 1^{er} octobre 2007

Effectué par : **Lilia SIDHOM**

Financement : Bourse ministérielle MENRT

Encadrement : Pr. Daniel THOMASSET (50%) et MCF Xavier BRUN (50%)

Sujet de thèse : Comportement Hautes Fréquences des composants hydrauliques de puissance.

Résumé : L'objectif de ces travaux concerne la modélisation et la commande d'un banc d'essai hydraulique hautes performances développé par le laboratoire Ampère. Celui-ci a pour but résoudre des problèmes posés par des industriels dans le domaine du transport (essentiellement de l'automobile). Un des avantages de cette génération d'axe concerne la bande passante élevée qui permet de tester des signaux piste haute fréquence de type parcours urbain avec des "stops and go" et de fortes accélérations alors que les axes classiques sont plutôt dans le domaine basse fréquence et n'autorisent que les traitements des signaux piste type autoroutier. Ces problèmes concernent principalement les tests en fatigue et/ou résistance de pièces sensibles à la sécurité des véhicules tels que les amortisseurs ou les suspentes d'échappement et ce pour différents types de matériaux: plastique, élastomère, caoutchouc. Des lois de commandes modernes seront synthétisées et mises en œuvre pour pallier aux non linéarités du système : commande par backstepping et commande par modes glissants par exemples.

Diplôme : Thèse de doctorat de l'Ecole Doctorale EEA de Lyon, Spécialité : Energie et Systèmes

Date : depuis le 1^{er} octobre 2009

Effectué par : **Cédric CHAPUIS**

Financement : Thèse CIFRE (convention n°362/2009) avec Renault débutée le 1^{er} octobre 2009

Encadrement : Pr. Eric BIDEAUX (50%) et MCF Xavier BRUN (50%)

Sujet de thèse : Véhicules à quatre roues motrices : optimisation du dimensionnement, du contrôle et de la consommation des systèmes pilotés de transfert de couple.

Résumé : Dans le cadre de ses travaux sur les architectures véhicules répondant au mieux aux attentes du client et aux contraintes environnementales, RENAULT souhaite soutenir ses efforts de recherche à travers une thèse sur les véhicules à 4 roues motrices et plus spécifiquement sur le problème de la répartition/transfert de couple. L'objectif est d'aborder sur cet exemple les problématiques telles que :

- l'aide à la comparaison des architectures et des technologies permettant d'assurer l'ensemble des fonctions exigées par le cahier des charges,
- l'aide au dimensionnement et à la spécification de sous-systèmes, c'est à dire l'adéquation des performances de l'actionneur avec le cahier des charges d'une part, et les caractéristiques de la chaîne cinématique du véhicule d'autre part,
- les approches structurelles pour l'analyse du niveau de complexité des techniques de contrôle requises pour un transfert/répartition de couple répondant aux exigences du CDC.

Ces approches s'efforcent de tenir compte du contexte véhicule 4x4 dans son ensemble, c'est-à-dire des interactions avec d'autres organes ou systèmes de contrôle châssis (freinage, suspensions, ABS, ESP, ASR, barre anti-roulis...), des problématiques de consommation énergétique et de durabilité du système de transfert/répartition de couple et des différentes opportunités liées à l'utilisation d'informations et signaux spécifiques issus de capteurs sur véhicule (effort, vitesse, accélération, ...), ou externes (GPS,...),

2.1.2.2 Stages de DEA et de MASTER de Recherche encadrés et co-encadrés

Diplôme : DEA d'Automatique Industrielle - Ecole Doctorale EEA de Lyon

Année : 1998-1999

Effectué par : Ludo SALAMA

Encadrement : D. Thomasset et X. Brun

Rapport : Commande multivariables d'un système électropneumatique. Synthèse utilisant la platitude et la minimisation d'énergie, 57 pages

Résumé : Il s'agit des premiers travaux effectués dans le cadre de l'application de la théorie de la platitude aux systèmes électropneumatiques. Dans un premier temps la conception d'un système est abordée dans le but que le modèle retenu soit plat. La synthèse de trajectoire est alors réalisée puis la synthèse de commande plate est effectuée. Des essais en simulation puis expérimentaux ont alors été obtenus et analysés.

Diplôme : DEA d'Automatique Industrielle - Ecole Doctorale EEA de Lyon

Année : 1999-2000

Effectué par : Mahmoud TCHIKOU

Encadrement : D. Thomasset et X. Brun

Rapport : Commande multivariables d'un système électropneumatique. Planification de trajectoires et optimisation énergétique, 57 pages.

Résumé : L'objectif de cette étude est de voir la faisabilité d'une loi de commande multivariables appliquées dans le contexte de la platitude sur un système électropneumatique, dans le but de minimiser l'énergie délivrée par la source électropneumatique. Sans dégrader les performances de suivi de trajectoire de position. L'étude effectuée en simulation montre une diminution des consommations énergétiques de l'ordre de 50% pour un choix judicieux des trajectoires.

Diplôme : DEA d'Automatique Industrielle - Ecole Doctorale EEA de Lyon

Année : 2000-2001

Effectué par : Arno DORIA CERESO

Encadrement : D. Thomasset et X. Brun

Rapport : Optimisation énergétique. Résultats expérimentaux et analyse d'un système plat, 86 pages.

Résumé: En exploitant les propriétés de platitude du modèle d'un vérin électropneumatique commandé par deux servodistributeurs, il est possible de satisfaire conjointement des objectifs de suivi de trajectoire et de minimisation de consommation d'énergie grâce aux techniques de commande non linéaire. Cette étude concerne dans un premier temps la mise au point d'un algorithme d'optimisation énergétique sous contraintes lors d'un cycle de fonctionnement d'un vérin électropneumatique. Une trajectoire optimale de pression (image de l'énergie) est issue de cet algorithme exploitant le modèle de simulation du système. La deuxième phase des travaux concerne l'implantation de la commande non linéaire multivariables sur un procédé physique avec une approche basée sur la théorie des systèmes plats. Les résultats expérimentaux sont comparés à ceux obtenus avec une commande non linéaire monovariante en suivi de trajectoire. Enfin, le gain énergétique apporté par cette nouvelle approche est mis en avant.

Diplôme : DEA d'Automatique Industrielle - Ecole Doctorale EEA de Lyon

Année : 2001-2002

Effectué par : Benjamin KEUDJO

Encadrement : X. Brun

Rapport : Problématique de changement de mode de régulation position / effort sur un axe électropneumatique, 36 pages.

Résumé: La nécessité de changement de mode de fonctionnement pour des problématiques d'asservissement en position puis de suivi de trajectoire d'effort est un objectif qui pose de nombreux problèmes dans le cadre d'axe à fluide sous pression. Le plus sérieux des problèmes étant les coup de bélier très nocifs qui apparaissent sur des actionneurs électrohydrauliques. L'étude effectuée en simulation propose des critères permettant de fixer des intervalles de temps pour lesquels le changement de mode de fonctionnement peut s'effectuer. Ces travaux reposent sur l'étude des équilibres mécanique et pneumatique de ces systèmes et a nécessité des travaux approfondis sur la connaissance des zones de redécollage de ces axes.

Diplôme : DEA d'Automatique Industrielle - Ecole Doctorale EEA de Lyon

Année : 2001-2002

Effectué par : Noureddine ZITOUNI

Encadrement : E. Bideaux et X. Brun

Rapport : Introduction à l'hydraulique à eau, 47 pages.

Résumé: Ce travail concerne une recherche bibliographique des premiers résultats obtenus dans le cadre des systèmes asservis utilisant comme source d'énergie l'eau. Une étude des propriétés de ce fluide a été effectuée, ainsi que l'analyse des nouveaux composants technologiques qui prennent en compte les propriétés spécifiques (lubrification, viscosité, inflammabilité ...). Les travaux de l'Institute of Hydraulics and Automation à Tampere (Finlande) commencés en 1997 ont servi de base

à ces travaux qui ont permis d'obtenir des premiers modèles des composants classiques constituant un système à eau (source d'énergie, vérin, distributeur...) afin de mettre en avant en simulation certains phénomènes rencontrés expérimentalement comme les coups de bélier.

Diplôme : DEA d'Automatique Industrielle - Ecole Doctorale EEA de Lyon

Année : 2002-2003

Effectué par : Taman MAHOP

Encadrement : X. Brun

Rapport : Commande non linéaire par modes glissants d'ordre un et deux, 48 pages.

Résumé: L'objectif de ces travaux était de montrer l'apport des techniques modernes de commandes pour l'asservissement de systèmes électropneumatiques. Les résultats obtenus avec des commandes par modes glissant d'ordre 1 étaient satisfaisants d'un point de vue suivi de trajectoire. Les phénomènes de réticence rendaient les performances énergétiques catastrophiques et la durée de vie des modulateurs de puissance très faible. Les travaux menés en simulation et en expérimentation via des techniques de commandes d'ordre glissant d'ordre supérieur ont permis de résoudre ce problème via des algorithmes comme le "twisting" ou le "super twisting".

Diplôme : DEA d'Automatique Industrielle - Ecole Doctorale EEA de Lyon

Année : 2003-2004

Effectué par : Didier GAUTHEREAU

Encadrement : X. Brun et B. Laulagnet

Rapport : Essais de validation en temps réel d'une maquette numérique de contrôle actif acoustique appliqué au bruit d'admission ou d'échappement de camion, 59 pages.

Résumé: Regroupant l'automatique et l'acoustique industrielle, ces travaux avaient pour objectif d'effectuer une étude de faisabilité pour réduire les bruits d'admission ou d'échappement des moteurs de poids lourds ou de bus en utilisant un système de contrôle actif acoustique. Le principe du contrôle actif consiste à mesurer une source de bruit et à générer un 'contre bruit' en opposition de phase en utilisant différentes méthodes de filtrage auto-adaptatif ou non. La somme des signaux émis est alors théoriquement nulle.

Diplôme : DEA d'Automatique Industrielle - Ecole Doctorale EEA de Lyon

Année : 2003-2004

Effectué par : Xavier LEGRAND

Encadrement : J.M. Retif et X. Brun

Rapport : Commande hybride d'actionneur électropneumatique via distributeur on/off, 59 pages

Résumé: Classiquement, et dans presque la totalité des systèmes développés dans l'industrie, l'asservissement en position d'un vérin pneumatique est réalisé à partir de *servodistributeurs*. Dans cette étude, des *distributeurs* ont été utilisés pour commander le vérin pneumatique. L'idée est d'adapter des algorithmes de commande hybride pour l'asservissement de machines électriques triphasées, à la commande d'un vérin pneumatique. La méthode proposée pour asservir en position un vérin pneumatique commandé par des organes de commande tout ou rien permet d'obtenir des résultats expérimentaux intéressants.

Diplôme : MASTER Sciences de l'Information, des Dispositifs et des Systèmes en EEA (SIDS), Spécialité Génie des Systèmes Automatisés (GSA), Ecole Doctorale EEA de Lyon

Année : 2004-2005

Effectué par : Arnaud SELLIER

Encadrement : J.M. Retif et X. Brun

Rapport : Commande hybride en effort d'actionneurs électropneumatiques, 34 pages.

Résumé: L'asservissement en effort d'actionneur électropneumatique par des commandes hybrides permet d'avoir des performantes très peu dégradées en utilisant des composants tout ou rien plutôt que des servodistributeurs plus complexes qui ont des durée de vie plus courte et sont beaucoup plus chers. Ces travaux ont permis, sur le plan théorique, d'étudier les zones d'atteignabilité des commandes proposées et de travailler sur une adaptation des algorithmes de commande pour améliorer les performances tout en diminuant les problèmes de réticence.

Diplôme : MASTER Sciences de l'Information, des Dispositifs et des Systèmes en EEA (SIDS), Spécialité Génie des Systèmes Automatisés (GSA), Ecole Doctorale EEA de Lyon

Année : 2005-2006

Effectué par : Hoang Thi Thanh HUONG

Encadrement : E. Bideaux et X. Brun

Rapport : Modélisation et Commande d'un système hydraulique, 45 pages.

Résumé: L'objectif de ce sujet concerne la prise en main d'un banc d'essai électrohydraulique hautes performances. La mise en œuvre de la partie commande du banc électrohydraulique est une des tâches abordée dans ce projet. Il s'agissait d'effectuer une étude bibliographique dans le domaine de la modélisation et la commande des axes électrohydrauliques asservis puis une phase de modélisation a permis de mettre en œuvre des commandes par retour d'état à gains fixes ou variables (gain scheduling) en simulation puis sur banc d'essai.

Diplôme : MASTER Sciences de l'Information, des Dispositifs et des Systèmes en EEA (SIDS), Spécialité Génie des Systèmes Automatisés (GSA), Ecole Doctorale EEA de Lyon

Année : 2006-2007

Effectué par : Mehdi DRIDI

Encadrement : E. Bideaux et X. Brun

Rapport : Modélisation et commande d'un banc hydraulique hautes performances, 54 pages.

Résumé: Les caractéristiques du système étudié sont fortement non linéaires et dépendent entre autres, des plages de fréquence pour lesquelles les essais sont effectués. Ainsi, avant de pouvoir effectuer la synthèse de loi de commande, une étape de modélisation est très importante. Les travaux effectués dans le cadre de ce Master ont permis de développer différents modèles de simulation qui ont été validés à partir des résultats expérimentaux. Ces travaux reposent d'une part sur le développement de modèle de connaissance et d'autre part sur la mise en œuvre d'algorithme d'identification pour obtenir des modèles de comportement de certains composants.

Diplôme : MASTER Sciences de l'Information, des Dispositifs et des Systèmes en EEA (SIDS), Spécialité Génie des Systèmes Automatisés (GSA), Ecole Doctorale EEA de Lyon

Année : 2006-2007

Effectué par : ZROUR Badoui

Encadrement : X. Brun et R. Moreau

Rapport : Mise en œuvre des Procédures d'apprentissage sur le simulateur "BirthSIM" et Evaluation du geste de Traction, 56 pages.

Résumé: Le simulateur d'accouchement "BirthSIM" est le fruit de plusieurs années de travail au sein du laboratoire Ampère de l'INSA de Lyon. Les deux prototypes présents en 2006 permettent pour l'un, l'entraînement à la pose de forceps et pour l'autre, l'entraînement et l'enseignement de la traction à exercer à l'aide de forceps. Les objectifs de ce travail sont d'assembler les deux prototypes en minimisant le nombre de capteurs et en simplifiant la programmation des différentes procédures d'accouchement de façon à les rendre accessibles à l'utilisation par des opérateurs non spécialisés. De plus, en collaboration avec les médecins, ces travaux ont permis de mettre en place des critères et des paramètres d'évaluation du geste obstétrical. Ceci a permis de conclure d'une manière quantitative sur l'importance de la synchronisation des efforts de traction avec les efforts expulsifs de la mère pour la réduction de l'effort exercé sur la tête du fœtus. Lors de ces travaux, une comparaison des résultats obtenus par les novices et par les experts a été effectuée et nous avons proposé une fonction d'évaluation primaire qui puisse donner une idée quantitative de l'amélioration du geste par des internes après un apprentissage sur simulateur.

Diplôme : MASTER Génie Electrique et Génie des Procédés (GEGP), Spécialité Automatique Système et Image (ASI), Parcours Génie des Systèmes Automatisés (GSA), Ecole Doctorale EEA de Lyon

Année : 2007-2008

Effectué par : Xiao-Xiao, Angèle HU

Encadrement : X. Brun et E. Blanco

Rapport : Analyse et amélioration des traitements de signaux pour la recherche de défaut dans les tubes de Générateur de Vapeurs, 75 pages.

Résumé: Les générateurs de vapeurs utilisés dans la production d'énergie dans les centrales nucléaires font l'objet d'une attention particulière à chaque arrêt de tranche pour rechargement du combustible du réacteur. Les tubes en U inversé permettant l'échange de chaleur à l'intérieur de ces générateurs font l'objet de dégradations dues aux contraintes de fonctionnement auxquelles ils sont soumis (pression, corrosion, turbulence...). Une analyse issue de mesures par Courant de Foucault est menée afin de déterminer quel est l'état de fonctionnement de ces tubes et de détecter la présence effective ou non de défaillances (perçage, fissure...). Une méthode d'analyse temporelle dans le plan d'impédance est utilisée depuis une dizaine d'années pour réaliser cette étude. Aujourd'hui, afin d'améliorer le nombre de défauts pouvant être détectés automatiquement tout en réduisant les cas de sur détection, il apparaît nécessaire de moderniser ces approches. L'objectif de cette étude de faisabilité est donc de proposer des méthodes avancées du traitement du signal pour la recherche d'informations et d'envisager de nouvelles solutions pour la synthèse automatique du diagnostic.

2.1.3 Bilan de ma production scientifique

Le détail de ma production scientifique se trouve dans la partie bibliographie personnelle de ce document. Mes travaux ont été publiés dans des revues à fort facteur d'impact par rapport aux disciplines que sont

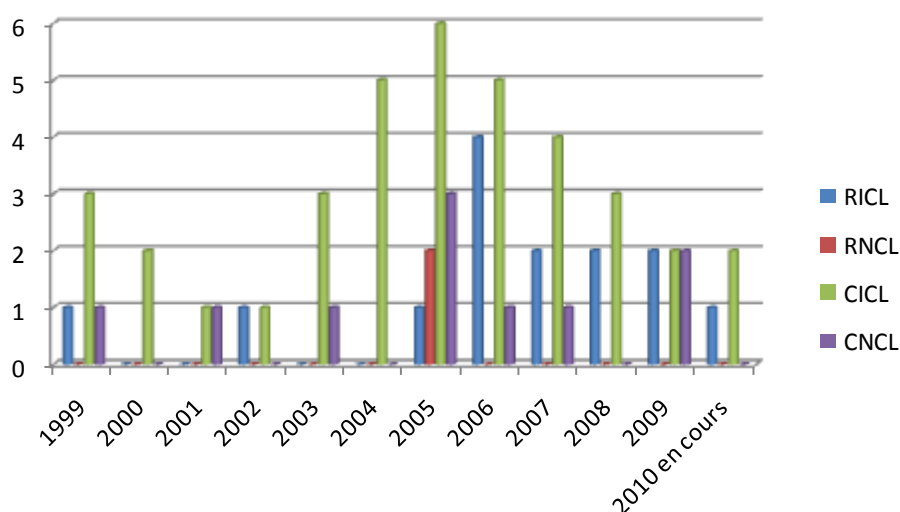
- l'Automatique : Control Engineering Practice, International Journal of Control, IEEE Transaction on Control System Technology, International Journal of Robust and Nonlinear Control
- le Fluid Power : ASME Journal of Dynamic System Measurement and Control, International Journal of Fluid Power
- le Biomédical : IEEE Transactions on Biomedical Engineering, International Journal of Medical Robotics and Computer Assisted Surgery

Ma participation est également active au niveau des congrès phares d'Automatique : ACC, CDC, ECC, IFAC World Congress, NOLCOS, et de la communauté Fluid Power : PTMC, IFK, JHPS, SICFP.

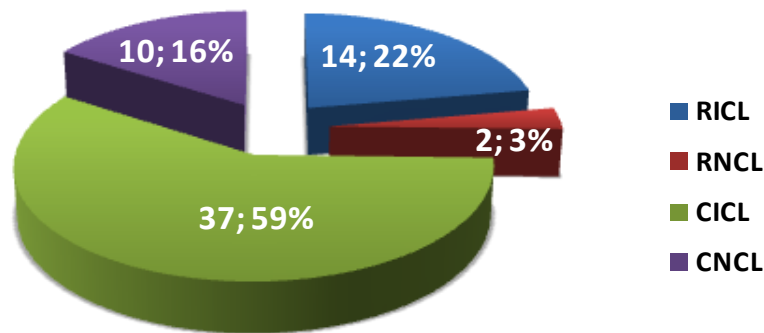
Le premier tableau ci-dessous quantifie par année le nombre de publications effectuées dans :

- ✓ des revues internationales avec comité de lecture (RICL)
- ✓ des revues nationales avec comité de lecture (RNCL)
- ✓ des congrès internationaux avec comité de lecture (CICL)
- ✓ des congrès nationaux avec comité de lecture (CNCL)

Le second tableau donne une vue quantitative de mes 16 revues (25% de ma production) et 47 congrès (75% de ma production).



Présentation de mes différentes productions par année



Présentation de mes différentes productions par type (Nombre; Pourcentage)

Depuis la création du laboratoire Ampère au 1^{er} janvier 2007, toute ma production scientifique est visible sur le site d'archives ouvertes du CCSD/CNRS (<http://hal.archives-ouvertes.fr/aut/xavier-brun> à partir de 2007) et tous les articles, publiés chez des éditeurs qui l'autorisent, sont accessibles en texte complet.

2.1.4 Responsabilités contractuelles

Après avoir participé en tant que co-encadreur à différentes études de recherche, j'ai depuis 2005 pris la responsabilité scientifique et administrative de différents contrats de recherche traités dans le cadre de convention entre un industriel (ou parfois l'état) et INSAVALOR société de valorisation de l'INSA de Lyon pour 70% des montants que j'ai signés. J'interviens dans toutes les phases du projet qui vont de la négociation à la remise de l'étude via des phases de rédaction de convention, de planification des travaux de recherche, de recrutement du personnel de recherche avec qui j'ai collaboré (ingénieur, et doctorants principalement) et *le temps restant* de réalisation de ces travaux scientifiques. Le tableau ci-dessous résume ces différents contrats dont j'ai été responsable scientifique via INSAVALOR mais également via un financement interne à l'INSA de Lyon obtenu dans le cadre d'appels d'offres intitulés "Bonus Qualité Formation", ainsi que plus récemment, un contrat signé avec le CNRS via les projets exploratoires premier soutien (PEPS en Automatique du CNRS, <http://www.cnrs.fr/insis/recherche/docs/AO-PEPS2010/resultat-PEPS-automatique.htm>)

Cadre	Titre	Partenaires	Date	Montant (€ HT)
Doctorat - Projet REI DGA	Actionneurs électro-pneumatique pour le positionnement de gouvernes de missiles - commandes et observateurs non linéaires	DGA / IRCCYN	2005/2008	50 000
MASTER	Analyse et amélioration des traitements de signaux pour la recherche de défauts dans les tubes de générateur de vapeurs	CEGELEC	2007/2008	16 000
Contrat de Recherche	Expérimentation sur un connecteur de circuit EGR pour mesure la faisabilité d'une entaille pouvant avoir des effets sur le circuit d'assistance au freinage d'un véhicule	MUSSY Expertise	2007	17 500
Contrat de Recherche	Simulateur d'accouchement pour l'aide à la formation en obstétrique. Visualisation et analyse de la pose de forceps	Hôpitaux de Lyon - Hospices Civils de Lyon	2007	62 500
Contrat de Recherche	Modélisation et Commande du système de régulation de la vitesse d'air dans le tunnel de la Croix Rousse à Lyon	SETEC TPI	2009/2010	30 000
Contrat de Recherche	Conception et Réalisation d'un stimulateur électropneumatique permettant l'apparition de potentiel évoqué chez l'homme	CHU Saint Etienne	2009/2011	16 000
BQR INSA de Lyon	Banc d'essai électrohydraulique hautes performances et multifonctions	LAI/CEGELY	2005	30 000
PEPS CNRS	Amélioration des Performances Energétiques des axes Electropneumatiques et Electriques. Développement d'un banc d'essai hybride	IRCCYN	2009/2010	30 000
Contrat de Recherche	Analyse de données pour la texturation de polyamide en vue d'une amélioration technologique du procédé de fabrication	CONTIFIBRE	2005	7 000
Contrat de Recherche	Modélisation Simulation et Analyse pour l'Amélioration de la Stratégie de Commande d'une Centrale Vapeur,	CALOR	2006	7 000
Contrat de Recherche	Etude de systèmes d'actionnement via différentes énergies pour le contrôle du vecteur de poussé d'un nano lanceur	CNES	2008/2010	25 000
Contrat de Recherche	Etude de faisabilité d'un stimulateur électropneumatique permettant l'apparition de potentiel évoqué chez l'homme	CHU Saint Etienne	2009	5 000

Contrats de recherche dont j'ai eu la responsabilité scientifique

A cette liste vient s'ajouter les contrats dont j'ai été co-responsable scientifique comme dans le cadre de convention CIFRE dans le cadre de la thèse de Sylvain Renard (convention avec Volvo sur 3 ans pour un montant de 48 k€ HT) ou de la thèse de Cédric Chapuis (convention avec Renault sur 3 ans pour un montant de 45 k€ HT).

Une particularité concerne les cinq dernières lignes du tableau à propos de travaux effectués dans le cadre de "CI GMC INSA" signifiant Centre d'Intérêt devenu Centre d'Ingénierie (en 2009) au département Génie Mécanique Conception (GMC) de l'INSA de Lyon. Il s'agit de projets de fin d'études effectués en partenariat industriel au sein des laboratoires de recherche de l'INSA par un binôme d'étudiants. Cette opportunité tripartite permet :

- aux étudiants qui ont déjà une expérience industrielle du fait d'un stage de 6 mois minimum effectué auparavant, de découvrir également le monde de la recherche
- aux industriels de proposer des sujets qu'ils ne peuvent encadrer mais qui peuvent s'effectuer avec l'aide des laboratoires de recherche
- aux laboratoires de recherche de mener à court terme des études de faisabilité ou des études de transfert technologique en amont, en aval ou en parallèle de travaux de recherche plus théoriques.

Ces études, comme l'ont été les travaux effectués avec le CNES sur l'étude de systèmes d'actionnement via différentes énergies pour le contrôle du vecteur de poussé d'un nano lanceur débouchent sur des actions de recherche à plus long terme (doctorat dans ce cas). Ces activités permettent de tisser un lien solide entre la recherche et l'enseignement. Elles font naturellement le lien entre la fin de la présentation des mes activités de recherche et le bilan concernant mes activités d'enseignements.

2.2 Activités d'enseignement

2.2.1 Bilan des enseignements

Mes enseignements concernent la discipline de l'Automatique et se caractérisent par une double expérience en Automatique des systèmes à événements discrets (automatismes séquentiels) et en Automatique continue (asservissement et régulation industrielle). Suite à ma formation initiale (EEA : Electronique, Electrotechnique et Automatique) et parallèlement au développement de l'expérience apportée par mes travaux de recherche, je développe la notion d'*approche système* qui nécessite des compétences pluridisciplinaires en terme de modélisation, d'analyse et de commande dans le domaine de la *mécatronique*. Ceci me permet d'enrichir mon savoir-faire en mécanique, électronique, informatique industrielle, mesures physiques, programmation, simulation et commande de processus.

Ces dernières années m'ont permis de développer mes compétences concernant d'une part la modélisation et la commande de processus continus : asservissement et régulation de systèmes mécatroniques et robotiques; et d'autre part la modélisation, l'analyse de performances, le dimensionnement et la commande des systèmes à événements discrets (Réseau de Petri, GEMMA et Grafcet) avec des applications sur les systèmes manufacturiers.

Ces enseignements ont été dispensés à un public divers en formation d'ingénieur, essentiellement au département Génie Mécanique Conception auquel est rattaché mon poste de Maître de Conférences et également au sein du Master Recherche Génie Electrique et Génie des Procédés.

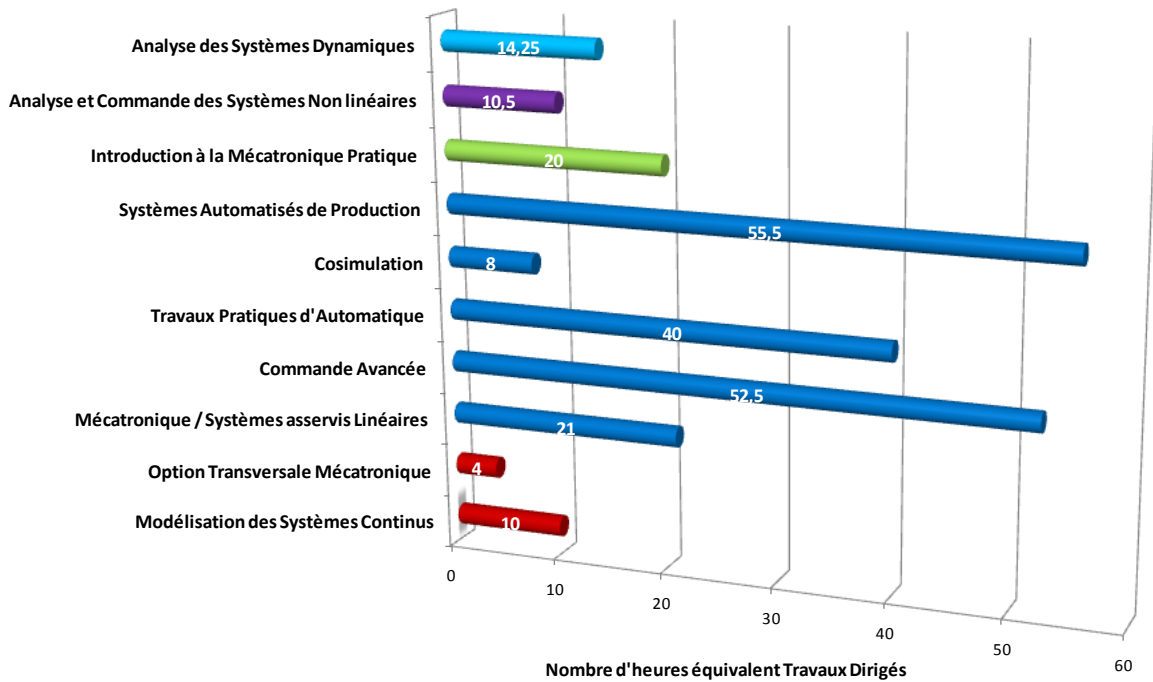
L'Automatique est une science *pluridisciplinaire*, j'ai eu l'occasion d'enseigner dans d'autres départements de l'INSA de Lyon (Génie Electrique, Génie Industriel, Premier Cycle) ainsi que dans d'autres écoles d'ingénieur (Supméca Toulon et ISEN Toulon).

Ainsi, concernant l'INSA de Lyon, j'ai participé au début des années 2000 au sein du département de Génie Productique (devenu Génie Industriel) à la mise en place de la première plateforme de Travaux Pratiques d'Automatique du département. Plus récemment, j'ai participé au développement d'un nouveau module de cours au sein du département de Génie Electrique concernant la modélisation de systèmes pluridisciplinaires. Cette formation en Automatique continue est venue compléter la formation en Automatique des systèmes à événements discrets à laquelle j'ai participé dans ce département.

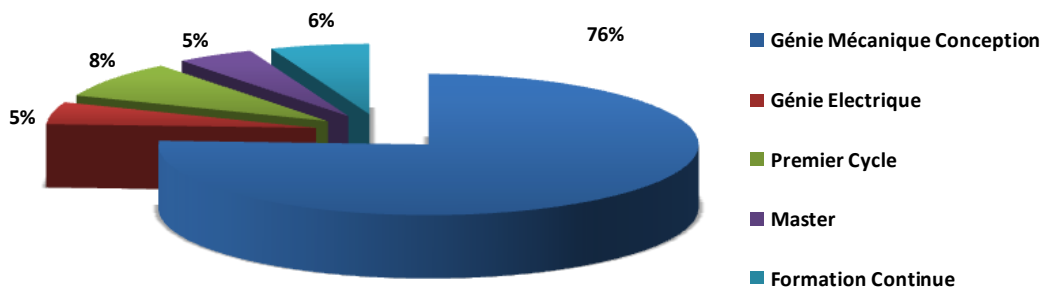
Je suis intervenu à différents niveaux de formation : 3^{ème}, 4^{ème}, 5^{ème} année de l'INSA de Lyon ou année spéciale de formation continue diplômante, ainsi qu'au sein du service de formation continue INSACAST (Centre d'Actualisation Scientifique et Technique). Ces enseignements ont été effectués sous des formes variées : cours, travaux dirigés, travaux pratiques et encadrement de projets collectifs ou personnels.

Pour donner un aperçu d'une année 'type' d'enseignement les graphiques ci-après résument les 236 heures équivalent TD effectuées lors de l'année 2008-2009.

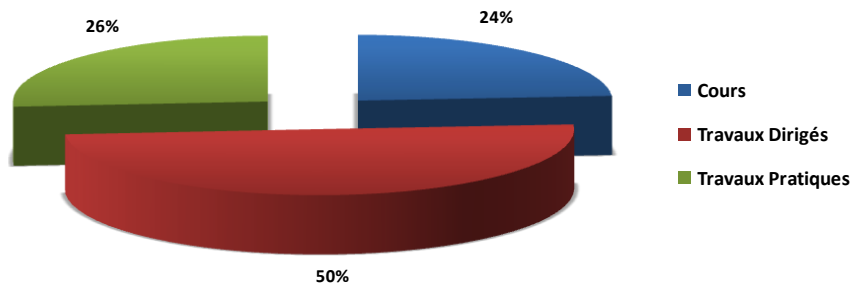
Le graphique ci-dessous permet de visualiser la-répartition de mes activités pédagogiques et leur importance en terme de nombre d'heures pour les 10 modules enseignés en 2008-2009. Les tableaux suivants montrent l'hétérogénéité en terme de public concerné (selon les départements), de forme d'enseignement (cours / travaux dirigés / travaux pratiques), et du niveau de ce public (BAC+2 à BAC +5).



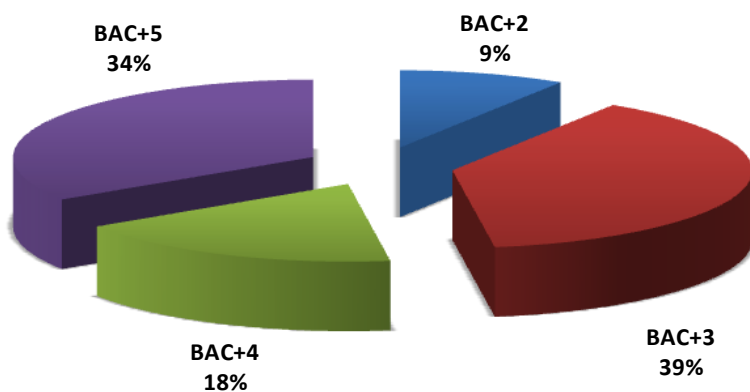
Répartition des heures équivalent TD dans les différentes matières enseignées.
Répartition des heures équivalent TD sous forme de Cours / Travaux Dirigés / Travaux Pratiques.



Répartition des heures d'enseignement selon la formation concernée.



Répartition des heures équivalent TD sous forme de Cours / Travaux Dirigés / Travaux Pratiques.



Répartition des heures équivalent TD par niveau après BAC.

2.2.2 Descriptif de quelques modules d'enseignement développés

La partie précédente montre la diversité du nombre de modules dans lesquels je suis intervenu (dix pour la seule année 2008-2009 et une vingtaine depuis ma prise de fonction). Aussi je ne vais pas dresser ici une liste exhaustive des différents enseignements auxquels j'ai participé mais plutôt décrire quatre modules dont j'ai la responsabilité.

2.2.2.1 Commandes Avancées

Public : 5^{ème} année de l'INSA de Lyon – Département Génie Mécanique Conception

Nombre d'heures : 10,5 heures cours + 10,5 heures de Travaux Dirigés

Objectifs : Sensibiliser les ingénieurs aux techniques d'analyse dans l'espace d'état et à la synthèse de commande par placement de pôles. Ce cours fait suite à un cours sur la modélisation multi physique et traite des exemples industriels modernes (EHA : Electro Hydraulic Actuator pour l'aéronautique : application sur l'A380, ABS : AntiBlockhierarchySystem sur un véhicule léger).

Plan du cours

Introduction

Chapitre 1 : Du MODELE non linéaire au modèle linéaire

1.1 Points et Ensembles d'équilibre

1.2 Modèle Linéarisé Tangent

Chapitre 2 : ANALYSE des systèmes linéaires

2.1 Réponse d'un système linéaire

2.2 Commandabilité

2.3 Observabilité

2.4 Mise en œuvre logiciel

Chapitre 3 : Synthèse de lois de COMMANDE par retour d'état

3.1 Commande par retour d'état

3.2 Commande par retour d'état reconstruit

Chapitre 4 : Mise en œuvre de lois de COMMANDE

4.1 Présentation de matériel de prototypage rapide de loi de commande

4.2 Nouvelles méthodologies : MIL, SIL, HIL

Conclusions

Support

- ✓ Cours 207 planches au format Powerpoint
- ✓ Actionneurs de commandes de vol de l'A380 – 7,5 heures TD – texte de 6 pages
- ✓ Etude de la commande d'un ABS – 3 heures TD – texte de 6 pages

2.2.2.2 Systèmes Automatisés de Production

Public : 3^{ème} année de l'INSA de Lyon – Département Génie Mécanique Conception

Nombre d'heures : 14 heures cours + 21 heures de Travaux Dirigés

Objectifs : Ce module comprends deux parties :

Une première partie (9h Cours et 14h TD) est consacrée à la MODELISATION et à l'analyse des systèmes de production en termes d'ANALYSE DE PERFORMANCES et de DIMENSIONNEMENT. Dans le cadre de ce cours nous nous intéressons essentiellement aux problèmes rencontrés lors de la conception et la gestion de systèmes de production industrielle. Ces derniers ont connu un essor important ces dernières décennies tant par l'accroissement de leur complexité que de leur flexibilité. D'où l'importance de maîtriser parfaitement toutes les phases de la

conception et en particulier de la conception préliminaire, encore appelée "étude papier". En effet, toute erreur à ce niveau se solde par des dysfonctionnements du système qui doivent être corrigés à grands frais. La conception préliminaire inclut : la spécification fonctionnelle, la modélisation, et l'évaluation du comportement du système.

De nombreux outils spécifiques existent pour aider le concepteur dans chacune de ces tâches, mais très rares sont ceux capables d'être efficaces lors de ces trois tâches. Pour beaucoup les réseaux de Petri forment un ensemble d'outils très performants permettant de répondre à ce triple objectif. En outre les réseaux de Petri les plus simples offrent un support graphique naturel pour les concepteurs et permet d'avoir un langage unifié, visuel et précis pour les échanges entre concepteurs et analystes.

Une seconde partie (5h Cours et 7h TD) est consacrée aux systèmes de production pour en définir leur COMMANDE. Les outils utilisés concernent le GEMMA (Guide d'Etude des Modes de Marche et d'Arrêt) et le GRAFCET (GRaphe de Fonctionnement Commande Etapes Transition). Des outils plus récents concernant la gestion de production MES (Manufacturing Execution System) et ERP (Enterprise Resource Planning) et les réseaux locaux industriels ASi (Actuator Sensor Interface) et Modbus sont également présentés.

Une application logicielle est effectuée dans le cadre d'un projet concernant l'étude d'une partie du cycle de fonctionnement d'un atelier de production. Ce projet permet aux étudiants d'utiliser des outils modernes : travail collaboratif à distance et mise en œuvre HIL (Hardware in the Loop) avec du matériel industriel : API (Automate Programmable Industriel) ainsi que quelques RLI (Réseaux Locaux Industriels) étudiés en cours.

Plan du cours

Introduction

Chapitre 1 : Définitions

- 1.1 Définition 1 : Définition formelle
- 1.2 Définition 2 : Marquage d'un réseau de Petri
- 1.3 Définition 3 : Sensibilisation d'une transition
- 1.4 Règle fondamentale d'évolution : franchissement d'une transition.
- 1.5 Définition 4 : Séquence de tir
- 1.6 Définition 5 : Marquage atteignable à partir de M0
- 1.7 Définition 6 : Ensemble des marquages atteignables à partir de M0
- 1.8 Définition 7 : Réseau de Petri autonome
- 1.9 Définition 8 : Réseau de Petri non autonome

Chapitre 2 : Structures particulières et sous-classes

- 2.1 Structures particulières
- 2.2 Sous-classes de réseau de Petri
- 2.3 Les réseaux de Petri à arcs inhibiteurs

Quelques Exemples de modélisation par réseau de Petri

- Exemple 1 : Distribution alimentaire (type grande surface)
- Exemple 2 : Protocole de gestion d'une piscine
- Exemple 3 : Atelier de montage de cycle (partiel)
- Exemple 4 : Modélisation d'un atelier de production "en étoile"
- Exemple 5 : Modélisation de réaction chimique : fabrication du méthanol
- Exemple 6 : Gestion des priorités

Chapitre 3 : Propriétés liées au marquage

- 3.1 Bornage
- 3.2 Vivacité
- 3.3 Réinitialisation
- 3.4 Persistance

Chapitre 4 : Représentation matricielle

- 4.1 Définition
- 4.2 Matrice de description (ou d'incidence)
- 4.3 Matrice d'entrée (Matrice PRE), Matrice de sortie (Matrice POST)
- 4.4 Structures particulières
- 4.5 Vecteur marquage

Chapitre 5 : Analyse des réseaux de Petri

- 5.1 Arbre des accessibilités (Karp et Miller)

- 5.2 Analyse structurelle
- 5.3 La simulation en événements discrets
- Chapitre 6 : La variable temps et les réseaux de Petri
 - 6.1 Les réseaux de Petri P-temporisés
 - 6.2 Les réseaux de Petri T-temporisés
 - 6.3 Application des réseaux de Petri P-temporisés à l'analyse de performances et au dimensionnement
 - 6.4 Les réseaux de Petri T-temporisés ou à intervalles

Supports :

- ✓ cours 238 planches au format Powerpoint
- ✓ Polycoié 106 pages : cet enseignement fait partie intégrante de la composante "Automatique" des disciplines des départements de : Génie Electrique, Génie Mécanique Conception et Génie Industriel de l'INSA de Lyon. Ce polycoié est le fruit d'un travail commun avec le Professeur Daniel Thomasset.
- ✓ Huit textes de Travaux dirigés, de 1h30 chacun, traitent de la modélisation, de l'analyse structurelle, du dimensionnement et de l'analyse de performances des systèmes modélisables par des réseaux de Petri

2.2.2.3 Analyse et Commande des Systèmes Non linéaires

Public : MASTER GEGP : Génie Electrique, Génie des Procédés, Spécialité ASI : Automatique, Système et Image, Parcours GSA : GENIE DES SYSTEMES AUTOMATISES

Nombre d'heures : 15 heures cours

Objectifs : ce cours est une introduction à l'analyse et la commande des systèmes non linéaires. Il traite des systèmes différentiels et insiste, aux niveaux de la commande, sur les systèmes non linéaires. De nombreux exemples soit académiques soit plus réalistes sont donnés afin d'aider l'étudiant dans l'assimilation des concepts développés.

Plan du cours

Chapitre 1 : Introduction

- 1.1 Objectifs – Modèles – Commande
- 1.2 Le Système et ses Modèles
- 1.3 Typologie des modèles
- 1.4 Les différents domaines
- 1.5 Deux Exemples
- 1.6 Existence et Unicité des solutions

Chapitre 2 : Analyse

- 2.1 Points d'équilibre, Ensemble d'équilibre, Linéarisation tangente, Commandabilité
- 2.2 Les Modes de Fonctionnement des Systèmes Bouclés
- 2.3 Structure générale des Lois de Commande
- 2.4 Spécification des Performances
- 2.5 Moyens Technologiques (Quelques Remarques)
- 2.6 Trois Approches pour la Commande des Systèmes Non Linéaires
- 2.7 Un dessin en guise de conclusion

Chapitre 3 : Commande des systèmes non linéaires par utilisation du modèle linéarisé tangent

- 3.1 Introduction
- 3.2 Exemples

Chapitre 4 : Linéarisation Entrées/Sorties

- 4.1 Introduction
- 4.2 Exemple Introductif
- 4.3 Théorie Générale
- 4.4 Conclusions

Chapitre 5 : Les Systèmes Plats

- 5.1 Avant propos
- 5.2 Définition de la platitude
- 5.3 Exemples
- 5.4 Algorithme d'extension dynamique
- 5.5 Application du concept de Platitude aux Systèmes Electropneumatiques.

Chapitre 6 : Commandes non linéaires robustes via backstepping

- 6.1 Principe de la technique du backstepping
- 6.2 Exemple
- 6.3 Procédé avec intégrateurs multiples
- 6.4 Cas des systèmes à rétroaction stricte
- 6.5 Exemple
- 6.6 Cas des systèmes non linéaires affines incertains
- 6.7 Conclusion

Chapitre 7 : Commandes non linéaires robustes via sliding mode

- 7.1 Introduction à la commande par modes glissants d'ordre supérieur
- 7.2 Modes glissants d'ordre supérieur
- 7.3 Conclusion

Bibliographie

Supports :

- ✓ cours 104 planches au format Powerpoint
- ✓ Polycopié 79 pages qui est le fruit d'un travail commun avec le Pr Daniel Thomasset et le Maître de Conférences Mohamed Smaoui.

2.2.2.4 Travaux Pratiques d'Automatique

Public : 4^{ème} année de l'INSA de Lyon – Département Génie Mécanique Conception

Nombre d'heures : 12 heures de Travaux Pratiques

Objectifs : Ce module illustre les concepts abordés dans les cours d'automatique continu de troisième année. Il s'agit pour l'étudiant de s'approprier et de maîtriser le vocabulaire de l'automaticien concernant les systèmes continus : asservissement, régulation, boucle ouverte, boucle fermée, PID, commande, consigne, 1^{er} ordre, 2nd ordre, intégrateur, dérivateur, réponse indicielle, étude fréquentielle, bande passante, marge de phase, marge de gain, pulsation de résonance, facteur de qualité, stabilité, diagramme de Bode, diagramme de Black, constante de temps, temps de réponse, coefficient d'amortissement, erreur statique.

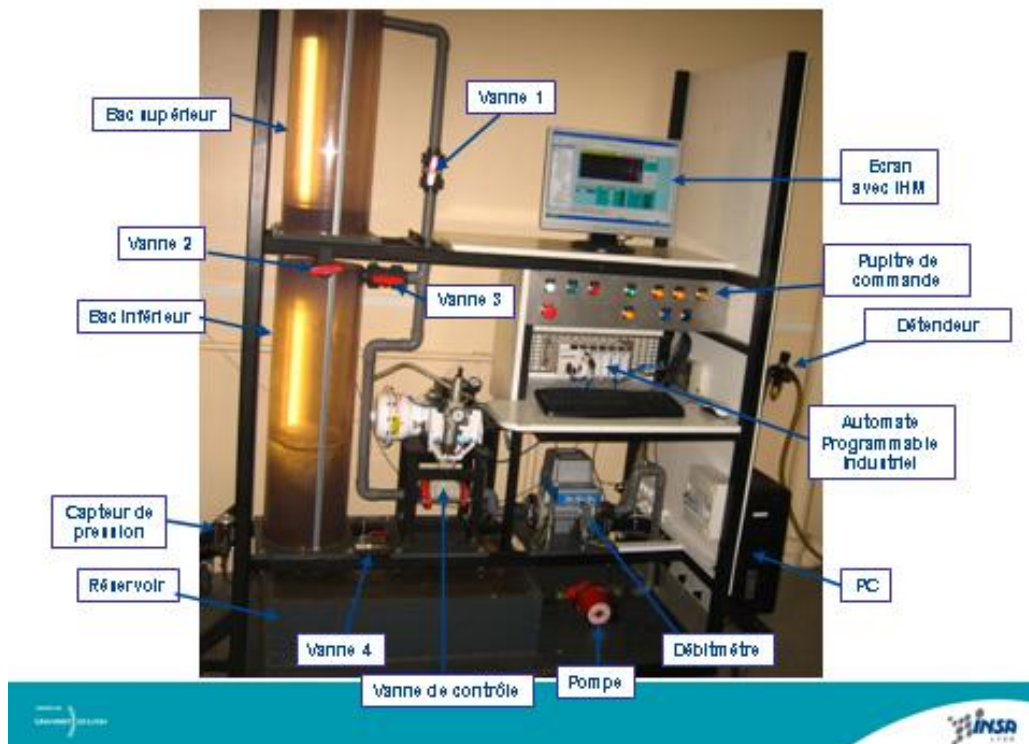
La méthodologie proposée consiste d'une manière générale, à établir des modèles mathématiques (fonctions de transfert) de différents systèmes dynamiques, puis d'analyser ces modèles, et de synthétiser des régulateurs en boucle fermée visant à satisfaire des spécifications de stabilité, de robustesse, de précision et de performances en asservissement et en régulation. Ainsi, nous trouvons deux postes de travaux pratiques sur lesquels je me suis investi :

Un poste d'asservissement en position : l'objectif est de contrôler la position azimutale une antenne de réception. Il s'agit de modéliser, d'étudier le comportement dans les domaines fréquentiel et temporel d'un asservissement de position motorisé par un moteur à courant continu. On se propose également de souligner les effets sur les performances du système d'un bouclage interne par retour tachymétrique.

Un poste de régulation de niveau : on se propose de maintenir constant le niveau d'un liquide à l'intérieur du bac d'une installation dédiée à l'industrie chimique. A partir d'essais expérimentaux, autour d'un point de fonctionnement, on établit un modèle linéaire du processus puis une identification. Le dernier aspect du travail consiste à implémenter et comparer des lois de commande classiques (P, PI, PID) afin de satisfaire les spécifications de stabilité, de régulation, de précision en régime permanent et de performance en régime transitoire.

Supports :

- ✓ Texte Travaux Pratiques de Régulation de niveau – 12 pages
- ✓ Texte Travaux Pratiques Asservissement de position – 8 pages
- ✓ Bancs d'essais ... il s'agit d'une action très peu valorisée à ce jour en terme de "dossier scientifique" mais très importante à mes yeux en terme de savoir faire, d'image d'un département d'enseignement et d'une école d'ingénieur ou université. En effet concevoir, développer, réaliser, instrumenter, tester et valider des plateformes pédagogiques demande un réel savoir faire. Quel challenge de développer des bancs d'essais pour l'enseignement à partir uniquement de matériel industriel. Cette forte contrainte n'est pas assez présente dans l'offre que propose les différents acteurs du marché en terme de banc industriel pour un niveau pédagogique s'adressant à de futurs ingénieurs. Il s'agit d'une des principales raisons qui m'a motivé à participer à ces développements. Les différentes réalisations ont permis et permettent aux dires des étudiants (que je ne remettrai pas en cause), d'éclairer les concepts vus et traités en cours et travaux dirigés. Ces concepts peuvent rester très (parfois trop) abstraits s'ils ne sont pas mis en œuvre. Quelle satisfaction pour un enseignant d'entendre de la part des élèves à la fin des séances de travaux pratiques 'merci...j'ai (enfin) compris !...' Un bon ingénieur se doit de maîtriser les concepts théoriques liés à son domaine ceci dans le but de les mettre en œuvre et donc de savoir les APPLIQUER.



Exemple de réalisation : Banc d'essai automatisé d'étude de régulation de niveau

2.2.3 Encadrement de projets d'Enseignement

J'ai encadré une dizaine de stages d'étudiants (ingénieur surtout et universitaire parfois) dont le projet était le développement de plateforme de travaux pratiques. J'ai ainsi participé à la restructuration des travaux pratiques de GMC d'une part et le déploiement de plateforme automatisée au niveau l'AIP Primeca RAO (http://aiprao.insa-lyon.fr/fr/presentation_aip/index.htm). Je présente succinctement ici deux de ces plateformes développées avec l'aide financière de l'INSA via le BQF (Bonus Qualité Formation) et des départements via leur dotation budgétaire :

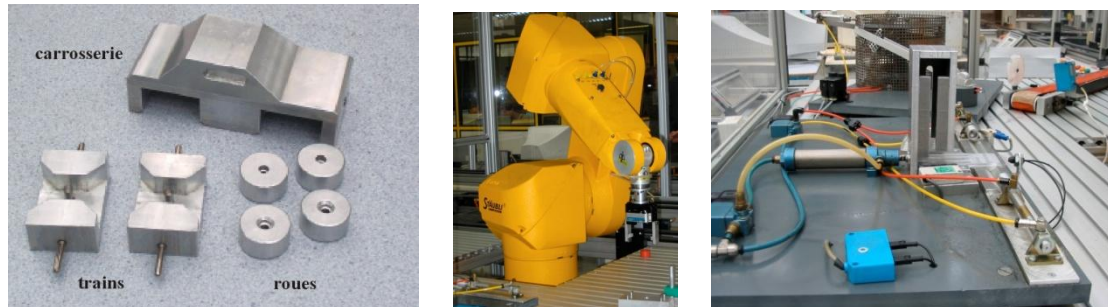
2007/2008 : Plate-forme Automatismes et Réseaux Industriels

2008/2009 : Conception en Mécatronique

2009/2010 : Evolution et développement de travaux pratiques d'Automatique pour la commande PID et la commande par retour d'état

2.2.3.1 Plateforme robotisée d'assemblage de véhicule miniature

Cette plateforme est synchronisée avec un transfert libre en anneau piloté par des automates programmables. Le but de ces travaux pratiques est de faire comprendre au étudiants le fonctionnement d'un robot industriel (au niveau technologique, architecture et programmation) ainsi que ses capacités de production.



Exemple de réalisation : Plateforme robotisée pour l'assemblage de véhicule

Année : 2000-2001

Cadre : Projets de fin d'Etudes, 5^{ème} année INSA de Lyon-Département Génie Productique.

Partenaire: Atelier Inter établissements de Productique Rhône-Alpes Ouest (AIP RAO), Villeurbanne (69)

Sujet : Conception d'un poste d'assemblage robotisé

2.2.3.2 Plateforme de travaux pratiques pilotable à distance

Le développement de télé-TP, est depuis quelques années, en essor pour permettre la formation à distance de technicien, technicien supérieur et ingénieur. C'est dans ce cadre que j'ai travaillé pour la plateforme de travaux pratiques de régulation de niveau soit intégrée à l'offre de l'AIP Primeca RAO. C'est, à ce jour, la seule plateforme d'automatique continue pilotable à distance que propose ce site.

Année : 1999-2000

Cadre : Projets de fin d'Etudes, 2^{ème} année IUT B Villeurbanne, Département Génie Electrique et Informatique Industrielle

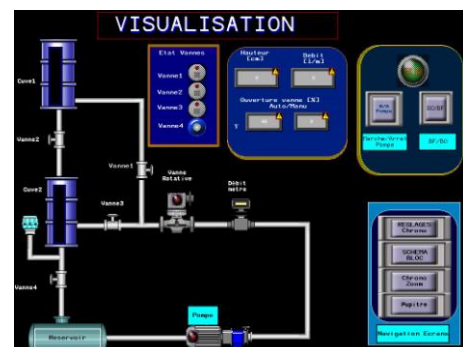
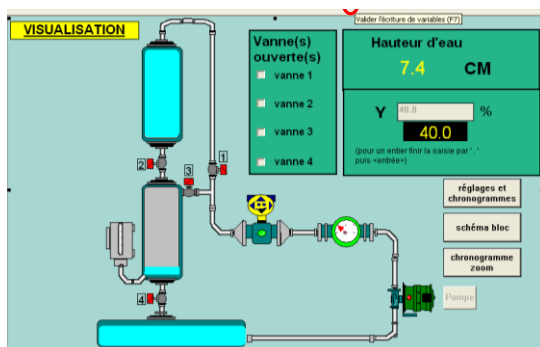
Partenaire: Région Rhône Alpes

Sujet : Pilotage d'un système de régulation de niveau

Année : 2008-2009

Cadre : Stage de Licence professionnelle de l'UCBL Lyon 1

Sujet : Mise en place d'une plate-forme de travaux pratiques accessible à distance



Exemples de réalisation : Interfaces Homme Machine de plateforme d'Automatique accessible à distance

2.2.4 Une action originale d'enseignement

L'INSA de Lyon mène des actions de partenariats avec l'Université de N'Djaména au Tchad, qui a longtemps été le seul établissement d'enseignement supérieur du pays et collabore également avec l'ENTP de N'Djaména, l'Institut Universitaire des Sciences et Technologies d'Abéché (IUSTA) et l'IUT de Mongo tous trois impliqués dans les sciences de l'ingénieur.

Récemment, le premier Master de l'état a été créé. Il s'agit d'un Master Génie Mécanique et Electrique piloté par l'IUSTA en collaboration avec les industriels exploitants le pétrole du Tchad (Esso, Exxon, Petronas, Chevron) qui financent en partie l'opération démarrée en janvier 2008. Ce projet a fait l'objet d'une convention entre l'IUSTA, le consortium pétrolier, l'INSA de Lyon et le service de coopération de l'Ambassade de France. Le but est de créer un vivier de diplômés bac + 5 dans les sciences de l'ingénieur. Ces étudiants seront amenés à travailler dans les grandes entreprises tchadiennes ou étrangères opérant au Tchad mais également à renforcer les équipes d'enseignants du supérieur.

Dans le cadre de ce Master, j'ai, d'une part, participé à la mise en place du module d'enseignement d'Automatique-Mécatronique et d'autre part je me suis fortement investi dans la réalisation d'une plateforme de travaux pratiques pour initialiser et perfectionner des étudiants dans le cadre de la régulation industrielle. Cet objectif a nécessité une forte réflexion pour mener à bien les phases de conception, dimensionnement, réalisation, intégration, instrumentation, programmation et réglage, afin de développer un outil pédagogique à partir d'une plateforme industrielle ouverte. Ce banc d'essai est aujourd'hui installé et opérationnel à Abéché au Tchad et est utilisé pour la formation des futurs ingénieurs Tchadien.



Plateforme de régulation industrielle développée pour l'Université d'Abéché au Tchad

2.3 Activités administratives

2.3.1 Principales responsabilités pour lesquelles j'ai été élu ou nommé

- ✓ Responsable de l'équipe de recherche *Commande* du Laboratoire Ampère, environ 40 personnes, depuis le 1^{er} janvier 2007.
- ✓ Membre de la CSE 61^{ème} section à l'INSA de Lyon de 2002 à 2008 et vice président de 2006 à 2008
- ✓ Membre élu du vivier d'experts internes de l'INSA de Lyon pour les comités de sélection de la 61^{ème} section, collège B, depuis décembre 2008
- ✓ Membre nommé du vivier d'experts externes de l'Université Claude Bernard pour les comités de sélection de la 61^{ème} section, collège B, depuis 2008
- ✓ Co-responsable de l'équipe pédagogique *Automatique-Mécatronique* du département de Génie Mécanique Conception de l'INSA de Lyon, 8 enseignants-chercheurs, depuis 2005
- ✓ Membre élu du conseil de département de Génie Mécanique Conception de l'INSA de Lyon, de 2005 à 2009

2.3.2 Au niveau de l'enseignement

Ma prise de fonction au sein de l'équipe pédagogique Automatique Mécatronique s'est effectuée lors de la période de transition où les trois professeurs qui avaient créé cette équipe ont fait valoir leur droit à la retraite. Messieurs Jutard, Scavarda et Bétemps ont ainsi laissé de nombreuses responsabilités qui n'ont pu être supportées par le seul poste de Professeur qui est venu remplacer ces trois départs. Ainsi j'ai eu l'opportunité de prendre des responsabilités sur le plan de l'enseignement en étant élu au sein du conseil du département de Génie Mécanique Conception en tant que représentant du collège B et plus particulièrement de l'ensemble de mes collègues Automaticiens. L'ensemble de l'équipe au 1^{er} janvier 2010 est représentée ci-dessous.



Eric BIDEAUX
Professeur
Laboratoire AMPERE



Minh Tu PHAM
Maître de Conférences
Laboratoire AMPERE



Xavier BRUN
Maître de Conférences
Laboratoire AMPERE



Jean-Pierre SIMON
Maître de Conférences
Laboratoire AMPERE



Michaël DI LORETO
Maître de Conférences
Laboratoire AMPERE



Mohamed SMAOUI
Maître de Conférences
Laboratoire AMPERE

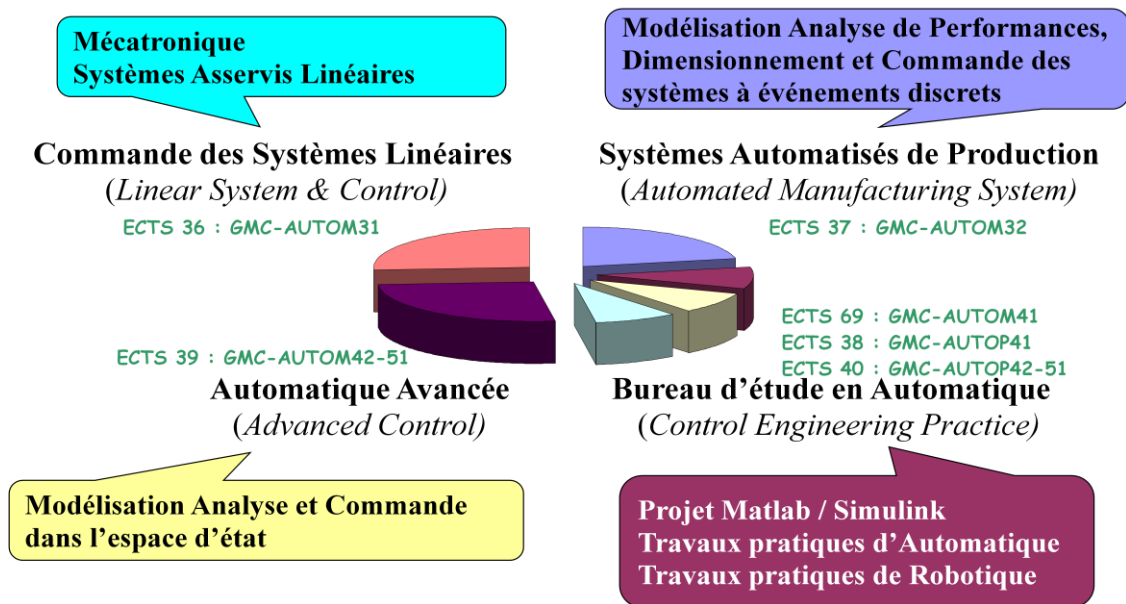


Wilfrid MARQUIS-FAVRE
Maître de Conférences
Laboratoire AMPERE

*Equipe pédagogie d'Automatique Mécatronique
du département de Génie Mécanique et Conception de l'INSA de Lyon*

Cette période a permis une réflexion commune au sein du département sur l'enseignement de l'Automatique qui a un poids très important dans ce département. En effet, pour ceux qui font leur projet de fin d'études au sein de notre Centre d'Intérêt le nombre d'heures de formation en Automatique/Mécatronique correspond à environ 25% de leur formation du cycle ingénieur. Le graphique ci-dessous résume la répartition des enseignements d'Automatique au sein du Département de Génie Mécanique Conception de l'INSA de Lyon. Les 160 heures équivalent travaux dirigés de face

à face pédagogique se répartissent sur 4 modules pour un total de 38 heures de cours + 79 heures de travaux dirigés et 24 heures de travaux pratiques. Ceux-ci constituent le programme de base du département auquel s'ajoutent 100 heures de formation spécialisée en Automatique en option de dernière année. L'image ci-dessous présente les différents modules que suivent tous les étudiants de GMC à ce jour (promotion de 140 à 150 ingénieurs par an).



Présentation des Modules d'Enseignement d'Automatique au département de Génie Mécanique et Conception de l'INSA de Lyon

2.3.3 Au niveau de la recherche

2.3.3.1 Au niveau du Laboratoire Ampère

Depuis le 1^{er} janvier 2007, le LAI (Laboratoire d'Automatique Industrielle), le CEGELY (Centre de Génie Electrique de Lyon), et une équipe de Génomique microbienne environnementale ont fusionné pour devenir le Laboratoire Ampère, Unité Mixte de Recherche 5005 du CNRS. J'ai participé à l'organisation de ce nouveau laboratoire qui a été pensée dès l'été 2005 ainsi que sa structuration actuelle reposant sur 6 équipes de recherche:

Microsystèmes et microbiologie

Modélisation

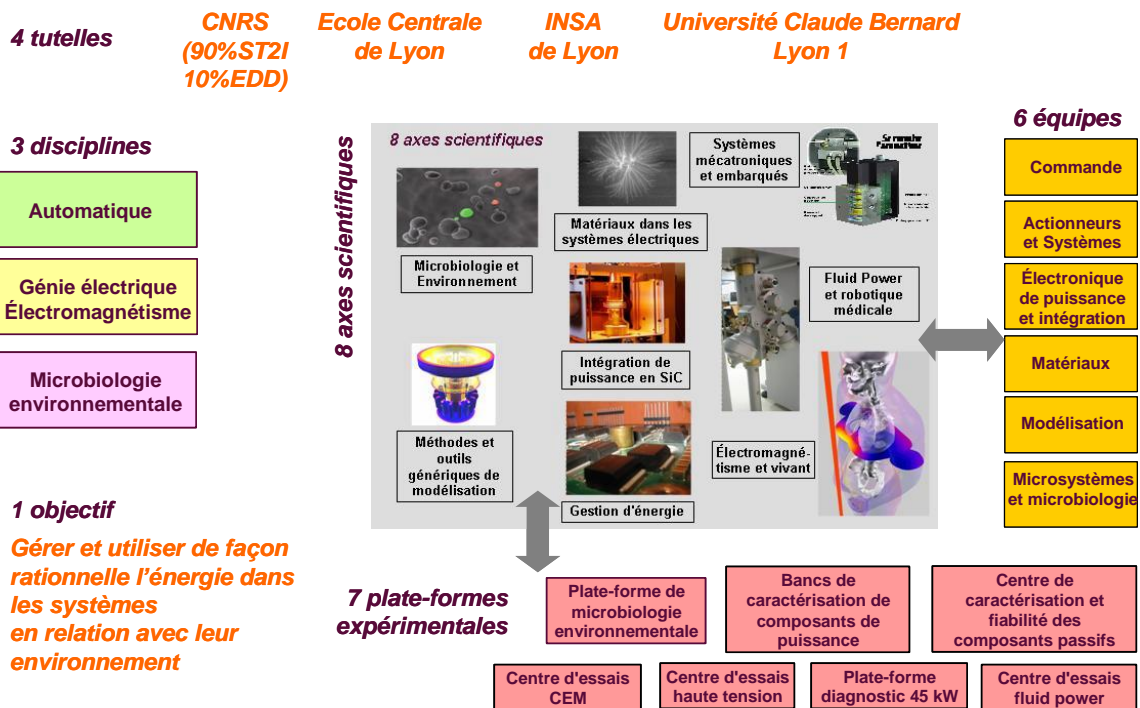
Matériaux

Electronique de Puissance et intégration

Actionneurs et Systèmes

Commande dont je suis responsable depuis sa création

Le schéma ci-dessous liste, de façon synthétique, les 4 tutelles, les 3 disciplines, les 6 équipes, les 8 axes scientifiques et les 7 plates-formes expérimentales du laboratoire Ampère, dont l'objectif est de *gérer et utiliser de façon rationnelle l'énergie dans les systèmes en relation avec leur environnement.*



Présentation du Laboratoire Ampère – UMR CNRS 5005

Présentation de l'équipe Commande

Effectif au 1^{er} janvier 2010 : 33 personnes
 9 permanents : 3 Professeurs d'Université, 6 Maîtres de Conférences
 19 doctorants
 5 étudiants de Master GEGP (parcours Génie des Systèmes Automatisés)

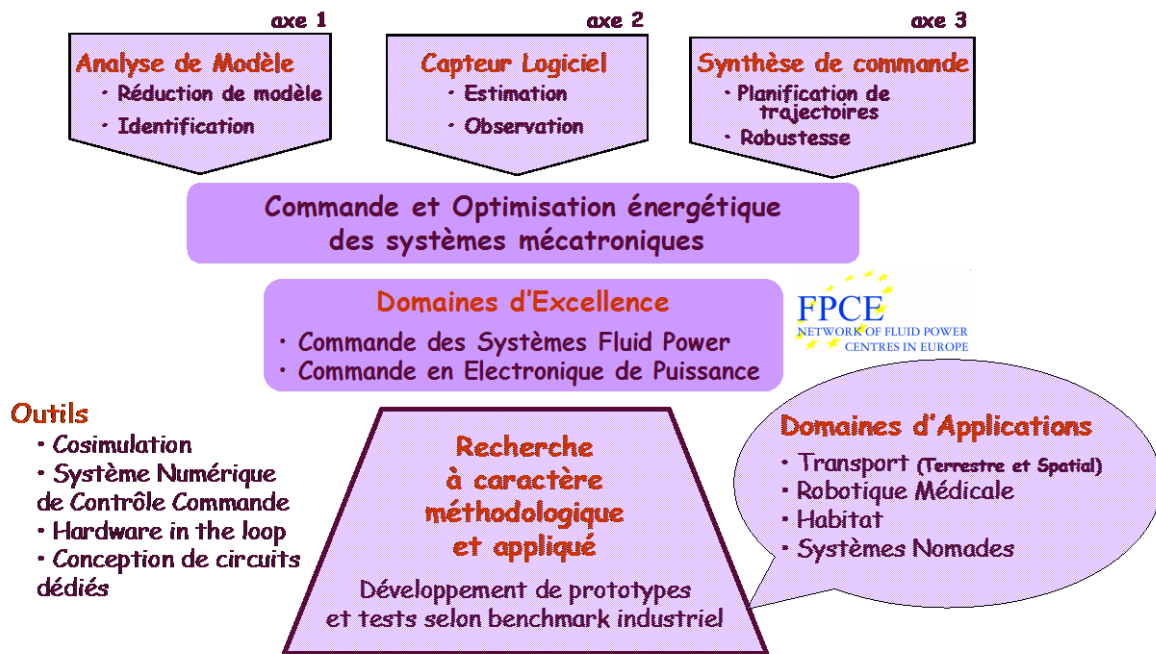
Objectifs et contexte scientifiques

L'équipe *Commande* a pour objectif l'adaptation et l'application des techniques modernes de l'Automatique en termes de commande, d'identification, d'estimation, d'observation, de filtrage et d'optimisation sur des procédés physiques en particulier sur des systèmes mécatroniques.

Mots-clefs : Automatique, méthodologie et applications, réduction de modèles, analyse de modèles, identification, capteur logiciel, planification de trajectoire, commande linéaire et non linéaire, robustesse, systèmes mécatroniques, systèmes Fluid Power, électronique de puissance.

Cette équipe est issue de la fusion au 1^{er} janvier 2007 d'une partie de l'équipe *Fluid Power Transport et Robotique* du Laboratoire d'Automatique Industrielle – LAI – et d'une partie du thème Sûreté de fonctionnement du Centre de Génie Electrique de Lyon – CEGELY

L'équipe *Commande* étudie la **Commande et l'Optimisation énergétique des systèmes mécatroniques**. Elle est organisée en trois axes scientifiques (Axe 1 : Analyse de modèle, Axe 2 : Capteur logiciel, Axe 3 : Synthèse de commande) à vocation méthodologique et ayant pour objectif la mise en œuvre sur prototypes ou démonstrateurs des techniques modernes de l'Automatique.



Présentation des activités scientifiques de l'équipe Commande

L'originalité de l'équipe concerne son positionnement à l'interface entre la théorie et la pratique et sa volonté de développer des bancs d'essais représentant une étape primordiale permettant le transfert industriel des techniques modernes de l'Automatique. Pour des raisons historiques, deux domaines d'excellence sont reconnus à l'équipe : la Commande en Fluid Power (électropneumatique et électrohydraulique) et la Commande en Electronique de Puissance (électrique et électrotechnique). Le laboratoire Ampère est le seul laboratoire français appartenant au réseau Européen FPCE Fluid Power Centres in Europe (<http://www.fpce.net/>). Ces compétences sont au service des quatre domaines d'applications en émergence ou en essor au sein de l'équipe : Transport (terrestre et spatial), Robotique Médicale, Habitat, Systèmes Nomades.

Cette équipe doit se développer en maintenant l'équilibre entre les aspects méthodologiques et appliqués. Le développement de nouveaux outils et/ou de nouveaux bancs d'essais est motivé par la mise en œuvre et l'adaptation de théories nouvelles issues de la communauté automatique nationale ou internationale et/ou de l'un des trois axes scientifiques de l'équipe, avec en priorité : le maintien de sa position de leader international et national dans les deux domaines d'excellence précités.

La priorité de l'équipe au sein de la communauté automatique concerne sa volonté de mettre au point des méthodologies pour l'analyse, l'identification, l'estimation, l'observation et la commande des systèmes mécatroniques. Pour ce faire, l'équipe Commande s'appuie sur quatre outils lui permettant de couvrir une grande partie du traditionnel cycle en V suivi lors du développement d'un nouveau produit. Il est devenu incontournable pour un automaticien d'être présent lors de l'analyse des besoins afin d'intégrer les problèmes de commande dans la définition des spécifications utiles aux différentes phases de conception. Le codage des algorithmes de commande et/ou des algorithmes des capteurs logiciels doit être effectué par la suite pour des tests en simulation (cosimulation), sur des systèmes de prototypage rapide (système numérique de contrôle commande), sur contrôleur industriel pour une utilisation en bureau d'étude (hardware in the loop) ou pour une utilisation sur le système final (conception de circuit dédié).

- ✓ La *cosimulation* permet de tester les algorithmes (capteurs logiciels et lois de commandes développées dans les axes 2 et 3 à partir d'analyse de modèle effectuée dans l'axe 1) sur des modèles de connaissance développés par l'équipe *Actionneurs et Systèmes*.
- ✓ Les *systèmes numériques de contrôle commande* permettent de tester les algorithmes sur des bancs d'essais pilotés par des cartes de prototypage dédiées à la recherche et au développement (type système dSpace).
- ✓ Le *hardware in the loop* est utile pour tester les algorithmes implémentés sur des composants industriels (type ECU pour le transport – partie Hardware) en pilotant un système entièrement simulé par un logiciel (partie Software).

- ✓ La conception de circuits dédiés permet le transfert des algorithmes sur composant faible coût, type ASIC, FPGA ou microcontrôleur.

Quelques faits marquants

- ✓ Commande des convertisseurs de puissance pour des alimentations des systèmes nomades : développement des commandes performantes (robuste, mode de glissement) et des techniques de modulation originales (hybride, Δ - Σ) à très haute fréquence de découpage en vue d'intégration (4MHz en FPGA, 50MHz en ASIC). Collaboration avec l'Université de Shanghai.
- ✓ Diagnostic énergétique des habitats et l'aide au dimensionnement : Les projets IRH (Cluster) et MIGRER (ANR) ont été sélectionnés pour représenter les activités de recherche du Pôle de compétitivité TENERDISS au salon POLLUTEC, salon international sur la pollution et l'environnement. T. CATALINA a ainsi présenté ses travaux de thèse sur le diagnostic énergétique des habitats et l'aide au dimensionnement lors de cette manifestation.
- ✓ Participation au projet du 1er véhicule industriel hybride européen : en collaboration avec Volvo Powertrain sur la thématique d'hybridation thermique-électrique des véhicules poids lourds ou urbains (bennes à ordures ménagères). Le laboratoire Ampère a participé au développement d'une plateforme de simulation HIL (Hardware In the Loop) permettant de vérifier les calculateurs embarqués afin d'en assurer une qualité mesurable.
- ✓ "BirthSIM", simulateur d'accouchement pour l'apprentissage sans risque des gestes obstétricaux : ce simulateur a été réalisé en collaboration avec le Dr O. Dupuis, obstétricien à l'hôpital Lyon Sud, pour former les internes à l'utilisation de forceps obstétriques. Un prototype, actuellement utilisé aux Hospices Civils de Lyon, a été récompensé en 2007 par le 1^{er} prix dans la catégorie « Science de la Vie et de la Santé » lors des 15^{èmes} Carrefours de la Fondation Rhône-Alpes Futur.
- ✓ Médaille «Joseph Bramah» au Professeur Serge SCAVARDA, Professeur Émérite au Laboratoire Ampère, INSA de Lyon : chaque année, cette médaille récompense une personnalité dont les travaux ont contribué de façon significative à l'avancée des connaissances dans le domaine des sciences, du Génie Mécanique et plus spécifiquement de l'hydraulique. Ce prix récompense l'ensemble des travaux effectués par Serge Scavarda et son équipe dans le domaine du Fluid Power.

Positionnement, collaborations et partenariats

Le tableau suivant synthétise les projets de l'équipe Commande et ses partenariats institutionnels et industriels lors de ce quadriennal. Les actions transversales de l'équipe Commande au sein d'Ampère sont nombreuses : par exemple, d'une part les co-encadrements de thèses avec des acteurs des équipes Actionneurs et Systèmes et Electronique de Puissance, et d'autres part, participation aux axes scientifiques : Méthodes et outils génériques de modélisation, Systèmes mécatroniques et embarqués, Gestion d'énergie et Systèmes à fluide sous pression et robotique médicale.

		2006	2007	2008	2009	2010
Europe			WARTHE - Marie Curie Europe (NIBEC Ulster, CMPDT Prague, CREATIS, LIRIS...)			
						OpenProd - Europe -(Siemens, SKF, Nokia, eDF, IFP, INRIA, CEA, PSA...)
National	ANR	Simpa 2 - ANR RNTL (eDF, PSA Peugeot Citroën, Airbus France, IFP, INRIA, Laplace, G2ELab, INRETS ...)				
	Pôle de compétitivité		MACA - Pôle compétitivité MTA (Knorr-Bremse, Irisbus, Leroy Somer, Ercteel, LET)			
	Cluster	Habitat - Cluster Energies (CETHIL, G-SCOP, LIG, CSTB)				
	ADEME	MIGRER - ADEME (UVHC/ENSIAME, CETHIL, CSTB, eDF, Espace Eolien Développement)				
	Carnot	Mécatronique@Lyon - Carnot (LTDS, LaMCos, LGEF, INL, Femto, M3M)				
	DGA	Modes glissants électropneumatique - REI DGA (DGA-IRCCyN-MBDA)				
	GdR				SEPIC - SEEDS (Supelec)	
Collaboration Thèse	Internationale		Digital Controller for HF Low-Power Integrated DC/DC SMPS (Univ. Shanghai)			
			Robustesse et Stabilité des systèmes électropneumatiques (Université de Sfax)			
			Research and application on Networked Control System (NPU Xian, China)			
				Haptique électropneumatique (laboratoire AMMI Canada)		
	Nationale			Commande robuste de systèmes non linéaires incertains (Supelec, INRA, EADS)		
				Méthodes d'analyse des régulations du métabolisme des bactéries (INRIA)		
				Conception de réseaux d'horloges synchronisées (CEA LETI)		
Industriel	CIFRE	Hardware In the Loop - CIFRE (Volvo Powertrain)				
				Commande de groupes frigorifiques - CIFRE (eDF, Schneider Electric, ECAM)		
				Conception alimentation téléphonie mobile - CIFRE (Ericsson)		
					Commande sans capteurs de MSAP - CIFRE (SAGEM)	
	Contrats	Diagnostic HISPANO-SUIZA (SAFRAN)		Birthim - CHU Lyon		
			HumanSim (Organon)	Expertise Judiciaire (Volvo)	Stimulateur Pneumatique - CHU St Etienne	
			Robust LPV (Astrium satellites, Astrium space transportation, CERT-ONERA)			
				Actionneur pour le Pilotage - CNES		
				Intégration (Messier Bugatti)	Contrôle d'attitude (FSAT)	
				Analyse de défaut - CEGELEC		

Légende : activités scientifiques du laboratoire Ampère

	Systèmes à fluides sous pression et robotique médicale
	Gestion d'énergie
	Systèmes mécatroniques et embarqués
	Intégration de puissance en SiC
	Méthodes et outils génériques de modélisation

Tableau récapitulatif 2006/2010 des projets de l'équipe Commande

Pertinence et originalité de l'équipe

Pour des raisons historiques, deux domaines d'excellence sont reconnus à l'équipe : la commande en Fluid Power (électropneumatique et électrohydraulique) et la commande en électronique de puissance (électrique et électrotechnique). Les travaux effectués par l'équipe sont pluridisciplinaires et avec un spectre large que ce soit d'un point de vue théorique ou applicatif. Notre savoir faire, issu de la communauté automatique et développé en collaboration avec d'autres grands laboratoires français d'Automatique (IRCCyN, LAAS, Gipsa-Lab...) est mis au profit du développement de différents domaines d'application. Ainsi, l'Automatique au sein du laboratoire, est un regroupement de compétences d'une part au service du Génie Electrique et de ses grands laboratoires français (SATIE, Laplace, GREEN...) et d'autres part du domaine du Fluid Power et de ses laboratoires français et internationaux (Institut Clément Ader Toulouse-France, Centre for Power Transmission and Motion Control in Bath-UK, Division of Fluid and Mechanical Engineering Systems in Linköping-Sweden, Department of Intelligent Hydraulics and Automation (IHA) in Tampere-Finland). Ampère est à ce jour le seul laboratoire français du « network of Fluid power Centres in Europe ».

2.3.3.2 Au niveau international

- ✓ Je participe et contribue au développement de la communauté Automaticienne et Fluid Power. Cette dernière, moins connue en France, est fortement développée au niveau européen. Mes travaux sur la commande des systèmes à fluide sous pression ont contribué à l'intégration du laboratoire Ampère au réseau européen FPCE *Fluid Power Centres in Europe* (<http://www.fpce.net/>). Afin qu'il soit reconnu comme expert en termes de commande des systèmes électropneumatiques. J'étais membre du bureau du réseau européen lors de la 5th International Fluid Power Conference (IFK) qui a eu lieu en 2006 à Aachen – Allemagne.
- ✓ Sous l'impulsion de Wilfrid Perruquetti et à la demande de Shara Spurgeon, chairwomen du *Technical Committee IEEE Variable Structure Systems*, un réseau français se met en place pour une représentation internationale de nos activités dans la commande de systèmes à structure variable. Ce réseau est à ce jour composé des laboratoires (par ordre alphabétique) et représentants suivant :

AMPERE	X. Brun	xavier.brun@insa-lyon.fr
CRAN	J. Daafouz	jamal.daafouz@ensem.inpl-nancy.fr
ECS	J.P. Barbot	barbot@ensea.fr
GREYC	M. M'Saad	msaad@greyc.ensicaen.fr
IRCCyN	F. Plestan	franck.plestan@irccyn.ec-nantes.fr
LAAS	F. Gouaisbaut	fgouaisb@laas.fr
LAGIS	W. Perruquetti	wilfrid.perruquetti@inria.fr
LIRMM	P. Poignet	poignet@lirmm.fr
LSIS	K. N. M'Sirdi	nacer_msirdi@lsis.org
LSS	F. Lamnabhi Lagarrigue	lamnabhi@lss.supelec.fr
XLIM	E. Moulay	emmanuel.moulay@univ-poitiers.fr

2.4 Conclusions

Cette partie bilan quantifies et décrit mes différentes activités en tant qu'enseignant chercheur à l'INSA de Lyon, enseignant au sein du département Génie Mécanique Conception et chercheur au Laboratoire d'Automatique Industrielle avant 2007 puis au laboratoire Ampère. J'ai eu et j'ai l'occasion à l'INSA de Lyon de travailler avec des collègues Automaticiens, ayant une expérience dans le cadre d'application dans le domaine du Génie Electrique, du Génie Industriel, du Génie Energétique et/ou du Génie Mécanique. Cette richesse de culture m'a permis de découvrir ces différents départements dans lesquels j'ai participé à la formation qui est pour moi une activité très importante et très enrichissante. Je développerai, dans la suite de ce rapport, mes activités de recherche. Il s'agit de conclure sur mes activités en tant qu'enseignant. Des différentes actions pédagogiques menées depuis le début de ma carrière il m'est très difficile d'en ressortir qu'une ou deux. En effet, ce qui pour moi est source de

motivation est de pouvoir, dans un établissement comme l'INSA, proposer des enseignements nouveaux dans un secteur en constante évolution comme le sont les systèmes automatisés et ce sur des applications modernes qui intéressent et motivent les étudiants. Les concepts théoriques de base peuvent être transmis de différentes manières. Ce qui m'importe est de montrer le lien entre des théorèmes fondamentaux et des applications technologiques de base ou de pointe. J'éprouve le même plaisir à pouvoir expliquer le principe d'un correcteur PID au premier cycle de l'INSA de Lyon (classe préparatoire intégrée) en le mettant en œuvre sur des applications à concevoir avec des boîtes de Lego qu'à démontrer l'apport de commandes non linéaires sur des systèmes complexes en cours de Master. Le réel intérêt de mon métier d'enseignant est sa diversité qui en fait sa richesse. Je suis intervenu dans plus d'une vingtaine de modules d'enseignement dans le cadre de l'Automatique continue (asservissement et régulation) ainsi que de l'Automatique à événements discrets (automatismes séquentiels).

Concernant le bilan de mes activités de recherche, cette partie présente surtout l'aspect quantitatif nécessaire pour l'évaluation de mes travaux dans le cadre de cette demande d'habilitation à diriger les recherches. La partie suivante sera consacrée à l'aspect qualitatif et détaillera ce qui a guidé mes travaux de recherche ces dernières années. Je reviendrai en fin de rapport sur une conclusion générale concernant l'aspect global de mes recherches.

Chapitre 3 : Développement des activités de recherche

3.1 Introduction

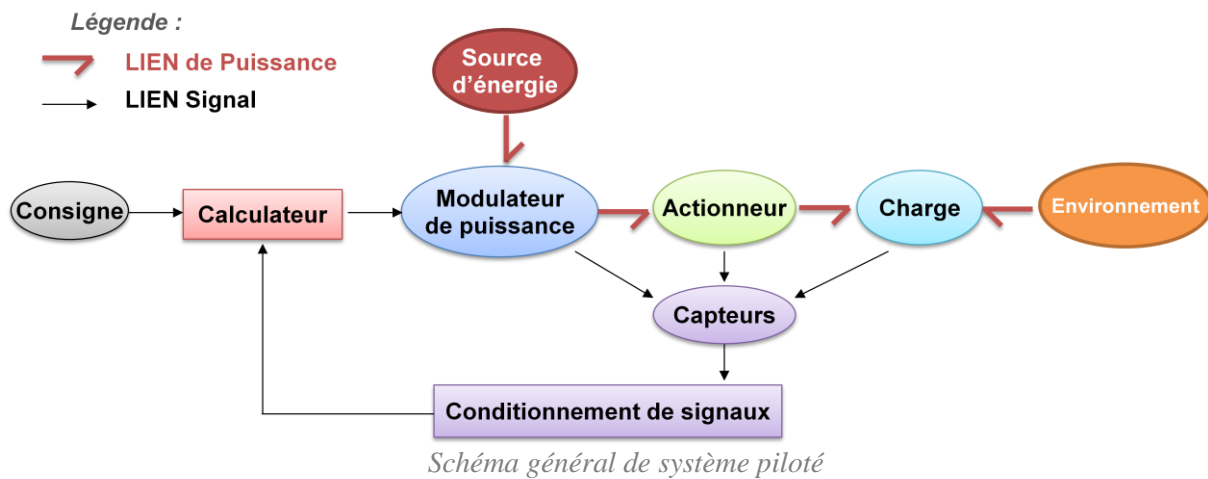
Je tiens, dans ma démarche scientifique, à développer mes connaissances d'un point de vue *Commande* et d'un point de vue *Système*. Lors de la réflexion du plan de ce chapitre 3 ainsi que lors de certaines thèses co-encadrées la question suivante s'est posée : dois-je présenter les techniques de commande étudiées avant les systèmes expérimentaux utilisés ou le contraire ? Le but n'étant pas de s'étendre sur le paradoxe de l'œuf ou la poule, il a donc, une fois encore, fallu trancher. Ainsi, dans ce chapitre, le lecteur aura l'occasion de découvrir dans un premier temps les systèmes étudiés et leurs modèles pour découvrir les différentes stratégies de commandes étudiées.

3.2 Systèmes Mécatroniques et Fluid Power : conception, développement et réalisation

3.2.1 Généralités sur les systèmes Fluid Power étudiés

Le monde du Fluid Power est très vaste et je tiens à préciser les contours du domaine dans lequel j'ai travaillé. Les systèmes auxquels je me suis intéressé sont des systèmes de transmission de puissance par une énergie utilisant un fluide sous pression. Les fluides étudiés sont, d'une part, à l'état gazeux (air naturel ou air enrichi dans le cadre d'application médicale) dans ce cas les systèmes sont dits "électropneumatiques" et d'autre part, à l'état liquide (huile). Il s'agit de systèmes "électrohydrauliques". Ces systèmes sont conçus pour actionner une charge afin de la déplacer selon différents modes de fonctionnement : régulation, asservissement ou suivi de trajectoire. Pour ce faire ces systèmes sont pilotés par des techniques de commandes classiques quand cela suffit pour respecter le cahier des charges. Il arrive qu'une simple boucle proportionnelle peut convenir. Dans la plupart des cas, il faut et il a fallu développer des techniques de commande dites "avancées" pour satisfaire les spécifications. En effet, ces systèmes à fluides sous pression comportent de fortes non linéarités dues à la compressibilité des fluides utilisés (surtout dans le cas de l'air), aux lois d'écoulements à travers les restrictions situées au niveau des modulateurs de puissance utilisés (servodistributeurs, régulateur de pression), aux pertes de charges dans les circuits de transmissions (surtout dans le cas de l'huile), à la présence de frottements secs non négligeables sur des applications demandant une grande précision, aux commutations rapides de certains organes de commande (électrovannes). Ainsi, la synthèse de commandes non linéaires trouve ici tout son intérêt. Ces lois de commandes sont d'autant plus efficaces si la connaissance du système permet d'obtenir des modèles précis exploitables pour leur synthèse.

L'architecture des systèmes étudiés est résumée dans l'image ci-après mettant en évidence les transferts de puissance de la source d'énergie (hydraulique ou pneumatique, la source d'énergie électrique alimentant les modulateurs de puissance et les capteurs n'est pas représentée ici) vers la charge via le modulateur de puissance et l'actionneur. L'environnement sera vu comme une perturbation parfois mesurable dans certaines études. Les différentes stratégies de commandes à mettre en œuvre dans le calculateur auront pour but de répondre au cahier des charges décrit sous forme de trajectoires désirées. Ces commandes pourront utiliser les capteurs physiques présents au niveau des modulateurs de puissances, actionneurs, charge comme présentée dans la figure ci-après, voire également au niveau de la source d'énergie, de l'environnement ou à partir de capteurs logiciels (observateurs) synthétisés dans le calculateur.



Lors de mes différents travaux liés au développement de banc d'essais, chacun des blocs ci-dessus nécessite une étude plus ou moins complexe résumée dans la suite de ce chapitre.

3.2.2 Présentation des composants utilisés

3.2.2.1 Sources d'énergies

Source pneumatique

L'air comprimé pour les bancs d'essais standards est délivrée par un compresseur. Cet air doit être filtré pour éviter principalement l'encrassement des servodistributeurs, qui sont les éléments les plus fragiles du système. Le filtrage est composé d'un pré-filtre de 20 μm et d'un filtre 5 μm . La pression d'alimentation est réglée à 7 bar absolus* à l'aide d'un détendeur. Cette source de pression peut être considérée comme constante grâce à la présence d'un réservoir de grand volume par rapport à la cylindrée totale de l'actionneur (un facteur 100 est acceptable). Ce réservoir tampon va permettre de fournir l'énergie nécessaire lors d'appel de débit important qui risque de faire chuter la pression amont si le réservoir est mal dimensionné.

Nous avons parfois utilisé de l'air comprimé médical pour des applications spécifiques. Cet air est enrichi en azote.

Source hydraulique

L'huile minérale est utilisée pour la transmission hydraulique. Cette huile possède un additif anti-usure et un indice de viscosité élevé permettant de résister aux températures élevées et à l'eau. Et ce en améliorant la durée de vie des composants de l'installation et celle du fluide qui ne s'auto-pollue pas. La centrale hydraulique a été conçue pour le banc hydraulique hautes performances. Elle possède deux groupes motopompe. Le premier est à cylindrée variable pour limiter les échauffements de l'huile, ses caractéristiques principales concernent sa pression de service réglable jusqu'à 180 bar pour un débit de 46 l/mn et sa puissance électrique de 18,5 kW. Le second groupe motopompe (voir schéma ci-après) est utile pour le circuit de refroidissement du fluide.

* Par la suite, toutes les valeurs de pression exprimées en bar, le seront en bar absolu. Dans les rares cas où la pression sera exprimée par rapport à la pression atmosphérique, le terme relatif sera précisé.

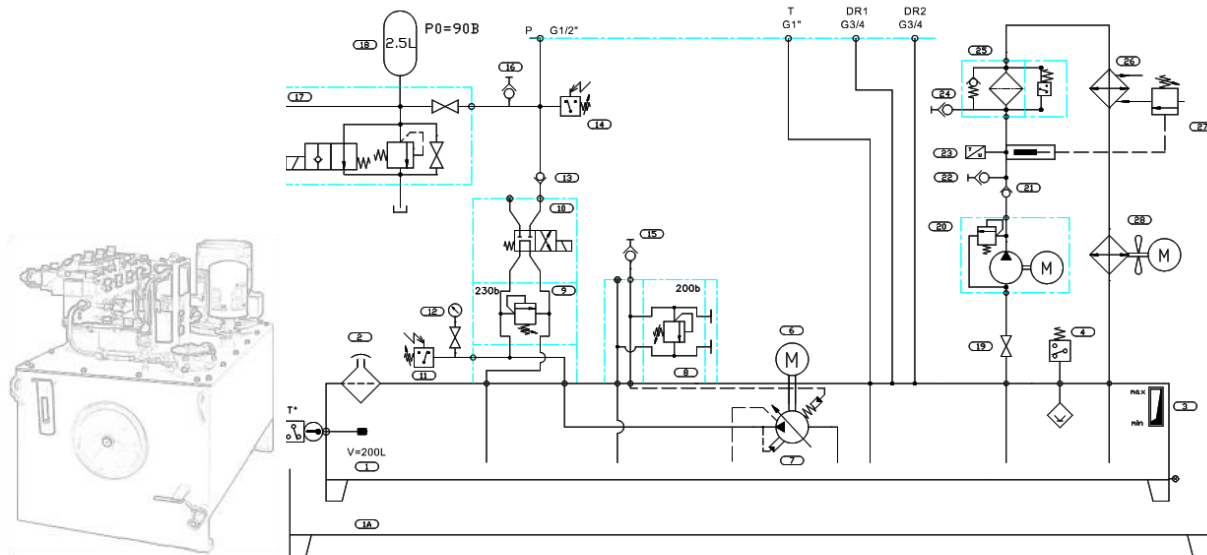


Schéma de la source hydraulique

Dans ce cas, les composants les plus fragiles de l'installation sont les servodistributeurs présents sur le banc d'essai à piloter. Pour les protéger, des filtres à l'admission et au retour sont présents côté centrale et côté banc d'essais. Un réservoir tampon est également présent près du banc d'essai pour fournir les demandes importantes de débit. Un autre réservoir tampon est situé sur la boucle de retour pour limiter les coups de bélier.

3.2.2.2 Modulateurs de puissance

Si les techniques de commande dites "hybrides" ont été établies avec des distributeurs tout ou rien, toutes les autres stratégies nécessitent des servodistributeurs.

Historiquement, les premiers servodistributeurs électropneumatiques étaient issus de l'électrohydraulique. Il s'agissait de composants à 5 voies. Une seule voie est suffisante pour la commande d'un axe linéaire ou rotatif. Si les fuites sont symétriques par rapport à la position fermée, une servovalve 5 voies est strictement identique à deux servovalves 3 voies à alimentation commune dont les commandes sont de signes opposés.

Le développement de vérins de longueur de plus en plus grande a conduit à une intégration des éléments modulateurs de puissance aux extrémités des vérins afin de réduire l'encombrement du système et la longueur des tuyauteries de raccordement. Il est impossible d'imaginer des vérins de plusieurs mètres de long contrôlés par un seul servodistributeur : les pertes de charges et la dynamique de propagation du fluide entraîneraient des problèmes très importants pour la commande. Citons deux applications qui nécessitent obligatoirement deux modulateurs de puissance par axe :

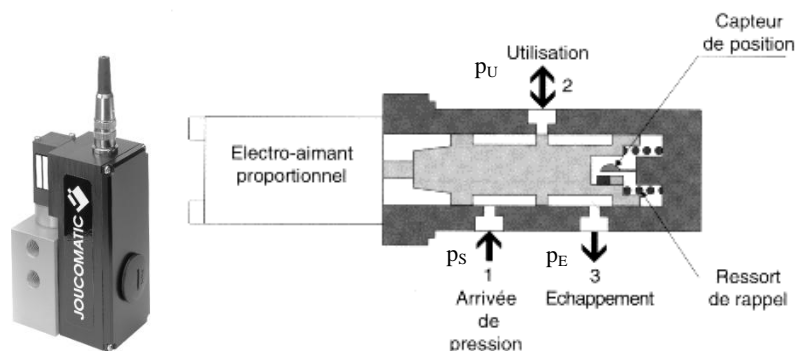
- ✓ En 1995, la société Hydrauline, filiale de Manesmann Rexroth, a fabriqué des vérins de 35 mètres de long pour un barrage de retenue à Rotterdam.
- ✓ En 1996, la même société se distinguait par un nouveau record en développant des vérins de 50 mètres de long destinés à un atelier de fabrication de tubes extrêmement longs sans soudure, à Indianapolis. Ces vérins hydrauliques pèsent 20000 daN pour un diamètre de 150 à 250 mm. Ils peuvent se déployer sur 100 mètres de long et transmettre une force de 140000 daN sous une pression de 200 bar.

Servodistributeur 3/3 : Servotronic - Asco Numatic

Pour les raisons précitées, la société Asco-Numatic a décidé de commercialiser un axe électropneumatique pré-équipé de deux servodistributeurs Servotronic sous le nom de POSITRONIC -P.O.S. (pour Power mOtion System). Cet axe a été développé en partenariat avec le Laboratoire d'Automatique Industrielle lors de la thèse de Sylvie Sesmat sous la direction du Professeur Scavarda. Les travaux réalisés au laboratoire concernaient essentiellement la conception, le développement et la mise au point du servodistributeur électropneumatique [Sesmat 1996]. Ce modulateur est

commercialisé soit comme régulateur de débit, soit comme régulateur de pression sous le nom de Servotronic. C'est sous la première forme que nous l'avons utilisé.

Ce servodistributeur 3 orifices / 3 positions pour régulation de débit alimente les chambres des vérins. Ce composant est constitué d'un distributeur pneumatique équipé d'un tiroir chemise apparié, d'un électro-aimant proportionnel qui commande directement le déplacement du tiroir, d'un capteur de position (cf. figure ci-après). La position du tiroir est asservie par une commande de type PID.



Photographie et schéma du servodistributeur Asco Numatic Servotronic

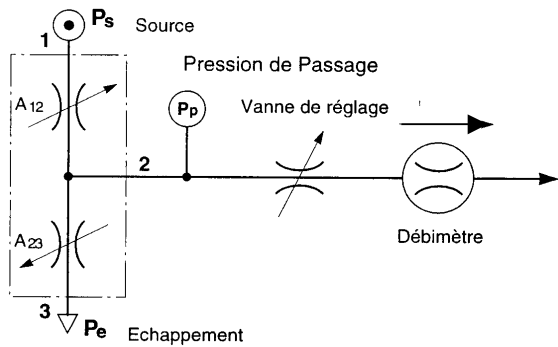
Les principales caractéristiques données par le constructeur sont résumées dans le tableau ci-après.

Pression maximum admissible	10 bars
Signal de consigne	± 10 V
Coefficient de débit à pleine ouverture [Norme ISO 6358]	Conductance sonique : $C = 3,29 \times 10^{-8} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{Pa}^{-1}$ Rapport de pression critique : $b = 0,44$
Débit pour $p_s=7$ bar et $p_U=p_E$	1400 NI/mn* à pleine ouverture.
Débit de fuite maximum pour $p_s=7$ bar et $p_U=p_E$	50 NI/mn (consigne 0 V)
Température du fluide	+5°C à +40°C
Bande passante à -3 dB	170 Hz à 50 % d'amplitude.
Temps de réponse mécanique	5 ms à 50% d'amplitude
Tension d'alimentation	24 V
Courant maximum	1,25 A
Puissance maximum	30 W

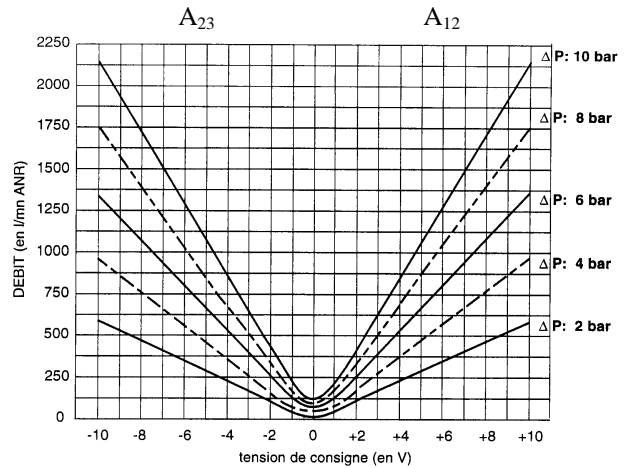
Caractéristiques constructeur du servodistributeur Asco Numatic Servotronic

Ce servodistributeur 3/3 est de type centre ouvert : mise à l'échappement de la chambre d'utilisation lors d'une coupure de courant (position "fail-safe"). Il est commandé électroniquement (cartes de commande et de puissance intégrées). Il délivre un débit fonction de la commande électrique et des rapports de pression amont / aval sur les orifices. Les courbes de gain en débit données par le constructeur sont obtenues en mesurant le débit massique traversant l'orifice A_{23} pour des tensions négatives et l'orifice A_{12} pour des tensions positives (cf. figure ci-après *a-Dispositif expérimental*). Elles sont fournies (cf. figure ci-après *b-Mesures expérimentales*) pour des pressions sources de 2, 4, 6, 8, 10 bars (relatifs) avec une pression d'échappement constante égale à la pression atmosphérique.

* 1 NI/mn = $2,13 \times 10^{-5}$ kg/s



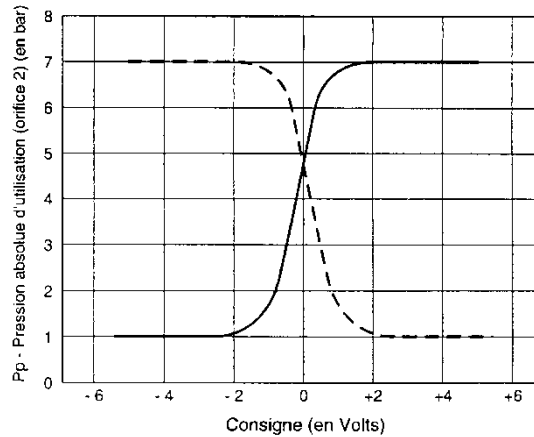
a- Dispositif expérimental



b- Mesures expérimentales

Caractéristiques constructeur du gain en débit

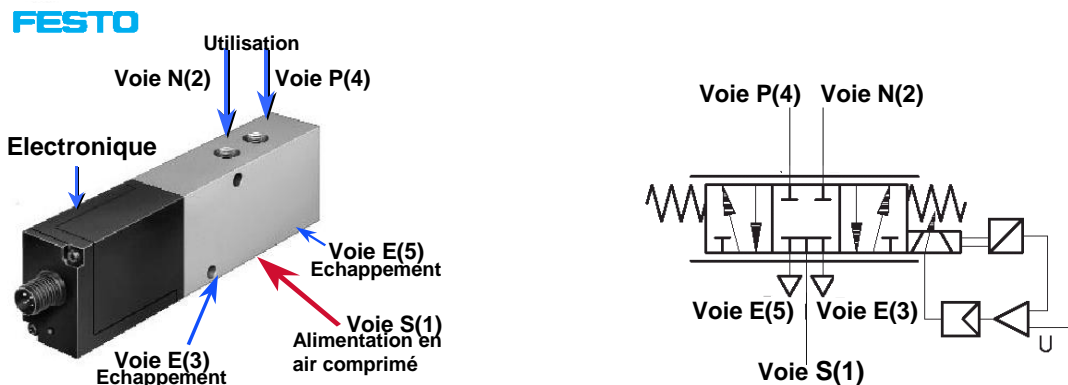
Le constructeur donne la courbe de gain en pression (cf. figure ci-après) représentant l'évolution de la pression au niveau de l'orifice d'utilisation en fonction de la tension de consigne. L'orifice d'utilisation est obturé. La tension de consigne varie dans l'intervalle [-4 V; 4 V] en effectuant un aller-retour afin de mettre en évidence la quasi-inexistence d'hystérésis.



Caractéristiques constructeur du gain en pression à débit nul.

Servodistributeur 5/3 : MPYE-5-M5-010B - FESTO

Nous avons également travaillé avec des servodistributeurs de la société FESTO, commercialisés sous la référence MPYE-5-M5-010B (cf. figure suivante). Ce modulateur de puissance est considéré comme un distributeur de type 5/3. Il se compose de 5 voies avec 3 configurations pour l'écoulement de l'air.



Photographie et schéma du servodistributeur FESTO MPYE-5-M5-010B

Les principales caractéristiques données par le constructeur sont résumées dans le tableau ci-après.

Pression maximale admissible	10 bar relatif
Signal de consigne	0 à 10 V
Coefficient de débit à pleine ouverture [Norme ISO 6358]	Conductance sonique : $C = 0.45 \text{ l.s}^{-1}.\text{bar}^{-1}$ (Section de passage du fluide obtenu pour une ouverture maximum de l'orifice, de l'ordre de $5 \times C = 2.25 \text{ mm}^2$) Rapport de pression critique : $b = 0.21$
Débit nominal normal ¹	100 NI/min ²
Température du fluide	+ 5 °C à + 40 °C
Tension d'alimentation	24 V DC
Courant maximum	0.83 A
Puissance maximum	2 W

Caractéristiques constructeur du servodistributeur FESTO MPYE-5-M5-010B

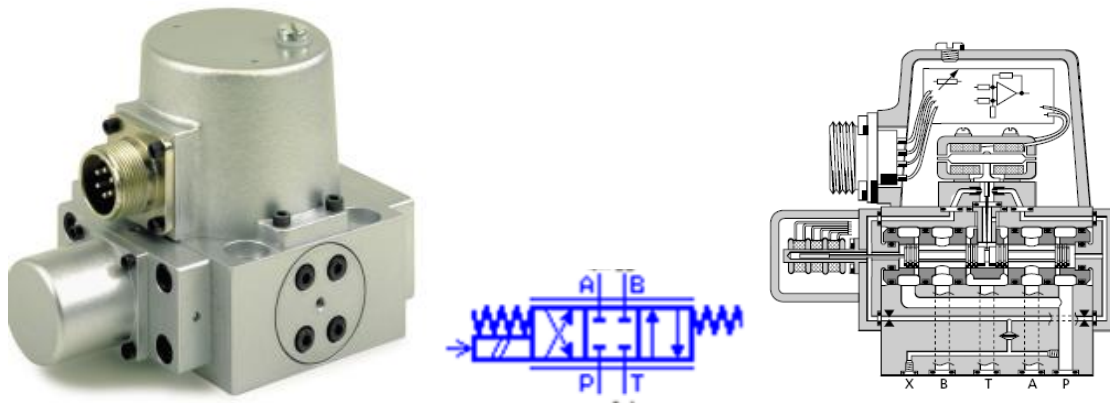
Chaque distributeur proportionnel 5/3 est commandé électroniquement (cartes de commande et de puissance intégrées). Il délivre un débit fonction de la commande électrique et des rapports de pression amont/aval sur les orifices. Le distributeur proportionnel FESTO comporte un tiroir coulissant dans une chemise. Ce tiroir est asservi en position.

Servodistributeur 5/2 : D765 - MOOG

Ce servodistributeur hydraulique utilisé est commercialisé par MOOG sous la référence D765. La version utilisée possède un très grande bande passante pour des faibles déplacements du tiroir (1kHz de bande passante à -90° sur +/- 5% de sa course). Ce servodistributeur est considéré comme un servodistributeur en débit. Il est composé d'une partie électronique qui contient un moteur couple et un capteur de position (LVDT), d'une autre partie hydraulique avec deux étages hydrauliques. La figure ci-après présente l'architecture de la servovalve MOOG type D765. L'étage pilote est constitué d'un système buse-palette qui fournit au tiroir de l'étage de puissance un effort contrôlé par une différence de pression sur les deux côtés du tiroir. Cette différence de pression change selon la variation du couple généré par le moteur couple lié à la palette. Dans l'étage de puissance, un distributeur à tiroir module le débit de sortie par le déplacement du tiroir qui est l'image de la commande envoyée par le servosystème.

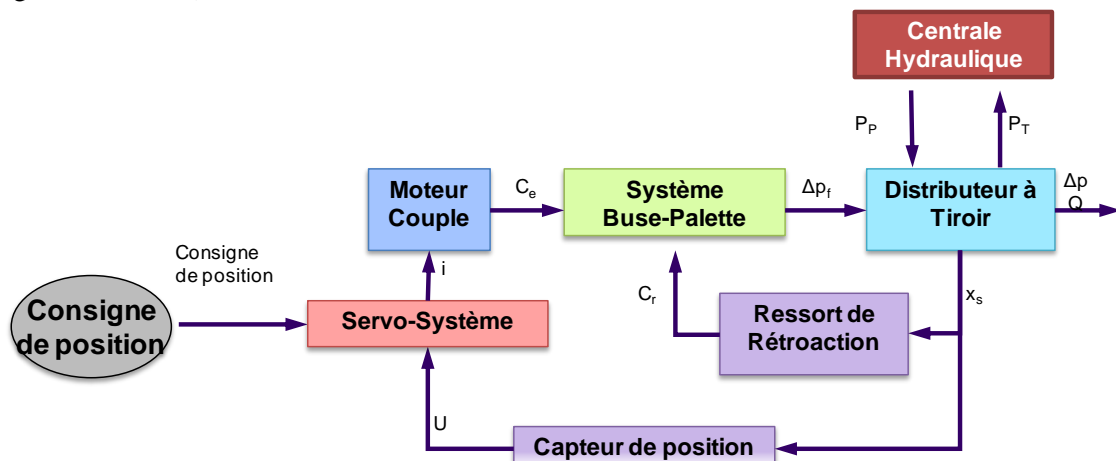
¹ Le débit nominal normal est mesuré pour une différence de pression de chaque côté du composant égale à 1 bar et pour une pression source de 7 bar absolu.

² 1 NI/min = 2.13×10^{-5} kg/s



Photographie et schéma du servodistributeur D765 MOOG

La position du tiroir est mesurée via le capteur de position LVDT placé en extrémité du tiroir. Puis elle est transmise au servosystème. Un premier bouclage est hydromécanique et provient du système buse palette. La courbe de gain en débit est alors rendue plus linéaire (d'où des performances plus élevée, moins d'hystérésis, d'offset...) par un second bouclage électromécanique issu du moteur couple (voir figure ci-dessous).



Principe de fonctionnement du servodistributeur D765 MOOG

3.2.2.3 Actionneurs

Les actionneurs utilisés sont des vérins pneumatiques ou hydrauliques. Le dimensionnement d'un vérin est imposé par la charge à déplacer. Pour une utilisation optimale du vérin, il est recommandé d'avoir un taux de charge de l'ordre de 75%. Ce taux est le rapport entre la charge à déplacer et l'effort dynamique. Des abaques, représentant les efforts développés en sortie et en entrée de tige dans le plan pression source / effort dynamique, pour différentes sections de tige, permettent de choisir les dimensions du vérin en terme de diamètre du vérin et de diamètre de tige

La surface effective de la chambre est définie comme celle du piston en contact avec l'air, c'est à dire la section du piston moins la section de la tige. L'un des principaux problèmes de ces actionneurs vient du joint d'étanchéité présent sur le piston et entraînant des frottements cause de nombreuses difficultés pour le pilotage de ces axes. Les dimensions du vérin doivent donc être adaptées selon les efforts de traction nécessaires et l'encombrement de l'actionneur. Pour rendre ces vérins compacts il est possible de diminuer les volumes morts. Le tableau ci-dessous résume pour quatre applications, développées par la suite, les caractéristiques des actionneurs utilisés.

- ✓ Actionneur n°1 pneumatique présent sur le banc d'essais utilisé pour la comparaison de nombreuses stratégies de commande et la validation de modèle de connaissance.

- ✓ Actionneur n°2 pneumatique présent sur le simulateur d'accouchement pour l'apprentissage sans risque des gestes obstétricaux.
- ✓ Actionneur n°3 pneumatique utilisé pour le positionnement de gouvernes de missile.
- ✓ Actionneur n°4 hydraulique utilisé sur le banc électrohydraulique hautes performances.

<i>Actionneur numéro</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>Unité</i>
Course	500	400	50	300	mm
Diamètre du piston	32	25	63	50	mm
Diamètre de la tige	20	10	16	36	mm
Effort à pression maximum sortie tige	420	302	1 750	19 860	N
Effort à pression maximum entrée tige	297	238	1 750	19 860	N

Caractéristiques des actionneurs utilisés

La grande hétérogénéité des actionneurs étudiés a permis de traiter de nombreux problèmes qu'un seul axe ne peut mettre en évidence. La spécificité de l'actionneur numéro 1 concerne sa forte dissymétrie ce qui limite l'utilisation de commandes synthétisées autour d'un point de fonctionnement. Le modèle de l'actionneur est fortement non linéaire. L'axe numéro 3 a la particularité d'être compact, ce qui permettra des performances dynamiques intéressantes. L'axe numéro 4 est hydraulique. Il travaille dans un domaine d'effort beaucoup plus important (de l'ordre de 2000 daN de poussée statique et 1300 daN en dynamique). Les frottements sont très faibles sur ce dernier axe car il est muni d'un palier hydrodynamique.

3.2.2.4 Charges en mouvement

La tige des actionneurs est reliée respectivement pour les actionneurs n° 1 à 4 à un chariot guidé sur rail, à une masse en mouvement sans guidage, à une glissière à aiguille, ou à rien du tout dans les essais à vide sur l'actionneur hydraulique. La liaison tige / charge est une rotule sphérique, considérée comme rigide et indéformable. Des absorbeurs de chocs sont disposés en fin de course afin d'augmenter la durée de vie de l'ensemble des mécanismes. La masse totale à vide de la partie mobile correspond à l'ensemble piston-tige-charge résumé dans le tableau ci-après.

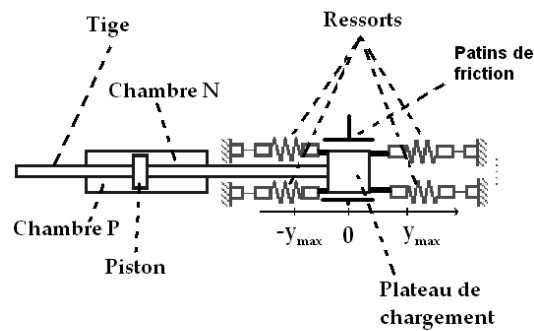
<i>Actionneur + charge numéro</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>Unité</i>
Masse mobile	17	2	0,8	5,8	kg
% des forces de frottement par rapport à l'effort maximum	15 %	10 %	5 %	1 %	%

Caractéristiques des parties en mouvement utilisées

3.2.2.5 Environnement

Les forces extérieures sont considérées comme des perturbations. Sur le banc pneumatique utilisé pour le positionnement de gouvernes de missile, pour une vitesse aérodynamique donnée du missile. L'effort aérodynamique sur la gouverne varie suivant l'angle de braquage. Sur une plage angulaire parcourue, on considère que cette variation est linéaire. Sur le banc d'essais, ce couple de charge est ramené dans l'axe du vérin et la force résultante est reproduite par des ressorts. La charge maximale est obtenue lorsque le déplacement est maximal. Les ressorts sont montés précontraints de part et d'autre du chariot (voir figure ci-après) de manière à travailler uniquement en traction. La force de rappel, développée par l'ensemble des ressorts, est alors proportionnelle au déplacement du piston. Une caractérisation de chaque ressort effectuée sur un banc de charge linéaire a permis de déduire la raideur équivalente des quatre ressorts. Les raideurs des ressorts utilisés sont différentes. Les efforts exercés sur le vérin ne sont donc pas symétriques. La nécessité d'utiliser des techniques de commande robuste s'en trouve renforcée. Pour contrôler dans la mesure du possible les frottements secs, la

glissière a été choisie avec un minimum de frottement et un frottement additionnel est créé par l'intermédiaire de deux patins frotteurs en téflon dont la pression est réglable à l'aide d'une vis.



Montage des ressorts et patins de frictions sur le banc de positionnement de gouvernes

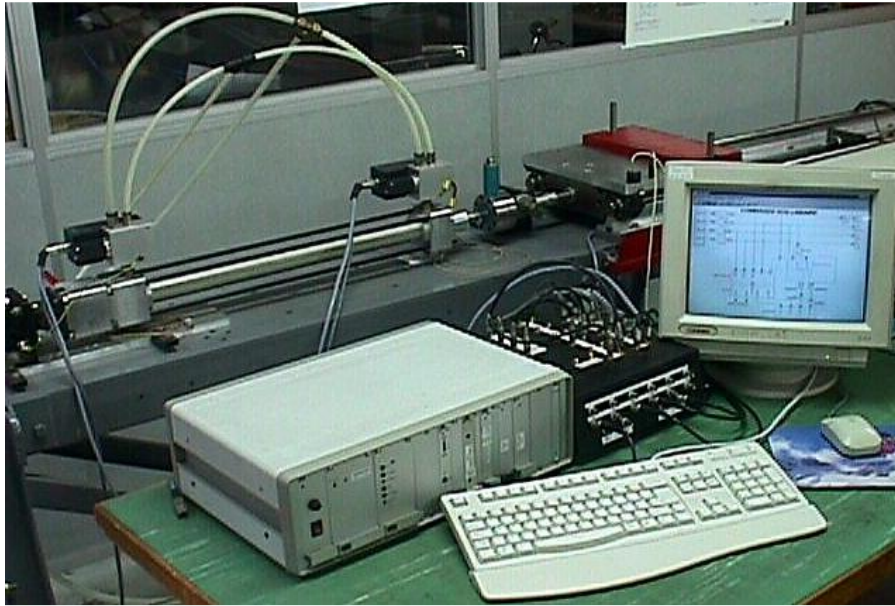
3.2.3 Présentation des bancs développés

3.2.3.1 Banc d'essais utilisé pour la comparaison de nombreuses stratégies de commande et la validation de modèle de connaissance

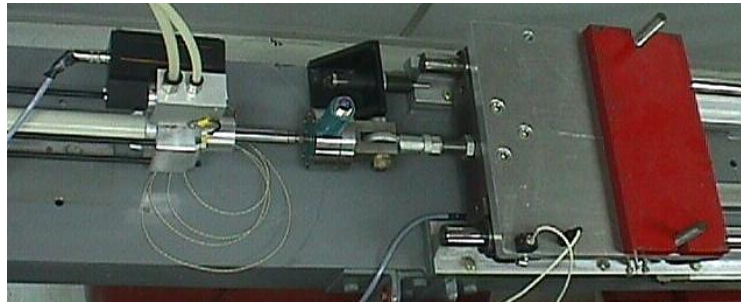
L'objectif du laboratoire n'est pas de se spécialiser dans la maîtrise d'une technique de commande spécifique mais d'enrichir son savoir faire sur différentes techniques et de les comparer sur un même processus expérimental afin de pouvoir orienter convenablement le choix de l'algorithme de commande en fonction des spécifications du cahier des charges. Pour atteindre ce but, nous devons sans cesse enrichir d'une part le "catalogue" de lois de commandes testées et d'autre part renseigner les différents objectifs fixés par benchmark en terme de spécifications temporelles, fréquentielles et énergétiques. Le banc utilisé pour ce faire est constitué :

- ✓ d'une source d'énergie pneumatique,
- ✓ de deux servodistributeurs Servotronic -Asco Numatic faisant office de modulateur de puissance,
- ✓ d'un vérin pneumatique double effet simple tige comme actionneur,
- ✓ d'un chariot guidé sur rail sur lequel nous pouvons ajouter des masses, l'ensemble constituant la charge,
- ✓ d'un environnement modulable, soit l'effort résistant est uniquement dû à la pression atmosphérique, soit il est possible de travailler sur des butées fixes pour des asservissements en effort,
- ✓ de capteurs de position, vitesse, accélération, pression, température et effort,
- ✓ d'un rack électronique permettant d'assurer le conditionnement de signaux et l'alimentation des capteurs et des modulateurs de puissance,
- ✓ d'un système numérique de contrôle commande composé d'une carte de prototypage rapide de lois de commande de la société Dspace : DS1104.

Les photographies ci-dessous présentent une vue d'ensemble du banc et un zoom sur la partie mobile, puis suit le schéma de principe du banc ou les notations utilisées sont répertoriées dans la nomenclature en début de ce document.



a/ Vue générale



b/ Vue de dessus

Banc d'essais utilisé pour la comparaison de nombreuses stratégies de commande et la validation de modèle de connaissance

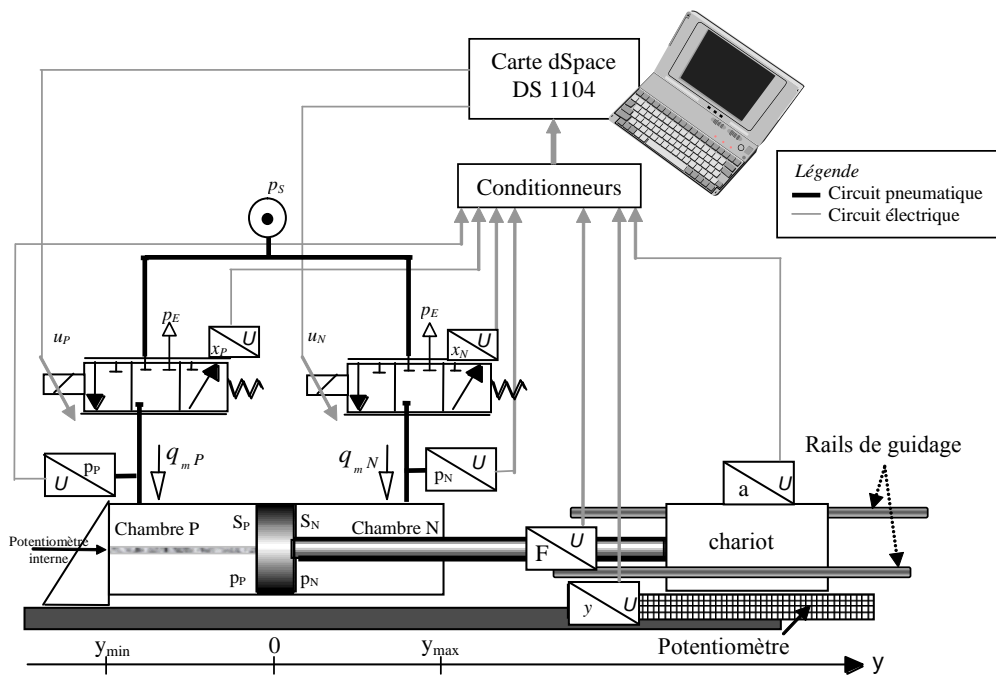


Schéma de principe du banc d'essais

3.2.3.2 Simulateur d'accouchement pour l'apprentissage sans risque des gestes obstétricaux

Dans le cadre de la thèse d'Osama Olaby soutenue le 22 novembre 2006 [Olaby 2006], nous avons développé un banc d'essais électropneumatique pour l'apprentissage de gestes médicaux. Il s'agissait de mettre en œuvre des séquences d'accouchement automatisées simulant différents types d'accouchement résumés dans le tableau ci-dessous.

Type de formation	Objectif médical	Procédure	
Apprentissage statique	Entraînement au diagnostic du toucher vaginal	1	
Apprentissage dynamique	Accouchement eutocique	Simulation des efforts expulsifs naturels de la mère	2-3
		Sortie rapide du fœtus pour tester les réflexes des opérateurs	4
	Accouchement instrumental	Initiation à l'extraction par forceps	5-6
		Extraction par forceps difficile, très difficile et impossible	7-10

Procédures d'accouchement développées

Le banc développé est constitué :

- ✓ d'une source d'énergie pneumatique,
- ✓ de deux servodistributeurs MPYE-5-M5-010B FESTO faisant office de modulateurs de puissance,
- ✓ d'un vérin pneumatique double effet simple tige comme actionneur qui permet de positionner de manière automatique le fœtus dans différents niveaux et variétés de présentation désirés. Cet actionneur associé à des lois de commandes adéquates simule également les efforts résistifs des muscles pelviens, les efforts dus aux contraction utérines et les efforts volontaires de poussée de la parturiente,
- ✓ d'une tête de fœtus et d'un bassin maternel pour assurer l'anthropomorphisme du simulateur et pour assurer certains mouvements du fœtus (flexion/extension et flexion latérale de la tête fœtale),
- ✓ d'un environnement ou les efforts supplémentaires que peuvent subir la tête fœtale sont issus des actions de la personne en formation. Il s'agit principalement d'effort résistifs lorsqu'il s'agit de retenir la tête fœtale avec les mains soit d'effort de traction lorsque les forceps sont utilisés,
- ✓ de capteurs de position, vitesse, accélération, pression et effort,
- ✓ d'un rack électronique permettant d'assurer le conditionnement de signaux et l'alimentation des capteurs et des modulateurs de puissance,
- ✓ d'un système numérique de contrôle commande composé de cartes de prototypage rapide de lois de commande de la société Dspace : DS1005, DS2002 et DS2103.

Les figures ci-dessous présentent un schéma fonctionnel, une vue d'ensemble du banc, puis le schéma de principe du banc ou les notations utilisées sont répertoriées dans la nomenclature en début de ce document.

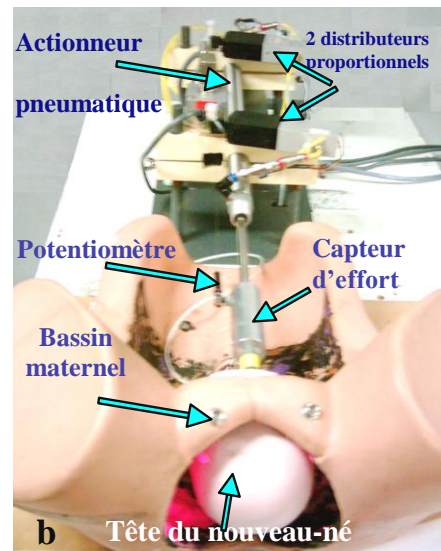
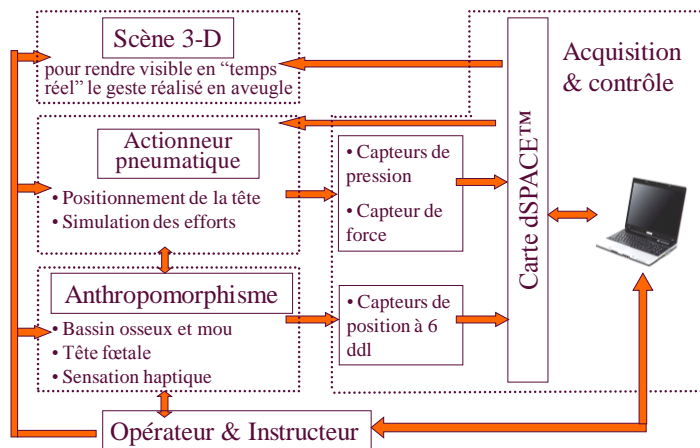


Schéma et photographie du simulateur d'accouchement "BirthSIM"

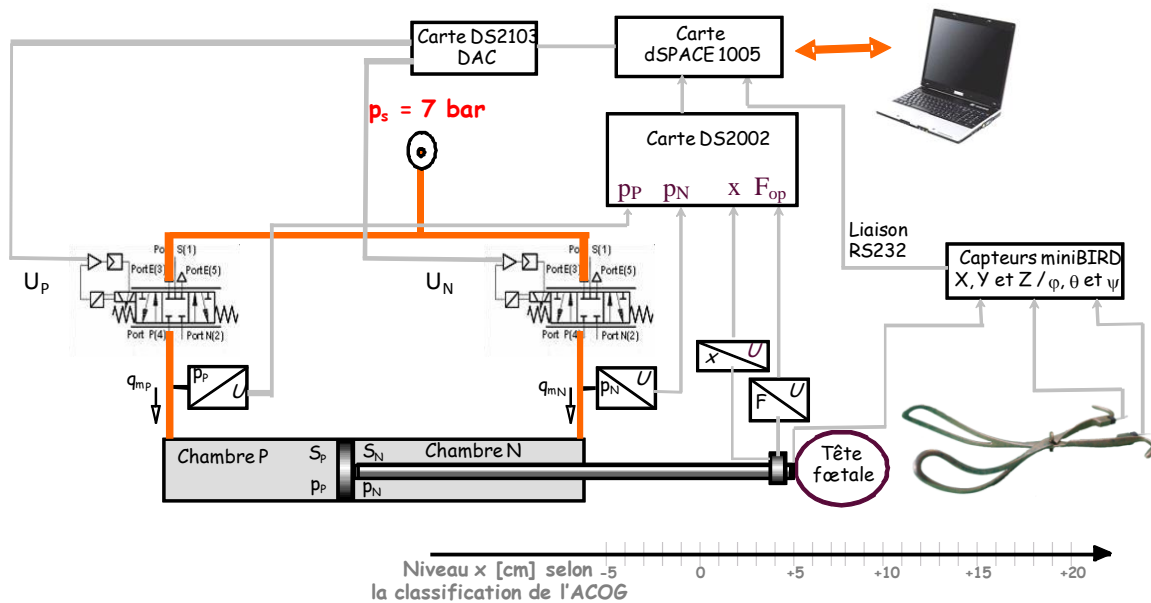


Schéma de principe du simulateur d'accouchement "BirthSIM"

3.2.3.3 Positionnement électropneumatique de gouvernes de missile

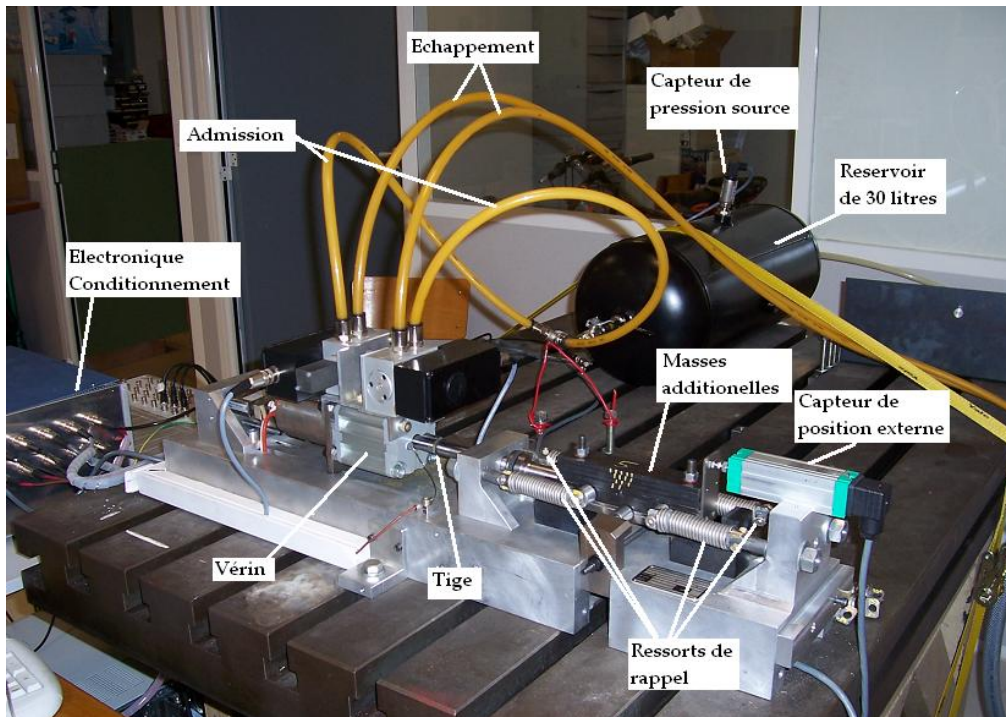
Dans le cadre de la thèse d'Alexis Girin soutenue le 4 décembre 2007 [Girin 2007], aux vues des nouvelles performances obtenues par les systèmes électropneumatiques, la DGA (Délégation Générale pour l'Armement) via le LRBA (Laboratoire de Recherches Balistiques et Aérodynamiques) a souhaité évaluer les capacités de ces systèmes dans un contexte d'applications aéronautiques. Le but de l'étude est de déterminer si un actionneur électropneumatique peut convenir comme système de positionnement d'une gouverne de missile. Cette étude a été menée en collaboration avec l'IRCCyN UMR 6057 et la société MBDA du groupe EADS.

Le banc développé est constitué :

- ✓ d'une source d'énergie pneumatique,
- ✓ de deux servodistributeurs Servotronic -Asco Numatic faisant office de modulateurs de puissance,
- ✓ d'un vérin pneumatique compact double effet double tige comme actionneur,
- ✓ de frotteurs en téflon permettant d'ajouter des frottements secs supplémentaires,

- ✓ d'une glissière à aiguille fixée à la tige du vérin sur laquelle est fixée la charge à déplacer en translation,
- ✓ de ressorts précontraints de manière à exercer un effort linéaire représentant les efforts aérodynamiques,
- ✓ de capteurs de position, vitesse, accélération, pression, température et effort,
- ✓ d'un rack électronique permettant d'assurer le conditionnement de signaux et l'alimentation des capteurs et des modulateurs de puissance,
- ✓ d'un système numérique de contrôle commande composé d'une carte de prototypage rapide de lois de commande de la société Dspace : DS1005, DS2001 et DS2002.

La photographie ci-dessous présente une vue d'ensemble du banc puis suit le schéma de principe de ce banc;



Photographie du banc de positionnement électropneumatique de gouverne de missile

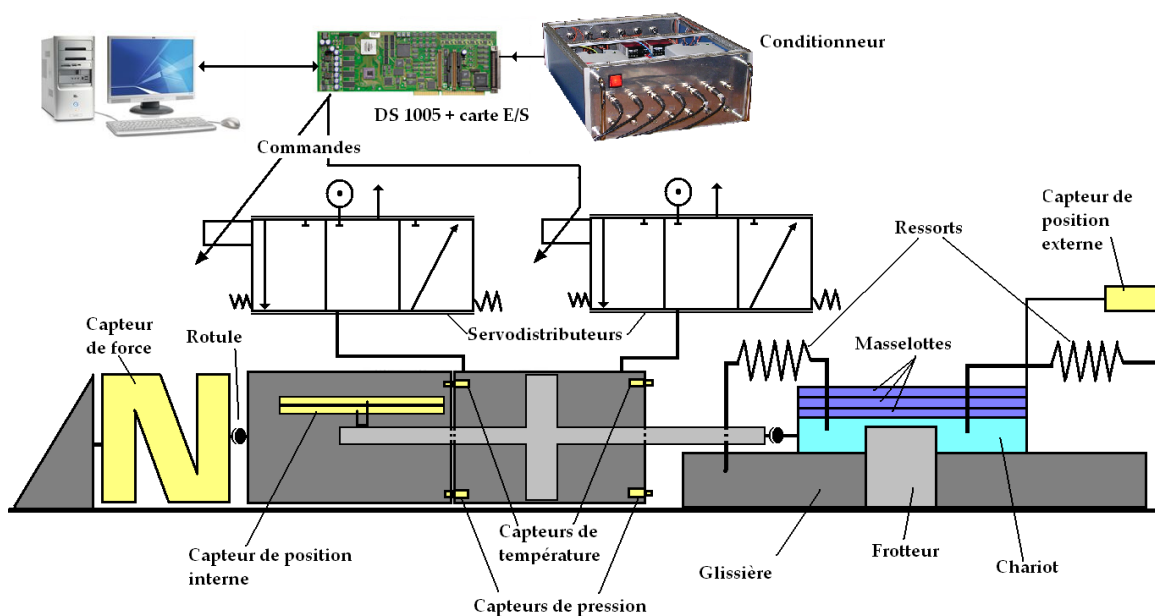


Schéma de principe du banc de positionnement électropneumatique de gouverne de missile

3.2.3.4 Banc électrohydraulique hautes performances

Le banc d'essais électrohydraulique développé a été conçu, afin de résoudre des problèmes posés par des industriels dans le cadre de tests de composants afin d'assurer la fiabilité dans le but de pouvoir quantifier une durée de vie, afin de développer des modèles de simulation et des stratégies de commandes avancées dans ce domaine applicatif.

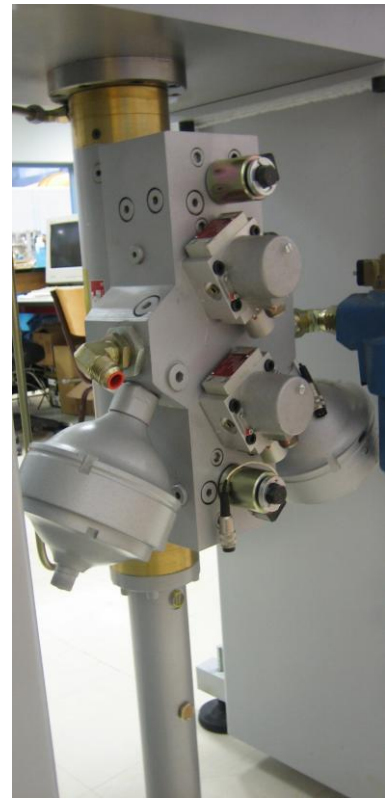
Ces problèmes concernent les tests en fatigue et/ou résistance de pièces, tests effectués à des fins de sécurité, de durée de vie, de garantie... Dans le cadre du transport, les différentes pièces de véhicules, tels que les amortisseurs ou les suspentes d'échappement et ce pour différents types de matériaux : plastique, élastomère, caoutchouc doivent subir des tests de plus en plus exigeants. La multiplication des vérifications effectuées sur différents composants est obligatoire pour des constructeurs du domaine de l'Automobile lorsqu'ils proposent des garanties sur X années ou Y km (X et Y ayant fortement augmenté ces dernières années). Les directives européennes et mondiales sont de plus en plus sévères concernant la sécurité. Le développement des machines de tests devient aujourd'hui de plus en plus complexe et requiert des étapes de recherche théorique et méthodologique afin de résoudre les problèmes rencontrés. Certaines normes sont en cours de validation dans le domaine de l'automobile à l'échelle internationale alors que le matériel qui permettra de vérifier qu'un constructeur respecte ces normes n'existe pas aujourd'hui. Un effort important en terme de recherche et développement sera donc nécessaire dans les années à venir. Jusqu'à ces dernières années les tests étaient généralement effectués par des machines composées d'organes tout ou rien. Aujourd'hui, pour se rapprocher des conditions d'utilisation, les composants doivent être testés avec des signaux pistes. Cela signifie que les consignes désirées sont issues d'enregistrements obtenus via des accéléromètres ou capteurs laser placés sur le véhicule lors de trajectoires prédéfinies : comportement sur autoroute, sur route de campagne, franchissement d'obstacles (dos d'âne)... Ainsi, le banc d'essais, doit être asservi pour reproduire au mieux ces signaux pistes.

Fort de notre expérience dans le domaine des systèmes électropneumatiques, nous avons pour objectif de transférer et étendre nos connaissances dans le domaine de l'électrohydraulique pour répondre à ces véritables challenges industriels. Ce banc d'essais a été dimensionné et défini pour permettre de proposer des réponses à ces problèmes concrets.

Le banc développé est constitué :

- ✓ d'une source d'énergie hydraulique issue d'une centrale de 18,5 kW délivrant 46 l/mn,
- ✓ de deux servodistributeurs D765 MOOG faisant office de modulateurs de puissance,
- ✓ d'une embase réalisée spécifiquement pour ce banc d'essais permettant d'implanter ces deux servovalves ainsi que d'autres composants afin d'assurer trois modes de fonctionnement au système. En effet, les deux chambres du vérin peuvent être contrôlées soit par une seule servovalve 5/2, soit par deux servovalves en mode 5/2 en parallèle afin d'augmenter le débit ou l'utilisation de ces deux servovalves en fonctionnement 3/2 c'est à dire chaque servovalve contrôle une seule chambre. Pour permettre cette modularité, l'embase est équipée de deux électro distributeurs à cartouche et de deux limiteurs de débit. Deux accumulateurs sphériques sont également montés sur ce bloc. La présence de cette embase donne une originalité de fonctionnement au banc d'essais et permet d'accroître sa polyvalence. Cependant, cette interface introduit des effets résistifs, capacitifs ainsi qu'inertiels,
- ✓ d'un vérin hydraulique double effet double tige avec palier hydrodynamique comme actionneur,
- ✓ à vide ce banc déplace 5,8 kg. Il peut appliquer jusqu'à 2000 daN en charge en statique,
- ✓ de capteurs de position, vitesse, accélération, pression, température et effort,
- ✓ d'un rack électronique permettant d'assurer le conditionnement des signaux et l'alimentation des capteurs et des modulateurs de puissance,
- ✓ d'un système numérique de contrôle commande composé d'une carte de prototypage rapide de lois de commande de la société Dspace : DS1104.

Les photographies ci-dessous présentent une vue d'ensemble du banc et un zoom sur l'embase et les servodistributeurs puis le schéma de principe de ce banc;



Photographies du banc électrohydraulique hautes performances

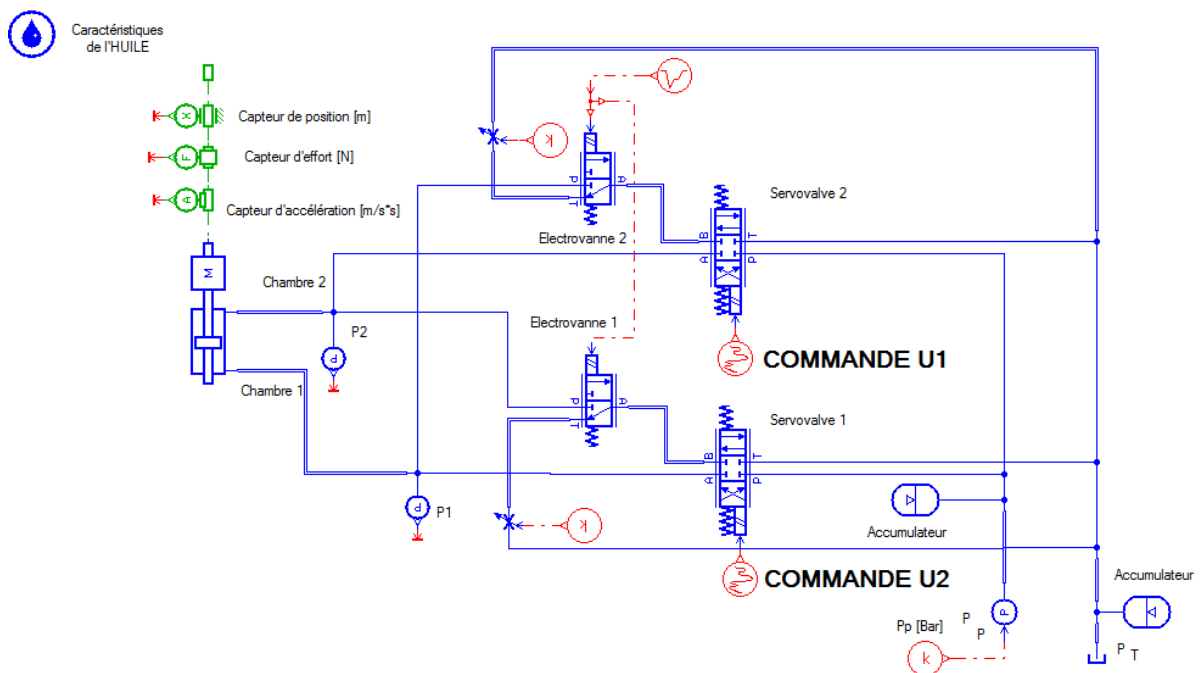


Schéma de principe du banc électrohydraulique hautes performances

3.3 Systèmes Mécatroniques et Fluid Power : modèles de simulation et de commande

3.3.1 Généralités sur les modèles de simulation

Nous entendons, par modèle de simulation, un modèle de connaissance capable de représenter au mieux les phénomènes physiques, mécaniques, thermodynamiques qui interviennent dans les systèmes à fluide sous pression. La connaissance que l'on peut avoir des servodistributeurs va permettre ou non de développer des lois de commandes avancées permettant de compenser les non linéarités. Différents modèles thermodynamiques de chambre à volume variable ont été développés et utilisés suivant les essais effectués afin de retenir celui qui se rapproche le plus du procédé. Un problème très néfaste au développement industriel des axes électropneumatiques est lié à la présence de frottements secs. Une étude approfondie de ce phénomène a été effectuée. Elle a pour but de valider, à partir de mesures expérimentales, un modèle de frottement dédié à la simulation. Enfin, cette partie présente un exemple de modèle global retenu pour la simulation. Il est présenté tel qu'il est implanté dans le logiciel retenu pour la simulation.

3.3.2 Modélisation de modulateur de puissance

3.3.2.1 Modulateur de puissance électropneumatique

Suite aux travaux effectués par Sylvie Sesmat [Sesmat 1996], le laboratoire a mis au point une procédure de caractérisation de composant électropneumatique 3 voies qui consiste en régime établi à mesurer le débit en aval du composant pour différentes commandes appliquées au composant et pour différents rapports de pression amont/aval. Cette procédure a été étendue aux servodistributeurs 5 voies dans le cadre de la thèse des travaux d'Osama Olaby [Olaby 2006]. Les débits mis en jeu sont environ 10 fois plus faibles. L'importance d'obtenir ces caractéristiques est primordiale en vue de la commande, des dispositifs électropneumatiques utilisant ces composants. Les constructeurs ne donnent jamais ces caractéristiques il faut pouvoir et savoir les obtenir. Ceci demande une rigueur dans la mise au point du banc de caractérisation et dans l'utilisation des différentes chaînes de mesure. Seule la caractérisation globale statique est résumée dans ce document. Le lecteur trouvera plus d'informations dans [Olaby 2006]. Cette caractérisation est dite :

- ✓ *globale* du fait que nous cherchons à exprimer le débit d'utilisation en fonction de la pression d'utilisation et de la commande sur toute son étendue de variation pour des pressions d'alimentation et d'échappement constantes. Elle s'oppose à la caractérisation en quart de pont,
- ✓ *statique* du fait qu'à chaque variation de la commande ou de la pression d'utilisation, le relevé des mesures (pression et débit) est effectué lorsque le débit est en régime établi.

Le servodistributeur étudié est le composant MPYE-5-M5-010B de la marque FESTO

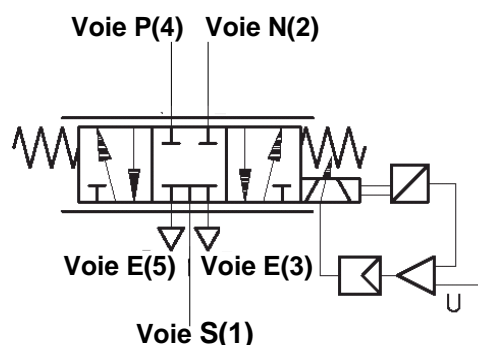


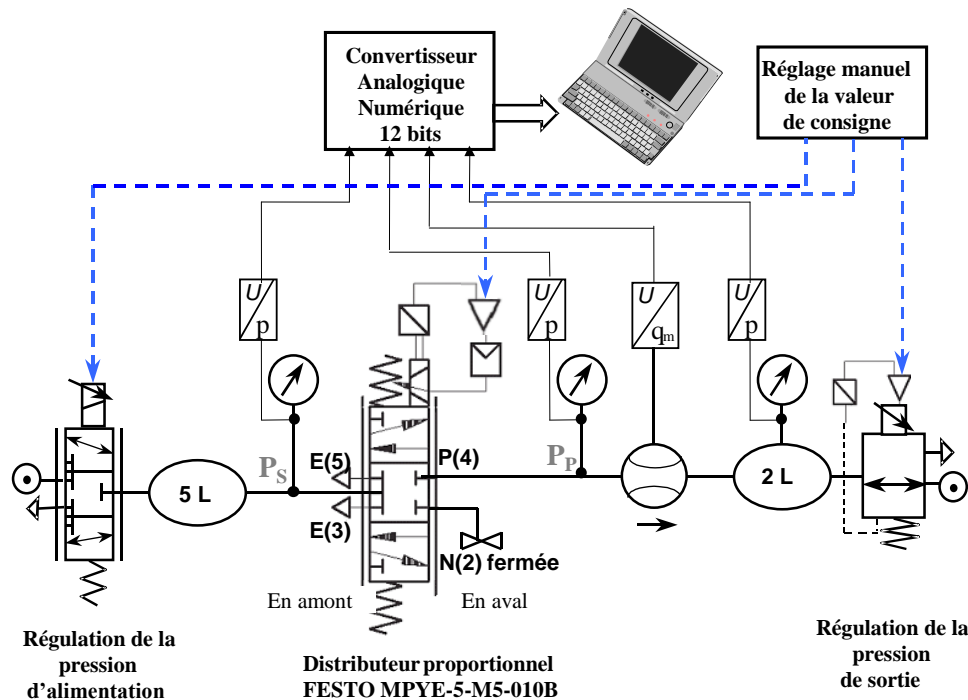
Schéma du distributeur proportionnel FESTO MPYE-5-M5-010B

Des résultats intermédiaires concernant les gains en pression ont montré l'indépendance des deux demi-ponts, la caractérisation globale côté P a donc été effectuée, la voie N étant obturée.

La figure ci-dessous montre le schéma expérimental pour la caractérisation globale de la voie P(4) avec la voie N(2) obturée. La procédure expérimentale consiste à faire varier manuellement la commande de façon croissante et la pression d'utilisation P_p en aval (fixée à partir d'un système de régulation de pression). Avant de mesurer le débit, il faut veiller à régler de nouveau la pression source à 7 bar. Cette procédure est résumée dans l'algorithme suivant:

1.	$P_S \leftarrow [7]$ bar	Fixer la pression source en amont à 7 bar
2.	For ($P_p = 1.25$ to 7) bar	Choisir sept valeurs de la pression d'utilisation pour avoir le maximum de mesures dans la partie non linéaire
3.	For ($U = 0$ to 10) V	Choisir 26 valeurs de commande pour avoir le maximum de mesures dans la partie non linéaire
4.	$P_S \leftarrow [7]$ bar	Fixer de nouveau la pression source en amont à 7 bar
5.	$q_m(P_p, U) = ?$	Mesurer le débit en régime établi
6.	end	
7.	end	

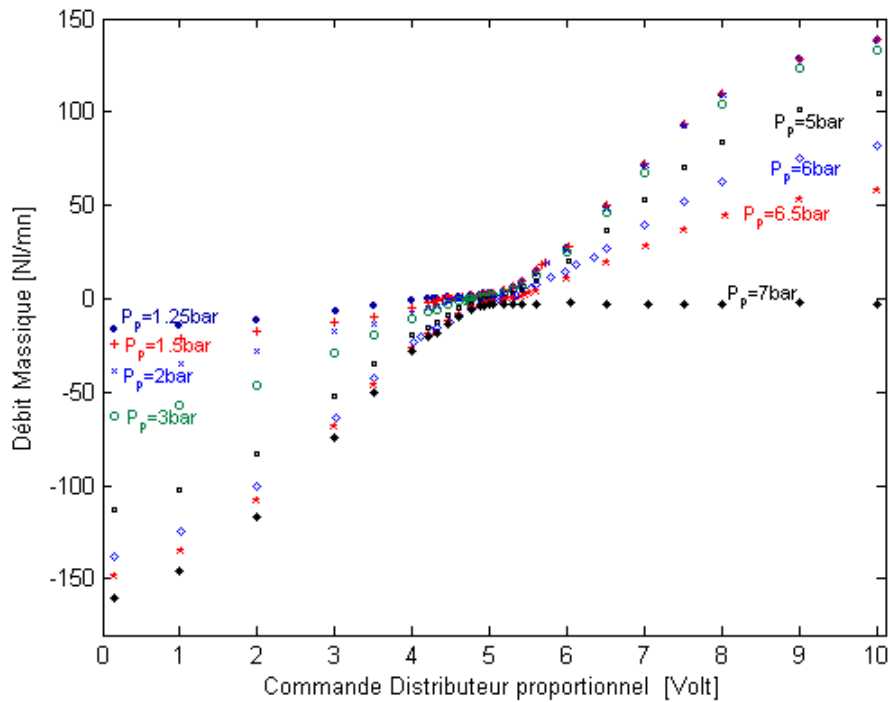
Algorithme : Protocole effectué expérimentalement afin d'obtenir la caractérisation globale du distributeur proportionnel



Banc d'essais de la caractérisation globale du distributeur proportionnel FESTO MPYE-5-M5-010B

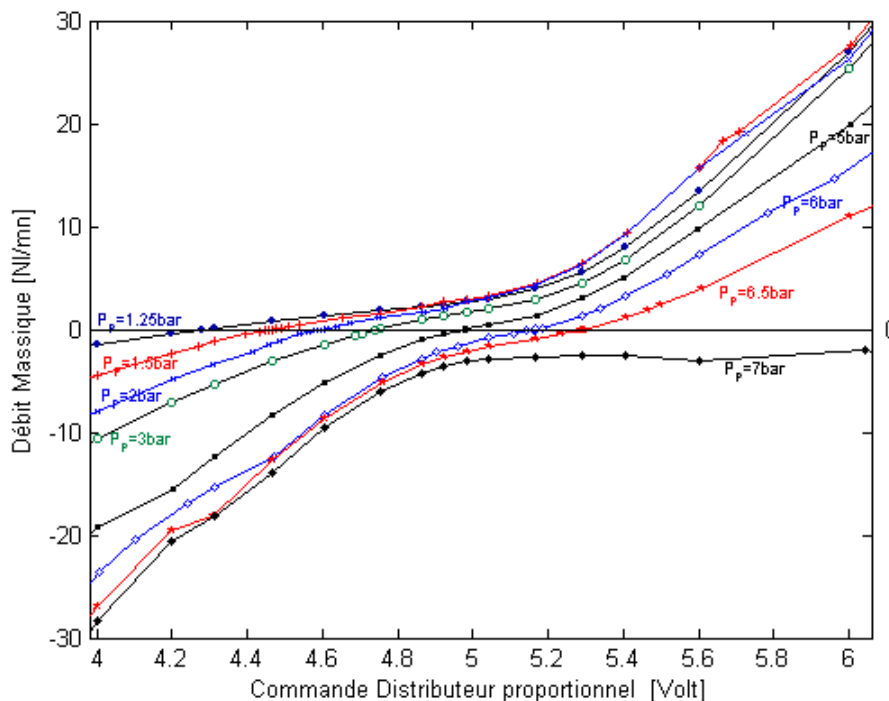
Compte tenu du caractère non linéaire de ce type de procédé, il est nécessaire de faire des relevés plus nombreux pour les valeurs de commande comprises entre 4 V et 6 V (zone la plus importante de la caractéristique de gain en pression). Il est important de porter une attention particulière à la pression source en amont P_S qui doit rester constante à 7 bar. Cette pression est fixée à la voie S(1) en réglant manuellement la commande de régulation de la pression d'alimentation.

La figure suivante présente les courbes globales de gain en débit obtenues expérimentalement pour des valeurs de pression d'utilisation P_p comprises entre la pression d'alimentation P_S et la pression d'échappement P_E : [7 ; 6.5 ; 6 ; 5 ; 3 ; 2 ; 1.5 ; 1.25 bar]. Les valeurs de commande ont été déterminées sur la courbe de gain en pression du demi-pont P par interpolation entre les points mesurés lorsque les 2 voies sont fermées.



Réseau de courbes de gain en débit du distributeur proportionnel FESTO MPYE-5-M5-010B

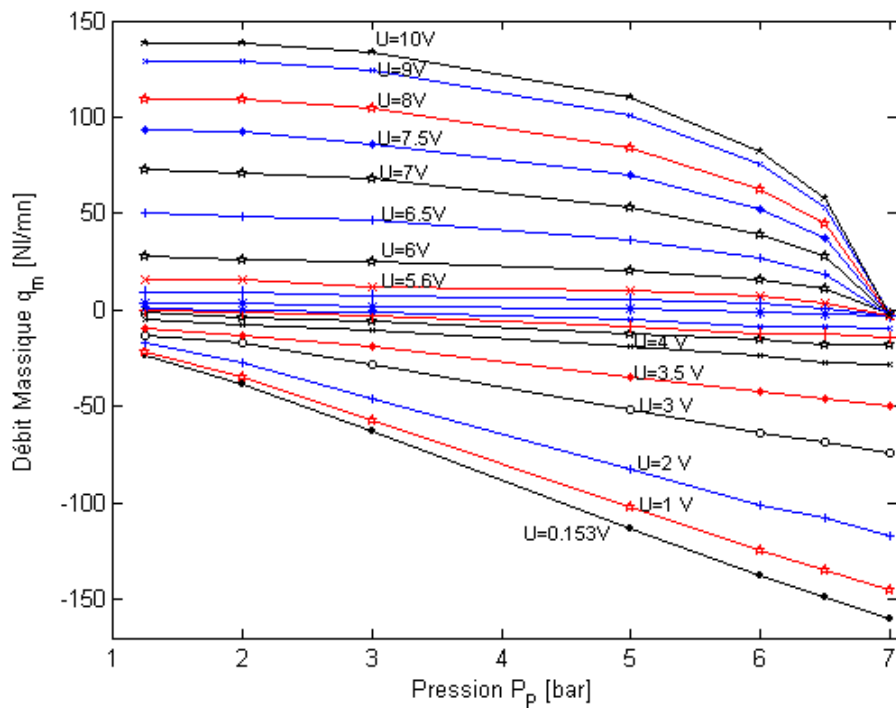
Un détail de ce réseau de courbes fait apparaître la zone où les débits s'annulent. Il est proposé sur la figure suivante. Le terme réseau est utilisé pour spécifier qu'à chaque valeur de pression P_p est associée une courbe.



Zoom du réseau de courbes de gain en débit du distributeur proportionnel FESTO MPYE-5-M5-010B

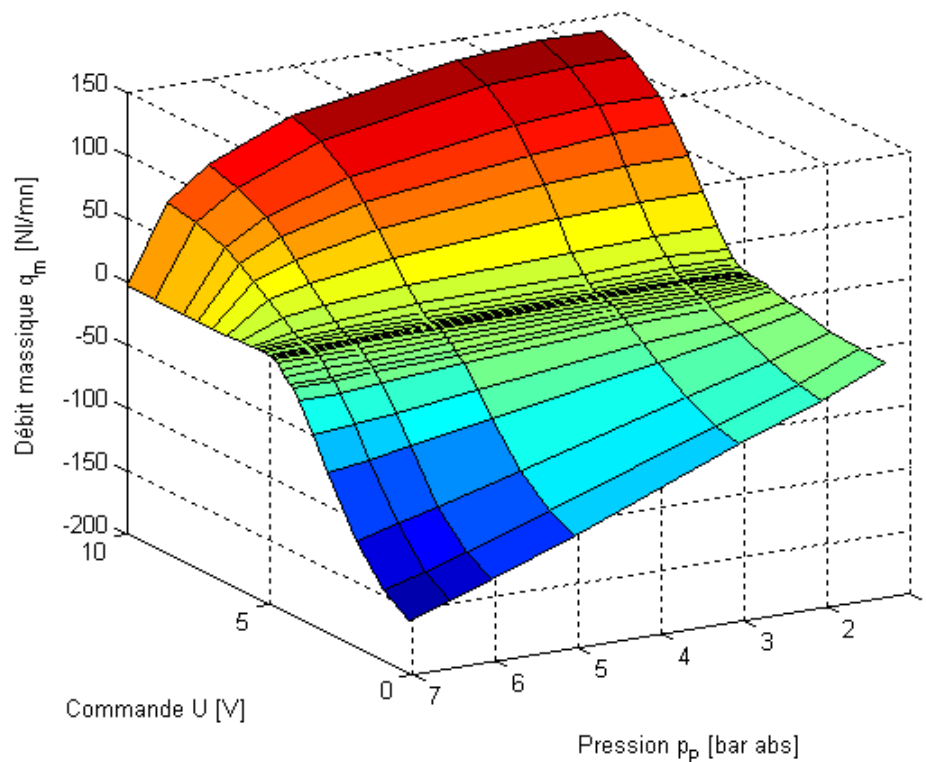
Les caractéristiques globales de débit du distributeur proportionnel, mesurées pour 26 valeurs de commande, sont représentées sur la figure suivante. On peut constater sur cette figure que pour les grandes valeurs de commandes positives (de 6.5 V à 10 V), les courbes ont une forme proche de celles de la caractéristique de débit d'une restriction travaillant à pression amont fixe. De même, pour les

faibles valeurs (inférieurs à 2 V), on retrouve la forme correspondant à une voie travaillant à pression aval fixe.



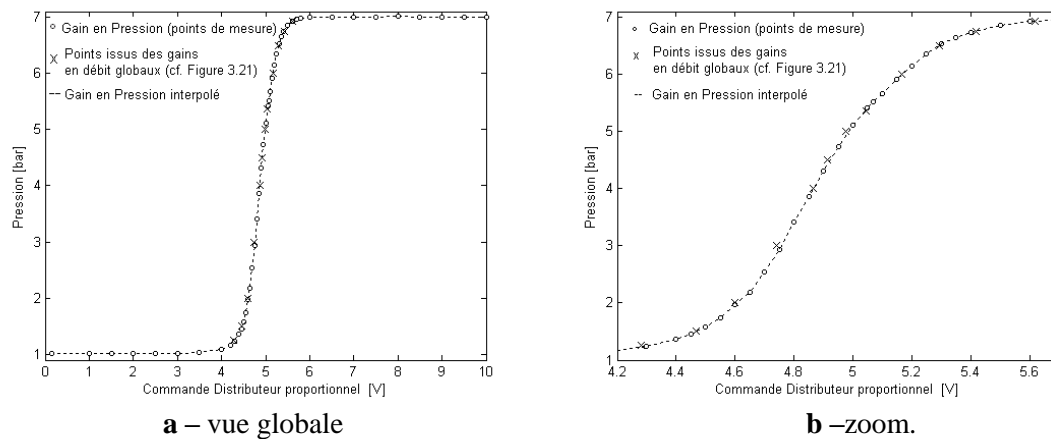
Réseau de caractéristiques de débit du distributeur proportionnel FESTO MPYE-5-M5-010B

Les caractéristiques globales du distributeur (voir figure suivante) donnent le débit de sortie du distributeur pour différentes valeurs de commandes et de pression d'utilisation P_p , permettent d'obtenir un modèle de simulation statique précis de l'étage en débit sous forme de tableau à trois dimensions, facilement programmable dans un objectif de simulation.



Caractéristique bidimensionnelle globale statique.

La dernière étape consiste à vérifier que la caractéristique bidimensionnelle obtenue permet de reproduire correctement la caractéristique de gain en pression. D'après sa définition et son mode de mesure, la caractéristique de gain en pression est formée des couples (commande, pression d'utilisation) pour lesquelles le débit de sortie du distributeur proportionnel est nul. Pour ce réseau, les points ont été reportés sur la courbe expérimentale de gain en pression afin de comparer les résultats obtenus (cf. figure suivante). On peut constater, d'après ces résultats, que les points provenant du réseau de courbes des gains en débit globaux du servodistributeur proportionnel correspondent bien à la courbe expérimentale de gain en pression.



Comparaison de points de la courbe de gain en pression déduits du réseau de courbes de gain en débit avec la courbe expérimentale ($P_S=7$ bar)

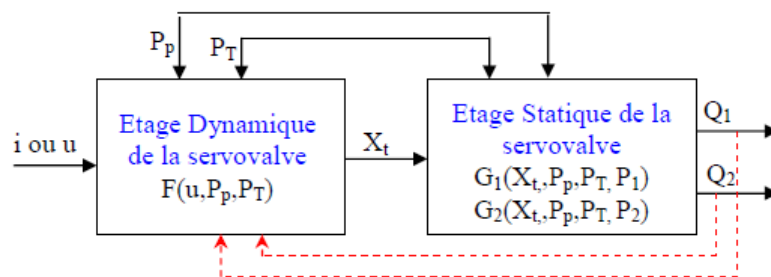
3.3.2.2 Modulateur de puissance électrohydraulique

Dans ce domaine, les données constructeurs ne sont pas suffisantes pour développer des modèles utiles pour synthétiser des stratégies de commande avancées.

Dans le cadre des travaux de thèse de Lilia Sidhom nous avons effectué en 2009, des essais expérimentaux visant à développer nos connaissances sur le servodistributeur MOOG D765.

Selon l'hypothèse que les débits d'utilisation de la servovalve ne dépendent que de la position du tiroir et des pressions aux différents ports et qu'à chaque instant ce débit est identique à celui obtenu en écoulement stationnaire dans les mêmes conditions, le comportement global de la servovalve peut être décrit par un modèle en deux parties décrit par la figure ci-dessous:

- ✓ un modèle permettant de reproduire la dynamique de positionnement du tiroir,
- ✓ un modèle donnant l'évolution des débits d'utilisation en fonction de la position du tiroir et des conditions de pression au niveau des différents ports de la servovalve ($P, T, 1$ et 2).



Modèle de représentation du servodistributeur MOOG D765

Ce dernier modèle est déterminé à partir de mesures stationnaires de débit. Notre objectif consiste en l'obtention des différents modèles relatifs au comportement dynamique de positionnement du tiroir et à l'étage en débit de la servovalve.

Le modèle de l'étage dynamique (voir essais dynamiques : étude fréquentielle, ci-après) doit permettre de reproduire l'influence des paramètres sur la dynamique de positionnement du tiroir de la servovalve :

- ✓ amplitude du signal d'entrée (tension de commande u ou courant de commande i). Pour cela, il faut prendre en compte d'un côté, l'effet des grandes amplitudes (les effets de saturation de l'étage pilote) et d'un autre côté, l'effet des faibles amplitudes (l'effet d'hystérésis dû au moteur couple).
- ✓ pressions d'alimentation P_p et de retour P_T , c'est à dire prendre en compte la relation non linéaire débit-pression de l'étage pilote.

Pour l'étage en débit (voir essais statiques : étude en régime stationnaire, ci-après), l'objectif est d'obtenir une relation polynomiale reliant le débit avec la tension image de la position tiroir ainsi que P_p , P_T et les pressions d'utilisation.

Essais dynamiques : étude fréquentielle

Les essais fréquentiels ont été réalisés avec et sans charge, la charge étant représentée par une vanne permettant d'ouvrir ou de fermer les voies d'utilisation du servodistributeur. Les figures ci-dessous résument les résultats obtenus.

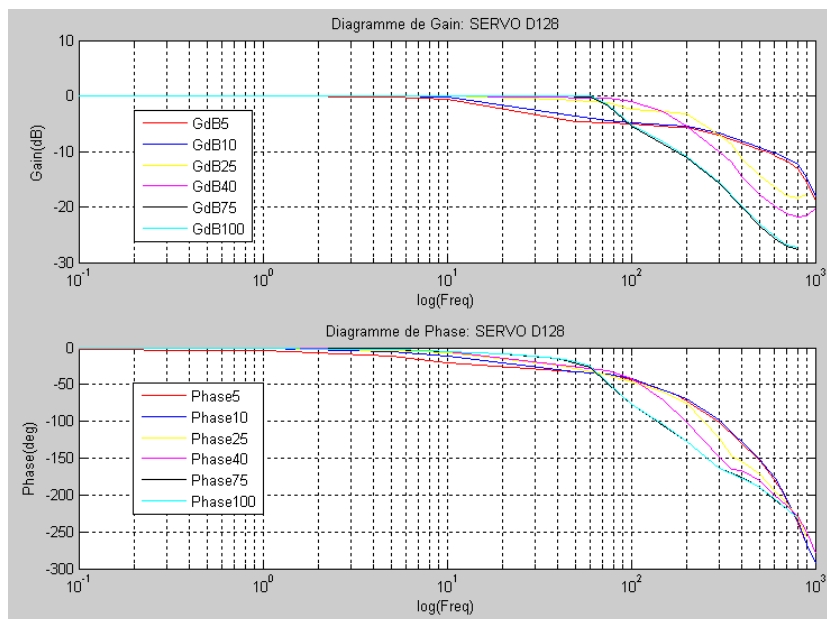


Diagramme de Bode pour différentes valeurs d'amplitude du signal d'entrée : essais sans charge

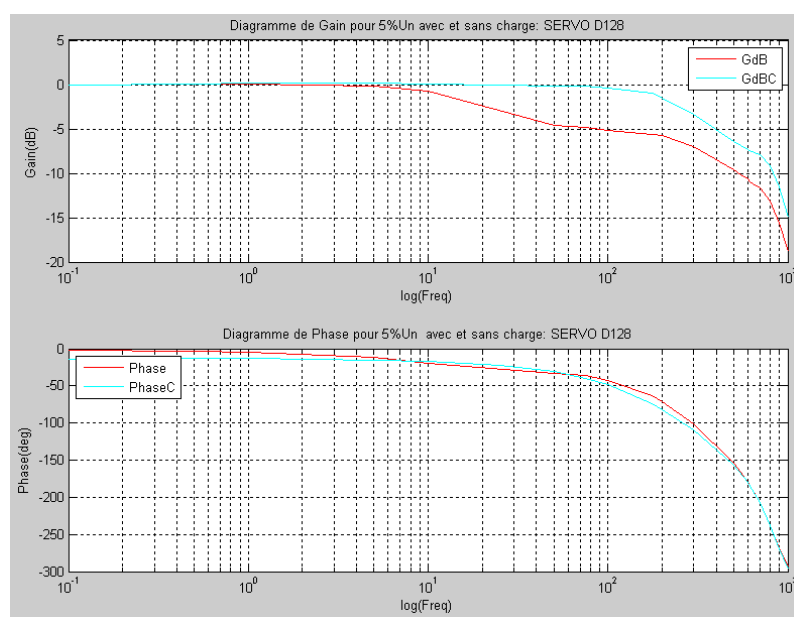
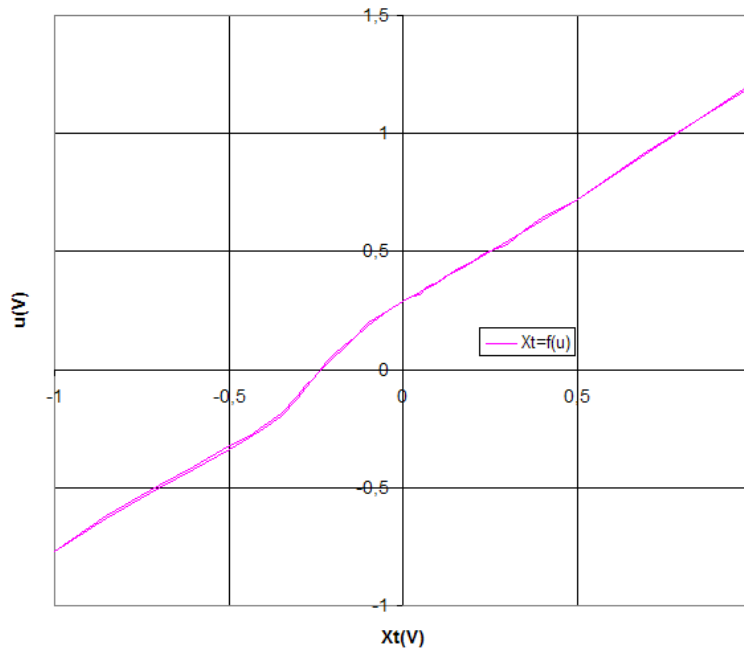


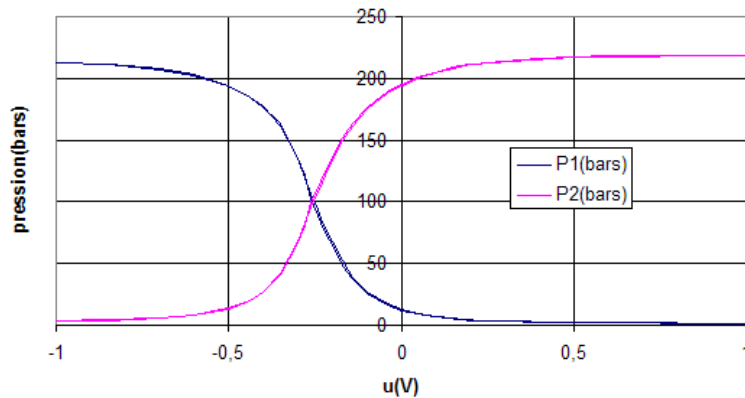
Diagramme de Bode pour une amplitude à 5% du signal d'entrée : essais avec et sans charge.

Essais statiques : étude en régime stationnaire

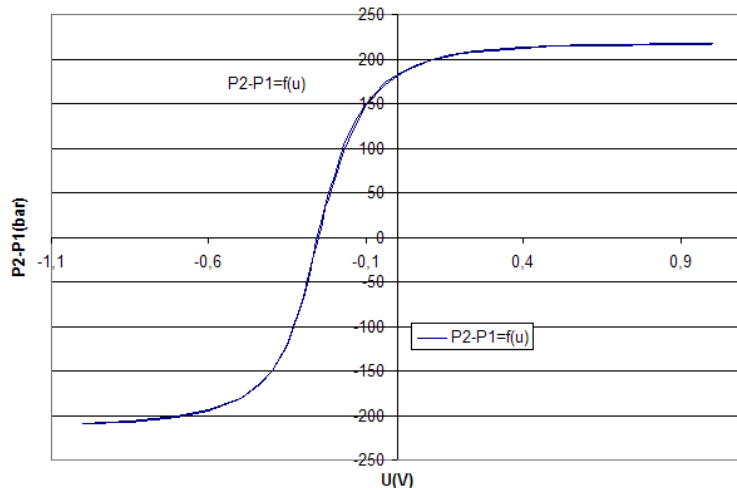
Concernant les essais stationnaires de caractérisation de l'étage en débit, nous avons réalisé les essais afin de caractériser le débit de fuite, le gain en pression et le gain en débit à orifices obturés. Les courbes sont présentées ci-après.



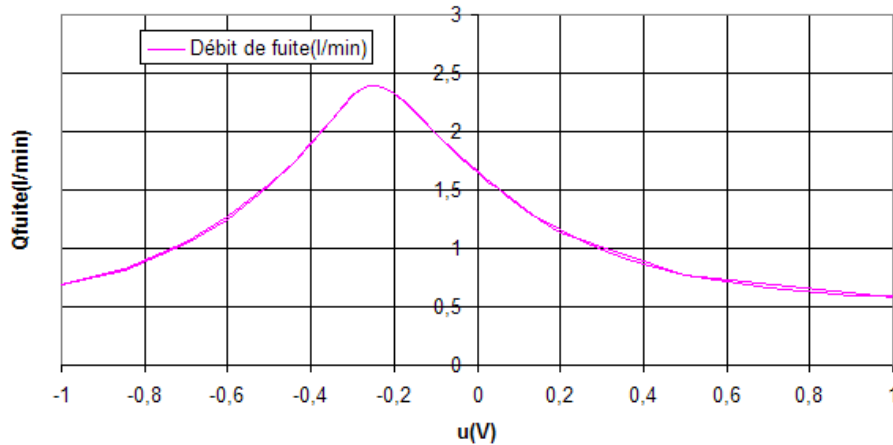
Position du tiroir en fonction du signal de commande autour de la position centrale: sans charge.



Caractéristique de gain en pression pour chaque orifice.

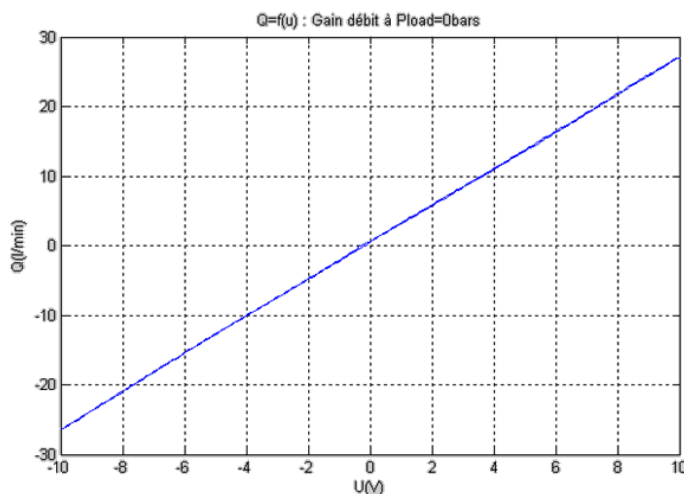


Caractéristique du gain en pression différentielle.



Caractéristique du débit de fuite mesuré au niveau du retour

La figure suivante montre que le débit maximal du servodistributeur peut atteindre 27 l/min pour $PP = 210 \text{ bars}$. Les données constructeur mentionnent 33 l/min. Cette différence est en cours de réflexion et une réponse devrait être donnée lors de la prochaine campagne d'essais sur ce servodistributeur électrohydraulique qui devrait être effectuée dans le cadre de la thèse de Monsieur Yaohzhong Xu, thèse débutée au laboratoire Ampère en septembre 2009.



Courbe de gain en débit pour 100% de $u_{nominal}$

3.3.3 Modèle d'actionneur à fluide sous pression

3.3.3.1 Actionneur électropneumatique

Kellal [Kellal 1987] donne une bibliographie détaillée des différents modèles thermodynamiques d'une chambre de volume variable qui ont été établis. Tous ces modèles sont issus de l'application du premier principe de la thermodynamique aux systèmes fermés ou ouverts selon le système considéré, et de l'équation de continuité (conservation de la masse).

Le modèle usuel déduit du pseudo bond graph proposé par Karnopp [Karnopp 1979] fait apparaître deux variables d'état extensives que sont l'énergie interne U et la masse m de l'air contenu dans la chambre. D'autres auteurs utilisent les variables intensives pression p et température T qui sont directement mesurables. Pour cette raison, nous retenons ici ce type de modèle.

Les hypothèses classiquement admises pour établir le modèle dynamique d'une chambre sont les suivantes :

- ✓ l'air est un gaz parfait et obéit à la loi d'état : $\frac{p}{\rho} = rT$
- ✓ l'énergie cinétique est négligeable dans la chambre,

- ✓ l'écoulement dans les conduites en entrée et en sortie est pseudo stationnaire ce qui signifie que le débit ne dépend du temps que par l'intermédiaire des pressions amont et aval [Kain 1973]. L'expression du débit à chaque instant est la même qu'en régime stationnaire établi (les phénomènes de propagation d'onde dans les canalisations sont négligés). Ceci peut se justifier par le fait que le temps d'établissement du régime d'écoulement dans les canalisations est faible devant le temps de mise sous pression ou de mise à l'échappement des chambres,
- ✓ l'écoulement s'effectue sans échange de travail, ni de chaleur avec l'extérieur (adiabatique),
- ✓ l'échange de travail avec le piston est réversible,
- ✓ les conduites de mise sous pression et de mise à l'échappement sont à la même hauteur,
- ✓ à chaque instant, les grandeurs thermodynamiques pression p , température T et masse volumique ρ du gaz sont uniformes à l'intérieur de la chambre, sauf dans une zone de volume très petit et négligeable située près des connexions où les gradients sont importants et où il peut y avoir onde de choc, tourbillons, décollements,... [Kain 1973],

L'évolution thermodynamique de l'air dans une chambre de volume variable est alors décrite par les deux équations différentielles suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp}{dt} = -\gamma \frac{p}{V} \frac{dV}{dt} + \frac{\gamma r T}{V} q_{m,in} - \frac{\gamma r T}{V} q_{m,out} + \frac{(\gamma-1)}{V} \frac{\delta Q}{dt} \\ \frac{dT}{dt} = -(\gamma-1) \frac{T}{V} \frac{dV}{dt} + \frac{rT}{pV} (\gamma T_r - T) q_{m,in} - \frac{rT^2}{pV} (\gamma-1) q_{m,out} + (\gamma-1) \frac{T}{pV} \frac{\delta Q}{dt} \end{array} \right.$$

Où δQ représente les échanges thermiques avec la paroi de la chambre tel que $\delta Q = \lambda S_c (T_c - T) dt$, avec:

- λ : coefficient de transfert thermique par convection entre le gaz et la paroi (échanges de chaleur par rayonnement et capacité thermique des parois de la chambre négligés),
- S_c : aire totale intérieure de la chambre correspondant à la surface d'échange entre le gaz et les parois de la chambre.
- T_c : température de la paroi de la chambre, supposée constante (inertie thermique importante des parois).

3.3.3.2 Actionneur électrohydraulique

Les modèles développés sont issus des hypothèses suivantes :

- ✓ la température de l'huile est considérée homogène et constante dans chaque chambre,
- ✓ la pression de l'huile est considérée homogène dans chaque chambre,
- ✓ en négligeant la variation de la masse volumique devant la masse volumique moyenne et en utilisant la définition du module de compressibilité isotherme (noté β). Chacune des chambres du vérin peut être considérée comme une chambre à volume variable dépendant de la position du piston notée y .

Ainsi, l'équation de mise en pression dans une chambre est donnée par :

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\beta}{V(y)} \left(Q - Q_{fuite} - \frac{dV}{dt} \right)$$

ou Q_{fuite} représente le débit de fuite

3.3.4 Modèle de la partie mécanique

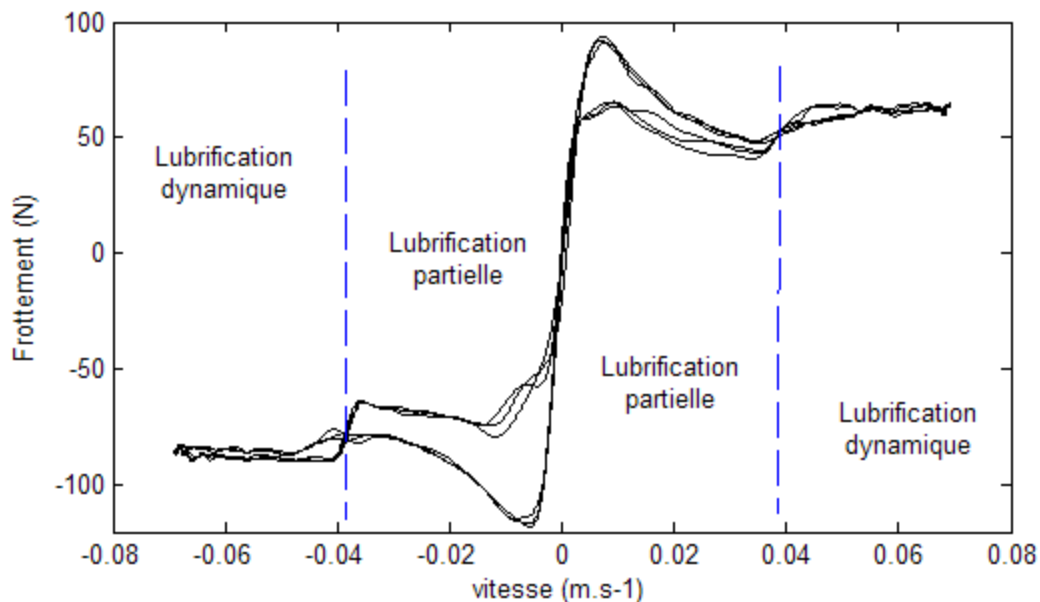
Le modèle de la partie mécanique est obtenu en appliquant le principe fondamental de la mécanique à une masse mobile en translation. En faisant l'hypothèse que la liaison actionneur / masse en mouvement est rigide et qu'il s'agit d'un solide indéformable, le bilan des forces appliquées sur la partie mobile de masse M est :

- ✓ Les forces fluidiques F_{fluide} dans l'actionneur : en pneumatique $S_P p_P - S_N p_N$ et en hydraulique $S(p_1 - p_2)$
- ✓ Les actions de frottements secs et visqueux sur le piston et sur la charge : F_f
- ✓ Les forces extérieures : F_{ext} peuvent être issues de la pression atmosphérique, de l'action de la pesanteur ou des forces de rappel
- ✓

On obtient alors les deux équations d'état suivantes :

$$\begin{cases} \frac{dv}{dt} = \frac{1}{M} [F_{fluide} - F_f - F_{ext}] \\ \frac{dy}{dt} = v \end{cases}$$

La difficulté de ce modèle repose sur la complexité à valider un modèle de frottements secs sur une grande zone de fonctionnement. De nombreuses campagnes de mesures ont été effectuées sur les axes électropneumatiques mais également plus récemment sur les axes électrohydrauliques. Toutes montrent le caractère fortement non linéaire mais surtout non répétitif des frottements. C'est le cas de la courbe ci-dessous issue des essais effectués sur le banc électrohydraulique hautes performances qui met en avant l'hystérésis autour des vitesses faibles. Pour cet essai, le frottement ne représente que 0,5 % de l'effort maximum mais dans le cas de certains actionneurs électropneumatiques utilisés, cet effort résistif peut atteindre 15 % de l'effort total.



Force de frottement fonction de la vitesse mesurée sur le banc électrohydraulique haute performances

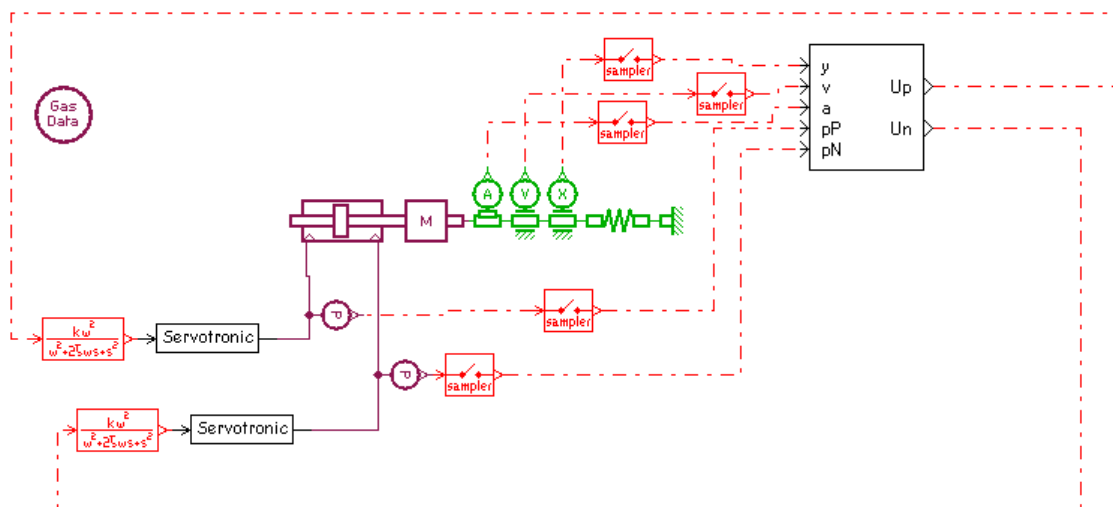
3.3.5 Modèles retenus pour la simulation et mise en œuvre logicielle

De par la forme des modèles présentés, le logiciel de simulation doit posséder un solveur permettant de gérer les discontinuités. Après avoir utilisé ACSL (Advanced Continuous Simulation Language) à la fin des années 1990 puis Matlab-Simulink au début des années 2000 notre choix s'est

orienté vers AMESim (Advanced Modeling Environment for SIMulation, LMS Imagine) devenu en 2007 : LMS Imagine Lab *AMESim*. Nous avons retenu ce dernier logiciel pour les raisons suivantes :

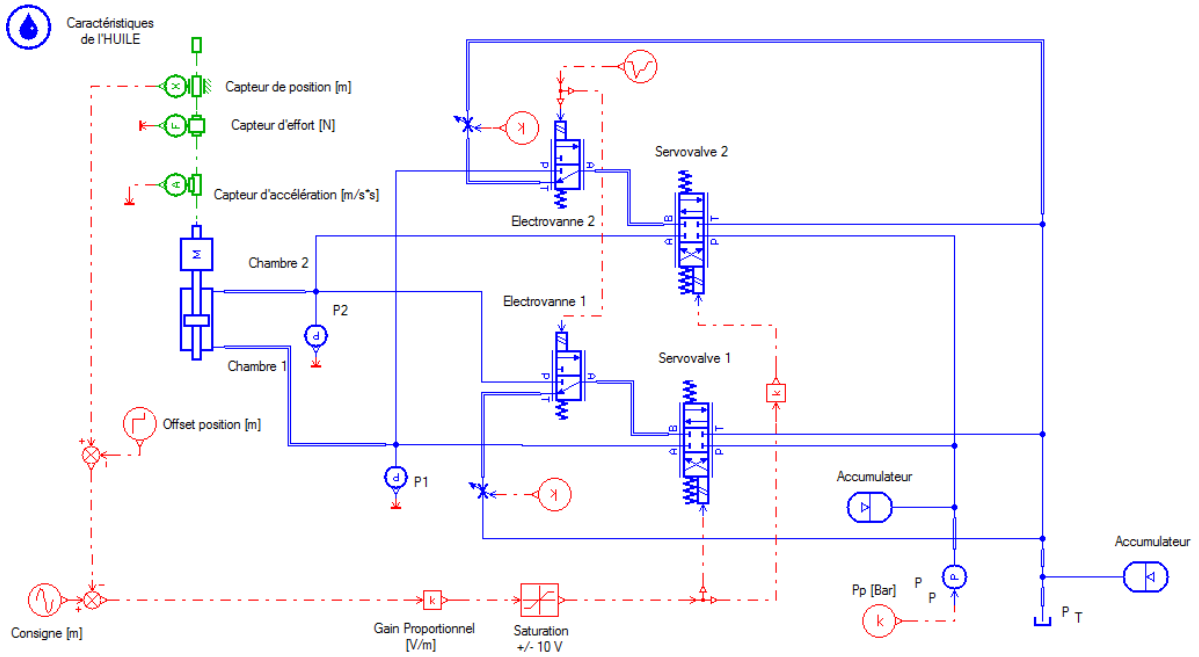
- ✓ Le solveur spécifique au logiciel AMESim adapte automatiquement l'ordre et le type d'algorithme au cours de la simulation en fonction des caractéristiques des équations différentielles. Il gère de façon autonome l'algorithme d'intégration qui est le plus propice lors de chaque pas d'intégration.
- ✓ Historiquement, le logiciel AMESim fonctionnait sur station de travail ce qui, ajouté aux qualités du solveur, permettait de gagner énormément en temps de calcul. Cette remarque était vraie il y a une dizaine d'année et ne l'est plus pour ce type de simulation avec le développement des performances des ordinateurs personnels.
- ✓ Il s'agit d'un logiciel métier. En effet, AMESim était à l'origine dédié à la simulation des systèmes à fluide sous pression. Les bibliothèques pneumatiques ont été développées au sein du Laboratoire d'Automatique Industrielle de l'INSA de Lyon [Bideaux 1998] et nos résultats participent à ce partenariat avec la société LMS qui développe et commercialise ce logiciel.
- ✓ Ce logiciel est compatible avec Matlab/Simulink pour faire de la cosimulation. Ainsi la partie opérative est simulée sous Amesim. La partie commande sera développée sous Matlab/Simulink ce qui permettra de gagner du temps lors du développement de nouvelles lois de commande.

La figure ci-dessous présente un aperçu de l'interface utilisateur du logiciel de simulation AMESim. Cet exemple concerne une commande bidimensionnelle synthétisée sous Matlab Simulink (schéma de synthèse non représenté ici) utilisant deux capteurs de pression, des capteurs de position, de vitesse et d'accélération. L'objectif est de faire du suivi de trajectoire de position, vitesse et accélération en augmentant la raideur du banc pneumatique [Girin 2007]. Nous présentons plus en détails la technique de commande utilisée dans la section suivante de ce document.



Interface AMESim pour la simulation du banc électropneumatique de positionnement de gouverne

La figure ci-après présente une interface utilisée pour valider la modèle de simulation développé dans le cadre de la commande d'axe électrohydraulique hautes performances.



Interface AMESim pour la simulation du banc électrohydraulique hautes performances

3.3.6 Modèles de commande

Les principales hypothèses effectuées pour obtenir des modèles de commande permettant de faire de la synthèse de commandes avancées sont :

- ✓ les sources d'énergies sont supposées parfaites c'est-à-dire que la pression pneumatique ou hydraulique reste constante quelques soient les appels de débit,
- ✓ les échanges énergétiques par convection entre le paroi des actionneurs et l'environnement sont négligés. Ainsi, dans le cadre d'actionneur pneumatique, un modèle polytropique est retenu ($1 < k < 1.4$). De plus, il a été constaté [Kain 1973] que les variations de température dans les deux chambres de l'actionneur peuvent être négligées devant la température de la source ainsi, le modèle différentiel retenu est

$$\frac{dp}{dt} = -k \frac{p}{V} \frac{dV}{dt} + \frac{krT}{V} (q_{m,in} - q_{m,out})$$

- ✓ les dynamiques des modulateurs de puissance peuvent être négligées par rapport aux dynamiques des actionneurs pneumatiques qui ont une bande passante de l'ordre de 30 à 100 fois plus faibles selon les bancs d'essais développés. Cette hypothèse reste vraie pour le système électrohydraulique utilisé car il s'agit de servodistributeur très rapide. En général cette hypothèse n'est pas valable, il se trouve même des cas où c'est le distributeur qui limite la dynamique du système,
- ✓ sur le banc hydraulique, le modèle des débits Q_{11} et Q_{12} issus des servodistributeurs visibles sur la figure ci-dessous peuvent, en négligeant le régime laminaire d'écoulement du fluide, être mis sous une forme affine en la commande :

$$\begin{cases} Q_{11} = \alpha \cdot \psi_1(p_{1a}, p_{1b}, p_P, p_T, \text{sign}(u))u \\ Q_{12} = -\alpha \cdot \psi_2(p_{2a}, p_{2b}, p_P, p_T, \text{sign}(u))u \end{cases} \quad \text{ou} \quad \begin{cases} \psi_1(\cdot) = \gamma(u)\phi_1(\cdot) + \gamma(-u)\phi_2(\cdot) \\ \psi_2(\cdot) = \gamma(u)\phi_3(\cdot) + \gamma(-u)\phi_4(\cdot) \end{cases} \quad \text{avec}$$

$$\begin{cases} \phi_1(\cdot) = \sqrt{|p_P - p_{a1}|} \text{sign}(p_P - p_{a1}) + \gamma(-u) \sqrt{|p_P - p_{b1}|} \text{sign}(p_P - p_{b1}) \\ \phi_2(\cdot) = \sqrt{|p_{a1} - p_T|} \text{sign}(p_{a1} - p_T) + \gamma(-u) \sqrt{|p_{b1} - p_T|} \text{sign}(p_{b1} - p_T) \\ \phi_3(\cdot) = \sqrt{|p_{a2} - p_T|} \text{sign}(p_{a2} - p_T) + \gamma(-u) \sqrt{|p_{b2} - p_T|} \text{sign}(p_{b2} - p_T) \\ \phi_4(\cdot) = \sqrt{|p_P - p_{a2}|} \text{sign}(p_P - p_{a2}) + \gamma(-u) \sqrt{|p_P - p_{b2}|} \text{sign}(p_P - p_{b2}) \end{cases}$$

et la fonction $\gamma(u) = \frac{1 + \text{sign}(u)}{2}$ avec $\text{sign}(u) = \begin{cases} 1 & \text{si } u \geq 0 \\ -1 & \text{si } u < 0 \end{cases}$

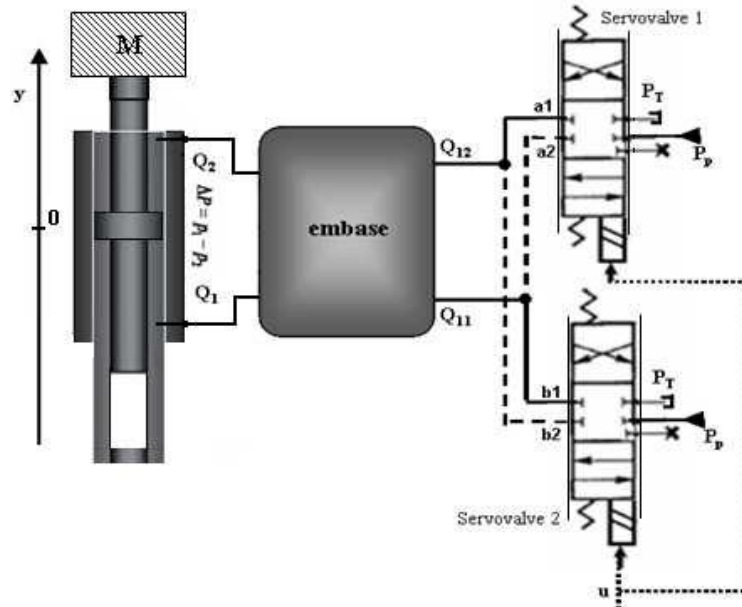


Schéma simplifié du système électrohydraulique

Les deux servodistributeurs sont supposés symétriques ce qui justifie la présence du même coefficient α dans les deux équations de débit défini par $\alpha = \omega C_{d\infty} K_{sv} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ ou ρ est la

densité du fluide, $C_{d\infty}$ est une constante qui représente le coefficient de décharge pour chacune des restrictions relatives à un régime turbulent du fluide. En effet, pour un écoulement turbulent, cette constante peut être approchée à une valeur égale à 0.69. ω est le gradient de la surface de la valve. Il est considéré identique pour les deux servodistributeurs,

✓ les modèles des débits hydrauliques Q_1 et Q_2 entrant dans les chambres de l'actionneur sont décrits par les lois de débit $\begin{cases} Q_1 = R \cdot \xi_1(p_1, p_P, p_T, \text{sign}(u))u \\ Q_2 = R \cdot \xi_2(p_2, p_P, p_T, \text{sign}(u))u \end{cases}$, avec R un

paramètre qui dépend implicitement de la variable α définie ci-dessus ainsi que de la perte de charge induite par l'embase. La variable R est identifiée expérimentalement et considérée constante pour un régime turbulent d'écoulement,

$$\text{et } \begin{cases} \xi_1(\cdot) = \gamma(u) \sqrt{|p_P - p_1|} \text{sign}(p_P - p_1) + \gamma(-u) \sqrt{|p_1 - p_T|} \text{sign}(p_1 - p_T) \\ \xi_2(\cdot) = \gamma(u) \sqrt{|p_2 - p_T|} \text{sign}(p_2 - p_T) + \gamma(-u) \sqrt{|p_P - p_2|} \text{sign}(p_P - p_2) \end{cases}$$

✓ Les caractéristiques statiques $q_m(u, p)$ issues des mesures expérimentales ont été approximées au sens des moindres carrés par des fonctions polynomiales affines en commande [Belgharbi 1999] $q_m(u, p) = \varphi(p) + \psi(p, \text{sgn}(u))u$ où φ et ψ sont des fonctions polynomiales, $\varphi(p)$ représente le débit de fuite dans le servodistributeur et $\psi(p, \text{sgn}(u))$ est une fonction dépendant du signe de la commande, car la fonction lors de l'admission ($u > 0$) est différente de celle établi lors de l'échappement. Cette forme de $q_m(u, p)$ a été retenue pour obtenir des modèles affines en la commande,

✓ les frottements secs sont soit négligés lorsqu'il s'agit de commande linéaires par exemple, soit ils vont être bornés pour pouvoir synthétiser des commandes robustes,

✓ les débits de fuite des actionneurs sont négligés.

Selon ces hypothèses, différents modèles de commande ont été alors obtenus. Ces modèles ont alors été utilisés :

- ✓ Pour la mise en œuvre de commande linéaire [P1, P11]
- ✓ Pour la mise en œuvre de commande non linéaire linéarisante [P1, P2]
- ✓ Pour la mise en œuvre de commande plate [P2]
- ✓ Pour la mise en œuvre de commande non linéaire robuste via backstepping [P6, P7]
- ✓ Pour la mise en œuvre de commande non linéaire robuste via modes glissants [P4, P7, P10, P12],
- ✓ Pour la mise en œuvre de commande sur des systèmes à topologie variable, [P5]

Dans le cadre d'application électropneumatique le modèle le plus classiquement retenu est :

$$\begin{cases} \frac{dy}{dt} = v \\ \frac{dv}{dt} = \frac{1}{M} [S_P p_P - S_N p_N - F_f - bv - F_{ext}] \\ \frac{dp_P}{dt} = \frac{krT}{\left(V_{DP} + S_P \frac{l}{2} + S_P y \right)} \left[\varphi(p_P) - \frac{S_P}{rT} p_P v \right] + \frac{krT}{V_P(y)} \psi(p_P, \text{sgn}(u_P)) u_P \\ \frac{dp_N}{dt} = \frac{krT}{\left(V_{DN} + S_N \frac{l}{2} - S_N y \right)} \left[\varphi(p_N) + \frac{S_N}{rT} p_N v \right] + \frac{krT}{V_N(y)} \psi(p_N, \text{sgn}(u_N)) u_N \end{cases}$$

Le modèle multientrées affine en la commande peut s'écrire sous la forme $\dot{\underline{x}} = f(\underline{x}) + g(\underline{x}) \times \underline{U}$ avec

$$\underline{x}^T = (y, v, p_P, p_N) \text{ et } \underline{U} = \begin{pmatrix} u_P \\ u_N \end{pmatrix}$$

Les champs de vecteurs $f(\underline{x})$ et $g(\underline{x})$ sont définis par les relations suivantes :

$$f(\underline{x}) = \begin{pmatrix} v \\ \frac{1}{M} [S_P p_P - S_N p_N - F_f - bv - F_{ext}] \\ \frac{krT}{V_P(y)} \left[\varphi(p_P) - \frac{S_P}{rT} p_P v \right] \\ \frac{krT}{V_N(y)} \left[\varphi(p_N) + \frac{S_N}{rT} p_N v \right] \end{pmatrix} \quad g(\underline{x}) = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{krT}{V_P(y)} \psi(p_P, \text{sgn}(u_P)) & 0 \\ 0 & \frac{krT}{V_N(y)} \psi(p_N, \text{sgn}(u_N)) \end{pmatrix}$$

Dans le cadre d'application électrohydraulique le modèle de commande actuellement retenu possède comme vecteur d'état $\underline{X} = [y, v, \Delta P]^T$, où $\Delta P = p_1 - p_2$ et peut être mis sous une forme affine en la commande $\dot{\underline{X}} = F(\underline{X}) + G(\underline{X})u$, avec f et g des champs de vecteurs définis par :

$$F(\underline{X}) = \begin{pmatrix} v \\ \frac{1}{M} (S \Delta P - Mg - bv) \\ -\beta S \left(\frac{1}{V_1(y)} + \frac{1}{V_2(y)} \right) v \end{pmatrix} \quad G(\underline{X}) = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \beta \left(\frac{R \xi_1(\cdot)}{V_1(y)} + \frac{R \xi_2(\cdot)}{V_2(y)} \right) \end{pmatrix}$$

Cette mise en forme est possible lorsque le système est équipé de capteurs de pression permettant d'obtenir la différence de pression utilisée comme variable d'état, ces mesures servent également à calculer les débits hydrauliques représentés par les expressions $\xi_1(\cdot)$ et $\xi_2(\cdot)$.

3.4 Systèmes Mécatroniques et Fluid Power : Commande

3.4.1 Introduction sur la commande des systèmes

Contrairement à l'automatique linéaire, l'automatique non linéaire ne dispose pas de techniques universelles capables de présenter des résultats généraux pour l'analyse et la synthèse des systèmes et des contrôleurs non linéaires. D'une manière générale, l'analyse et la commande des systèmes non linéaires sont des problèmes difficiles. La majorité des méthodes présentées dans la littérature sont restreintes à des classes particulières de systèmes non linéaires. De plus, nombreuses sont les méthodes décrites dans la littérature, qui quoique bien formalisées mathématiquement, restent très difficiles à implanter pratiquement. En effet, afin de faciliter l'étude des systèmes non linéaires, de nombreuses hypothèses concernant la structure du système, sa commandabilité et son observabilité sont souvent posées, bien que difficilement vérifiables. Par essence, une modélisation ne peut être certaine et il est important d'insister sur le fait qu'un modèle représente le comportement d'un procédé réel sous certaines hypothèses. Autrement dit, on ne devrait pas parler *du modèle* du système mais *d'un modèle* du dit système.

Suite aux publications des années 1980 dans le cadre de la commande non linéaire [Jebar 1980], [Hunt 1983] et [Isidori 1981], la littérature concernant la commande non linéaire pour les systèmes affines s'est fortement développée, citons quelques références de synthèse [Isidori 1989], [Slotine 1991], [Utkin 1992], [Marino 1995] et [Fliess 1995]. Après ces travaux, l'objectif devient la recherche d'une commande non linéaire robuste (pour des modèles avec présence d'incertitudes) qui assure une stabilité asymptotique, exponentielle globale d'un point d'équilibre ou une stabilité au sens entrée bornée/sortie bornée ou au sens entrée bornée/état borné. Parmi les nombreuses contributions qui traitent de ce problème, deux grandes familles de lois de commande ont émergé aujourd'hui. D'une part des lois dites "discontinues" car commutantes (techniques de commandes par modes glissants) et d'autre part des lois dites "continues". Au cours de mes travaux je me suis intéressé à ces deux catégories pour comprendre et mettre en exergue les avantages et inconvénients de chacune d'entre elles. Les différents algorithmes développés ces dernières années ont permis d'améliorer les performances de ces stratégies de commande qui restent à ce jour très différentes. Les avantages et inconvénients de ces deux approches sont résumés dans les deux items suivants.

- Dans le cadre des techniques commutantes les premiers travaux concernent ceux de [Bigot 1963] puis est apparu la notion de commande par modes glissants d'ordre un ou d'ordre supérieur [Slotine 1984], [Levant 1993], [Levant 2000], [Bartolini 2001] et [Fridman 2002] qui utilise des lois dont la synthèse est relativement aisée mais conduit à une commande commutante entraînant un phénomène de réticence connu sous le terme anglais de "chattering". La prise en compte de modèles possédant une dynamique interne, n'est pas aisée avec ce type de loi de commande. Dans le cadre des systèmes affines en la commande ces techniques ne demandent pas de mise en forme particulière du modèle. Le choix des gains assurant une robustesse en maintenant la stabilité asymptotique du point d'équilibre ne pose généralement pas de problème. Cette approche est basée sur la commutation de fonctions de variables d'état utilisée pour créer une variété ou hypersurface de glissement, qui peut être choisie dans l'espace de phase. Le but est de forcer la dynamique du système à correspondre avec celle définie par l'équation de la variété. La commande est à structure variable dans le sens où la discontinuité est utilisée pour créer en boucle fermée, de part et d'autre de l'hypersurface de glissement, deux champs de vecteurs pointant vers cette même surface. Ceci nécessite des algorithmes utilisant les dérivées successives des variables d'états. Quant l'état est maintenu sur cette hypersurface de glissement, le système est dit en régime glissant. Tant que le régime glissant est assuré, la dynamique du système commandé devient insensible aux variations paramétriques ainsi qu'à certaines perturbations. Dans la pratique, l'utilisation de cette technique de commande a été longtemps limitée par les oscillations liées aux commutations de la commande, qui peuvent par voie de conséquence se manifester sur les grandeurs asservies. En restant dans le cadre de la commande à structure variable, la technique des modes glissants d'ordre supérieur est sensée donner des performances acceptables tout en

évitant ce phénomène de réticence. Cette technique constitue une généralisation du concept des modes glissants d'ordre un, c'est à dire des modes glissants classiques. Le principe de cette nouvelle technique est caractérisé par l'application d'une commande agissant sur les dérivées d'ordre supérieur de la surface de glissement.

- Dans le cadre des lois de commande continues et plus particulièrement pour la technique du backstepping les travaux sont nombreux, citons parmi eux [Sontag 1988], [Kokotovic 1989], [Kanellakopoulos 1991], [Krstić 1995] et [Khalil 2002]. Ces lois ont évidemment l'avantage d'être sans commutations mais les conditions assurant la robustesse sont plus difficiles à expliciter. En effet cette technique nécessite dans un premier temps une mise en forme du modèle qui peut s'avérer être une étape plus complexe que la recherche des fonctions de Lyapunov nécessaire dans un second temps. La synthèse de la loi de commande est plus complexe que pour les techniques commutantes, mais lors de la mise en œuvre, ces commandes n'ont besoin que de la mesure (ou plus généralement de la reconstruction) des variables d'état. La démarche de synthèse concerne la recherche de procédures récursives basées sur la construction progressive d'une fonction de Lyapunov. Les fonctions de Lyapunov sont connues pour être un outil très efficace d'analyse de stabilité. La situation que nous considérons ici est différente car il s'agit de stabilisation et non de stabilité et donc de synthèse et non d'analyse. Précisément, l'idée est de choisir une fonction de Lyapunov en premier lieu, pour en second lieu, spécifier le système par le choix de la commande. Cependant toutes les fonctions de Lyapunov ne conduisent pas nécessairement à une loi de commande admissible. Celles donnant un résultat sont appelées fonctions de Lyapunov assignables. Il est aussi reconnu que, pour un système donné, trouver une fonction de Lyapunov appropriée peut s'avérer être une tâche difficile. Le backstepping est une méthode de construction de fonctions de Lyapunov assignables qui s'applique aux modèles ayant une structure récursive en cascade de taille croissante "triangulaire inférieure" en allant vers la commande connue sous le terme anglo-saxon "strict feedback form".

Ces techniques ont été étudiées dans le cadre d'asservissement de système à fluide sous pression. Les premiers résultats obtenus dans le cadre de la commande non linéaires d'actionneurs électropneumatiques ont 20 ans aujourd'hui [Richard 1990] et [Richard 1991]. Les premiers travaux sur la commande par modes glissants dans le cadre d'actionneurs électropneumatiques concernaient des modes glissants d'ordre 1 [Bouri 1997] puis d'ordre supérieur [Smaoui 2004], [Laghrouche 2004], [P4, P7, P12, C11, C12]. Les premières applications des techniques du backstepping sur des actionneurs électropneumatiques se trouvent dans [Smaoui 2004], [P7, C13].

Avant d'aborder les résultats obtenus par des techniques de commande non linéaires robustes, la suite de ce document présentera dans un premier temps des techniques de commande établies autour d'un modèle simplifié obtenu autour d'un point de fonctionnement d'une part puis des techniques de commande non linéaire linéarisant [Isidori 1989] ou l'objectif est dans un premier temps d'établir une loi de commande linéarisant partiellement (il existe une dynamique résiduelle à étudier) ou globalement (si le système est plat [Fliess 1995]) le modèle, une second bouclage loi est alors mis en œuvre pour stabiliser le système étudié.

3.4.2 Commandes prédictives des Systèmes Dynamiques Hybrides (SDH)

Les Systèmes Dynamiques Hybrides (SDH) sont des systèmes dynamiques faisant intervenir explicitement et simultanément des phénomènes de dynamique continue et événementielle. Ces systèmes sont classiquement constitués de processus continus interagissant avec ou supervisés par des processus discrets et qui nécessitent, pour leur description, l'utilisation de fonctions du temps continues par morceaux et de fonctions à valeurs discrètes.

Ces dernières années, une attention considérable a été portée à la recherche concernant les systèmes hybrides car ils couvrent plusieurs domaines d'applications tels que les systèmes électrotechniques, les processus industriels, la robotique, les systèmes de transport. En effet, beaucoup de processus contiennent des composantes discrètes, telles que des vannes, commutateurs, sélecteurs de vitesse, en

plus d'une partie continue dans laquelle la pression, le débit, le courant, la tension ou la vitesse sont des variables réelles.

Pour la commande, de nombreuses approches issues de l'automatique des systèmes dynamiques continus ont été appliquées à des classes particulières de systèmes dynamiques hybrides. Mes travaux sur la commande prédictive des SDH concernent la synthèse de loi de commande dans le cadre de suivi trajectoire de référence définie par l'utilisateur. L'approche consiste à utiliser un modèle simple représentatif du système hybride sur l'horizon de décision. A partir d'un modèle linéaire du système dont le domaine de linéarité est déterminé. Plusieurs stratégies de poursuite dans l'espace d'état sont calculées et un algorithme de décision permet de retenir celle qui sera effectivement appliquée. Les travaux effectués concernent la commande en effort [C24, P5] et en position [C19] d'un actionneur électropneumatique piloté par deux distributeurs tout ou rien avec une stratégie de commande dite mono-coup. L'originalité de la commande développée a pour but de remplacer les *servodistributeur*s par des *distributeur*s tout ou rien sans dégrader les performances du système et ainsi offrir aux industriels une alternative aux commandes actuelles à un prix moins élevé.

De façon plus précise, l'organe de commande est constitué de deux distributeurs qui peuvent prendre chacun trois états discrets (à l'admission, fermé, à l'échappement). L'actionneur est un vérin pneumatique dont les variables (mécaniques et pneumatiques) sont continues. Il s'agit donc bien d'un système hybride représenté par la figure ci-après.

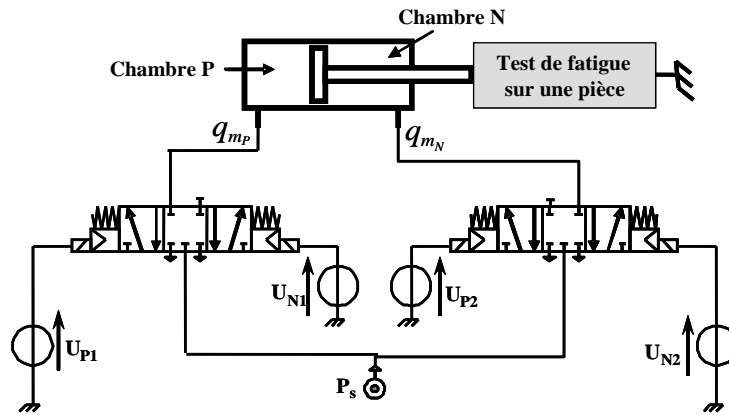


Schéma du système dynamique hybride d'actionnement électropneumatique

La commande possède en théorie 16 états discrets mais afin d'éviter l'alimentation synchronisée des deux électro-aimants d'un même distributeur, seuls 9 états sont admissibles. Un modèle de ce système est donné par l'équation suivante:

$$\begin{cases} \frac{dp_P(t)}{dt} = \frac{krT}{V} q_{m_P}(x_P(U_{P1}, U_{N1}, t), p_P(t)) \\ \frac{dp_N(t)}{dt} = \frac{krT}{V} q_{m_N}(x_N(U_{P2}, U_{N2}, t), p_N(t)) \end{cases}$$

$$F = S_P p_P - S_N p_N + (S_P - S_N) p_E$$

$x_P(U_{P1}, U_{N1}, t)$ (respectivement $x_N(U_{P2}, U_{N2}, t)$) représente la position à l'instant t du tiroir du distributeur P (respectivement N) pour un jeu de commande (U_{P1}, U_{N1}) (respectivement (U_{P2}, U_{N2})) donné. Ce modèle d'ordre 2 fait intervenir les deux variables d'état p_P et p_N correspondant aux pressions dans les chambres P et N. La difficulté principale concerne la modélisation des débits massiques délivrés par les distributeurs. Afin de trouver un bon compromis entre la qualité du modèle et la rapidité de calcul de la loi de commande une première approximation a permis de retenir comme modèle équivalent du distributeur : un modèle dynamique correspondant à un retard pur et un modèle statique issu de caractéristiques expérimentales conformément à la figure suivante :

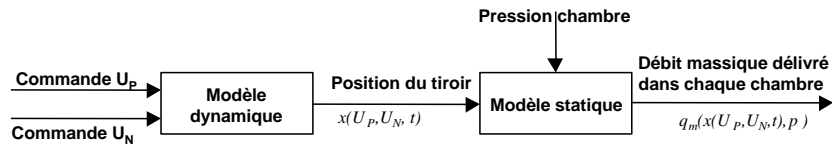


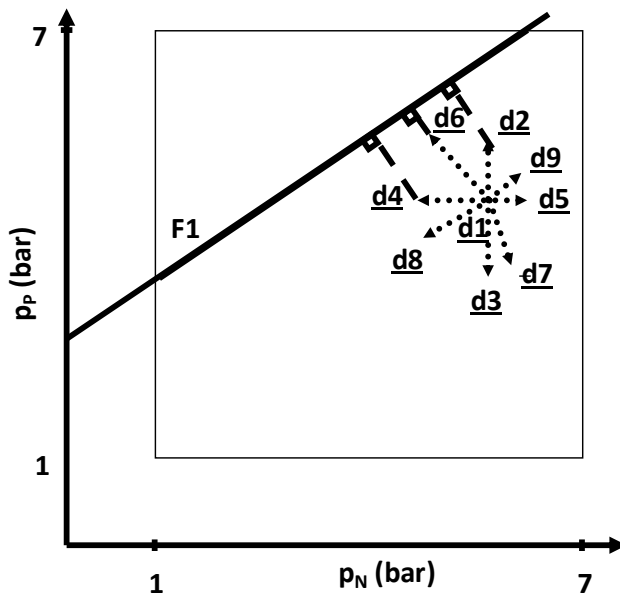
Schéma bloc du modèle du distributeur

La littérature est assez pauvre en terme d'asservissement de systèmes électropneumatiques via des composants "tout ou rien" [Van Varseveld 1997, Ham 2005]. La stratégie développée est détaillée dans [P5]. Pour le système électropneumatique étudié, l'espace d'état est donc de dimension 2. La représentation des états atteignables est facilitée. L'objectif étant d'atteindre un effort désiré F qui peut se mettre sous la forme ci-après représentant l'équation d'une droite dans le plan des variables d'état conformément :

$$p_P = \left(\frac{S_N}{S_P} \right) p_N + \left(\frac{F}{S_P} + \frac{S_P - S_N}{S_P} p_E \right)$$

où s_p et S_N représentent les surfaces effectives de chacune des chambres du piston et p_E représente la pression atmosphérique.

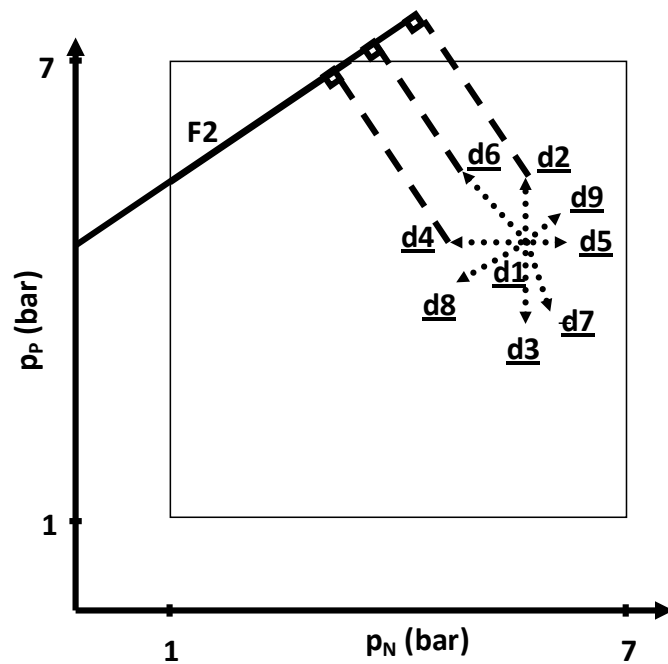
A chaque pas d'échantillonnage, l'algorithme de commande hybride calcule les 9 directions possibles (l'intégration du modèle dynamique pouvant s'effectuer par la méthode d'Euler) et choisit le point le plus proche de la force désirée, via le calcul de la distance euclidienne. Ce point doit se trouver à l'intérieur du domaine physique : la pression dans chaque chambre est comprise entre la pression atmosphérique et la pression source (7 bar absolus). Ainsi, sur la figure suivante, si l'on désire rejoindre la force désirée $F1$ la stratégie $d6$ sera utilisée car la distance euclidienne calculée est minimale et cette stratégie laisse les valeurs des variables d'état dans leur domaine physique.



-> 9 directions possibles
- Force désirée
- Domaine physique
- - Ligne perpendiculaire à la force désirée pour déterminer la distance euclidienne

Stratégie de commande hybride : 1^{er} cas

Dans la figure suivante, si l'on désire rejoindre la force désirée $F2$ alors la stratégie $d6$ ne pourra pas être utilisée même si la distance euclidienne calculée est minimale, car cette stratégie conduit à des valeurs de variables d'état en dehors du domaine physique (il en est de même pour la stratégie $d2$). La stratégie $d4$ sera donc utilisée.



.....► 9 directions possibles

— Force désirée

— Domaine physique

- - Ligne perpendiculaire à la force désirée pour déterminer la distance euclidienne

Stratégie de commande hybride : 2nd cas

Cet algorithme entraîne des dépassements de consigne qui peuvent être néfastes pour le composant à tester. Pour remédier à ce problème, deux améliorations ont été apportées :

1/ toute direction qui amène le système sur un point de fonctionnement lui faisant franchir la droite de consigne est interdite afin d'éviter tout dépassement théorique de l'effort désiré.

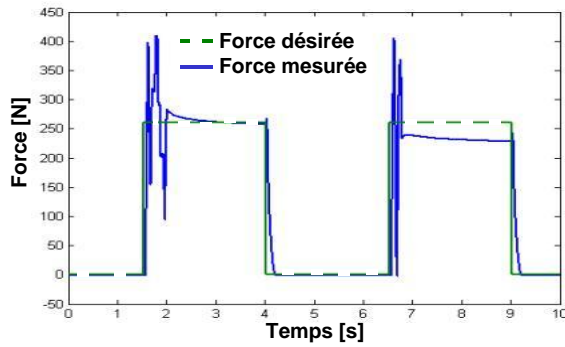
2/ le temps d'application de la commande est modulé lorsque l'on se rapproche de la force désirée, ce qui permet de limiter l'erreur statique.

En résumé, l'algorithme de commande possède la structure générale suivante : à chaque pas d'échantillonnage on:

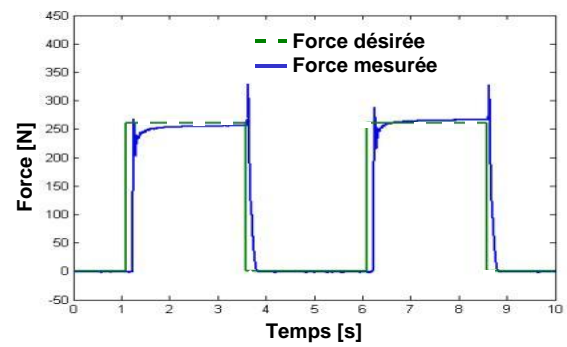
- ✓ calcule les 9 directions possibles (dues aux 9 états admissibles du système d'actionnement électropneumatiques) issues des gradients de pression donnés par le système d'équations différentielles ci-dessus,
- ✓ calcule une stratégie mono-coup limitant l'erreur quadratique entre l'effort désiré et l'effort estimé par le modèle physique sous contrainte de rester dans le domaine physique et de ne pas dépasser l'effort de consigne,
- ✓ module le temps d'application de la commande en fonction de l'amplitude de l'erreur d'effort afin de limiter l'erreur statique,
- ✓ applique la meilleure des 9 configurations.

Cette commande hybride a été mise en œuvre expérimentalement sur le banc d'essais utilisé pour la comparaison de nombreuses stratégies de commande et la validation de modèle de connaissance. Pour ce faire, les servodistributeurs ont été remplacés par deux distributeurs 5/3 à centre fermé. Une seule voie d'utilisation est reliée à l'actionneur. La période d'échantillonnage est fixée à 20 millisecondes. Des échelons de consigne à 0.2 Hz et d'amplitude 250 N constituent la trajectoire désirée en effort.

Les figures suivantes représentent les résultats expérimentaux obtenus avec l'algorithme de commande hybride classique et avec l'algorithme de commande hybride modifié. En terme de temps de réponse, d'erreur statique et de répétabilité, les résultats sont de l'ordre de ceux obtenus avec une commande type retour d'état sur des composants type servodistributeurs.



a/ Algorithme hybride classique



b/ Algorithme hybride modifié

Résultats expérimentaux pour une trajectoire d'effort donnée

Cette technique appliquée aux machines synchrones et asynchrones pilotées par un onduleur permet de contrôler le couple de la machine directement au niveau des commutateurs [P9]. Une très grande dynamique de couple a été obtenue. La maîtrise des courants en régime transitoire autorise la réalisation d'un asservissement de vitesse en ajoutant un seul régulateur à la commande hybride. Dans ce contexte, la méthodologie proposée repose sur un modèle linéarisé tangent dont la précision décroît lorsque le temps d'application de la commande augmente. Du fait des fortes contraintes temps réel, il est impératif que l'obtention d'un modèle simplifié soit possible.

Concernant les actionneurs électropneumatiques, la commande hybride a ouvert de nouvelles perspectives scientifiques pour la synthèse de nouvelles lois de commandes utilisant des organes de commande 'tout ou rien'. Ainsi, avec un algorithme facile à mettre en œuvre, ne demandant que deux paramètres de réglage (pour la version modifiée de la commande hybride) et avec des composants industriels basiques, les résultats obtenus semblent encourageants pour développer ces axes électropneumatiques asservis faible coût. Cette idée est développée en perspective dans le chapitre suivant.

3.4.3 Commandes non linéaires linéarisantes, quelques mots sur la platitude

Les premières commandes non linéaires synthétisées sur les axes électropneumatiques [Richard 1991] concernaient un système dont l'actionneur était un vérin rotatif et le modulateur de puissance un servodistributeur 5 voies. Ces travaux ont été repris sur des actionneurs en translation. Les fuites interchambres sont plus faibles mais les frottements secs sont plus élevés. Cet axe était composé d'un servodistributeur 5 voies ou de deux servodistributeurs 3 voies pilotés avec une source de pression commune et une commande de signe opposé $u_p = u$ et $u_N = -u$, le modèle mono-entrée affine en la commande devient alors:

s

le champ de vecteurs $f(\underline{x})$ est identique au cas général obtenu paragraphe 3.3.6 par contre le champ de commande s'écrit :

$$g(x) = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{krT}{V_p(y)} \psi(p_p, \text{sgn}(u)) \\ -\frac{krT}{V_N(y)} \psi(p_N, \text{sgn}(-u)) \end{pmatrix}$$

La synthèse de commande non linéaire linéarisante [Isidori 1989] fait apparaître une dynamique résiduelle d'ordre 1 sur ce système. En effet, l'indice caractéristique associé à la position de la masse en mouvement est égal à 3 pour un système de dimension 4. L'étude de la stabilité de cette dynamique résiduelle reste un problème ouvert. Les résultats obtenus à ce jour permettent de conclure à la stabilité asymptotique locale du point d'équilibre de ce sous-système sur le domaine physique [P2].

Des résultats concernant la stabilité exponentielle du point d'équilibre sur tout le domaine mathématique peuvent être obtenus si on modifie technologiquement le système. En effet, pour le modèle d'origine (avec un servodistributeur 5 voies ou avec deux servodistributeurs 3 voies pilotés séparément) on peut montrer que ce système est plat en prenant comme sortie plate la position de la masse mobile et une des deux pressions (par exemple) dans les chambres de l'actionneur.

Pour rappel, le système défini par $\dot{x} = f(x, u)$, $x \in \mathfrak{R}^n$, $u \in \mathfrak{R}^m$ est **plat** [Fliess 1995] si il existe une application $h : \mathfrak{R}^n \times (\mathfrak{R}^m)^{r+1} \rightarrow \mathfrak{R}^m$, une application $\eta : (\mathfrak{R}^m)^r \rightarrow \mathfrak{R}^n$ et une application $\mathcal{G} : (\mathfrak{R}^m)^{r+1} \rightarrow \mathfrak{R}^m$, telles que l'on puisse écrire : $y = h(x, u, \dot{u}, \dots, u^{(r)})$, $x = \eta(y, \dot{y}, \dots, y^{(r-1)})$ et $u = \mathcal{G}(y, \dot{y}, \dots, y^{(r-1)}, y^{(r)})$.

Ainsi nous avons pu résoudre ce problème de stabilité en agissant sur la conception du système ce qui a pour autre avantage d'ajouter un degré de liberté sur le système et permet donc de pouvoir suivre un second objectif conjointement au suivi de trajectoire de position. Selon les applications étudiées ce second objectif a pu être :

- ✓ la raideur d'asservissement est une particularité des axes électropneumatiques. En effet, du fait de la compressibilité de l'air, il est possible de pouvoir piloter la raideur de la partie mobile plus communément appelée "la compliance" du système en robotique. Dans le cadre du simulateur d'accouchement, ceci permet de faire varier les forces résistives permettant de simuler différents types d'accouchement. Dans le cadre de positionnement électropneumatique de gouverne d'objet volant, il est important d'assurer une raideur importante du système pour rejeter convenablement des perturbations issues des efforts aérodynamiques.
- ✓ la consommation énergétique [P2, C7, C15]. Des travaux ont été menés pour synthétiser la trajectoire de pression qui minimisait un critère énergétique correspondant au débit d'air délivré par les servodistributeurs. Je détaille dans la partie suivante certains de ces travaux.

La pression dans la chambre P et la position y sont donc des sorties plates car la somme des indices caractéristiques associés à p_p et y, respectivement égaux à un et trois, est égale à la dimension du système. Cette condition est suffisante pour affirmer que le modèle ci-dessous est différentiellement plat.

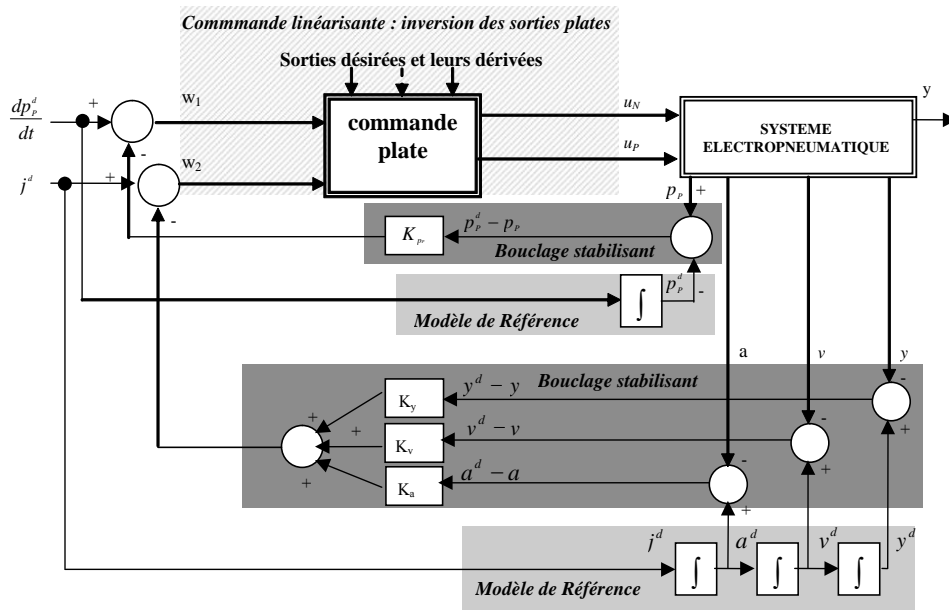
$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dy}{dt} = v \\ \frac{dv}{dt} = \frac{1}{M} [S_P p_P - S_N p_N - F_f - bv - F_{ext}] \\ \frac{dp_P}{dt} = \frac{krT}{\left(V_{DP} + S_P \frac{l}{2} + S_P y \right)} \left[\varphi(p_P) - \frac{S_P}{rT} p_P v \right] + \frac{krT}{V_P(y)} \psi(p_P, \text{sgn}(u_P)) u_P \\ \frac{dp_N}{dt} = \frac{krT}{\left(V_{DN} + S_N \frac{l}{2} - S_N y \right)} \left[\varphi(p_N) + \frac{S_N}{rT} p_N v \right] + \frac{krT}{V_N(y)} \psi(p_N, \text{sgn}(u_N)) u_N \end{array} \right.$$

Ainsi les commandes u_P et u_N peuvent s'exprimer uniquement en fonction des sorties y et p_P et de leurs dérivées successives (cf. équation suivante). Elles sont donc obtenues à partir des trajectoires de référence sans intégration ni résolution des équations différentielles.

$$\text{Commande plate : } \begin{cases} u_p = \frac{\frac{S_p}{rT_S} p_p^d v^d - \varphi(p_p^d)}{\psi(p_p^d, \text{sgn}(u_p))} + \frac{V_p(y^d)}{krT_S} w_1 \\ u_N = -\frac{\frac{S_N}{rT_S} p_N^d v^d + \varphi(p_N^d) + \frac{V_N(y^d)}{krT_S} \frac{b}{S_N} a^d}{\psi(p_N^d, \text{sgn}(u_N))} + \frac{V_N(y^d)}{krT_S} \left(-\frac{S_p}{S_N} w_1 + \frac{M}{S_N} w_2 \right) \end{cases}$$

$$\text{avec } p_N^d = \frac{1}{S_N} (S_p p_p^d - b v^d - F_{ext} - F_f - M a^d)$$

Cette commande directe permet de linéariser le système (cf. figure ci-dessous), de le découpler et de le transformer en un système intégrateur représentant la dynamique de la pression dans une chambre et un autre système triple intégrateur liant le jerk (dérivée de l'accélération) à la position de la masse en mouvement.



Principe de la linéarisation directe et stabilisation par retour d'erreur

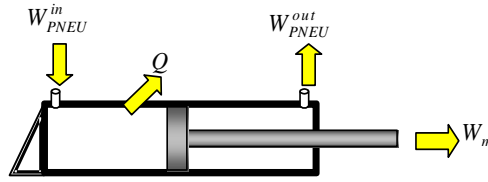
Ces deux sous systèmes sont stabilisés par retour d'erreur (cf. équation suivante et figure ci-dessus). Comme indiqué dans le cadre général, une propriété importante des systèmes plats concerne cette linéarisation qui est complète et ne comporte donc aucune dynamique résiduelle, ce qui entraîne la stabilité exponentielle globale du point d'équilibre du système bouclé étudié ici.

$$\begin{cases} w_1 = \frac{dp_p^d}{dt} - K_{p_p} (p_p - p_p^d) \\ w_2 = j^d - K_a (a - a^d) - K_v (v - v^d) - K_y (y - y^d) \end{cases}$$

En considérant la trajectoire de position fixée par le cahier des charges, comment fixer la trajectoire de pression en se fixant comme objectif un rendement énergétique bien meilleur que ce qu'offre actuellement les procédés électropneumatiques [Bachmann 1997].

Le premier principe de la thermodynamique exprime que la variation de l'énergie totale du fluide contenu dans un domaine est égale à la somme du travail des forces extérieures au domaine et de la quantité de chaleur échangée avec l'extérieur. A la fin de chaque cycle, l'équilibre complet est atteint : la valeur des pressions, températures et volumes initiaux et finaux dans chaque chambre sont égaux. Ainsi, les variations d'énergie interne sont nulles. Sur un cycle de fonctionnement de durée T_{cycle} , l'énergie pneumatique délivrée par la source (notée W_{PNEU}^{in}), se transforme en travail mécanique (noté W_m), est perdue par convection à travers les parois (énergie calorifique, notée Q) et est également

perdue dans l'atmosphère (W_{PNEU}^{out}) comme le symbolise la figure ci-dessous lors de la sortie de la tige et comme le résume les équations suivantes.



Transferts énergétiques lors d'un cycle de fonctionnement.

$$W_{PNEU}^{in} = W_{PNEU}^{out} - W_m - Q$$

Les débits enthalpiques entrant (délivrés par la source) et sortant (mise à l'échappement) des chambres P et N sont respectivement définis par :

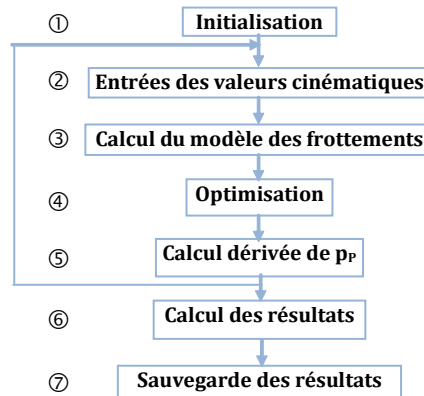
$$W_{PNEU}^{in} = \int_0^{T_{cycle}} [H_{P_{in}}(t) + H_{N_{in}}(t)] dt \text{ avec } \begin{cases} H_{P_{in}}(t) = q_{mP}(t) c_p T_S \\ H_{N_{in}}(t) = q_{mN}(t) c_p T_S \end{cases}$$

$$W_m = - \int_0^{T_{cycle}} [F(t) \cdot v(t)] dt \text{ avec } F(t) = S_P p_P(t) - S_N p_N(t) - b v(t) - F_f - F_{ext}$$

$$Q = Q_P + Q_N \text{ avec } \begin{cases} Q_P = \lambda \int_0^{T_{cycle}} S_{cP}(t) (T_{cyl} - T_P(t)) dt \\ Q_N = \lambda \int_0^{T_{cycle}} S_{cN}(t) (T_{cyl} - T_N(t)) dt \end{cases}$$

$$W_{PNEU}^{out} = \int_0^{T_{cycle}} [H_{P_{out}}(t) + H_{N_{out}}(t)] dt \text{ avec } \begin{cases} H_{P_{out}}(t) = q_{mP}(t) c_p T_P(t) \\ H_{N_{out}}(t) = q_{mN}(t) c_p T_N(t) \end{cases}$$

L'algorithme d'optimisation énergétique développé se résume en sept points décrits la figure ci-dessous.



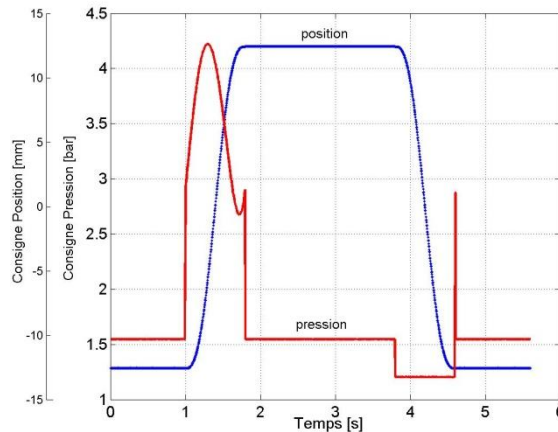
Algorithme d'optimisation

La fonction à optimiser est obtenue à partir du bilan énergétique précédent. Il s'agit de minimiser le travail énergétique entrant dans le système c'est à dire le débit enthalpique délivré par la source de pression. Grâce aux propriétés de platitude du système il est possible d'exprimer cette énergie uniquement en fonction des trajectoires désirées : $H_{P_{in}}(t) + H_{N_{in}}(t) = f\left(y^d, v^d, a^d, j^d, p_P^d, \frac{dp_P^d}{dt}\right)$

La démarche (cf. figure ci-dessus) consiste après une phase d'initialisation des variables (①) et à partir du cahier des charges fixant la trajectoire de position et donc de vitesse, accélération et jerk (②) de minimiser la valeur de l'équation ci-dessus (④). Pour ce faire, et afin d'obtenir une trajectoire restant dans le domaine physique, l'optimisation est effectuée sous contraintes (cf. équation ci-dessous) et en tenant compte un frottement sec (③) constant dont le signe ne dépend que du signe de la vitesse.

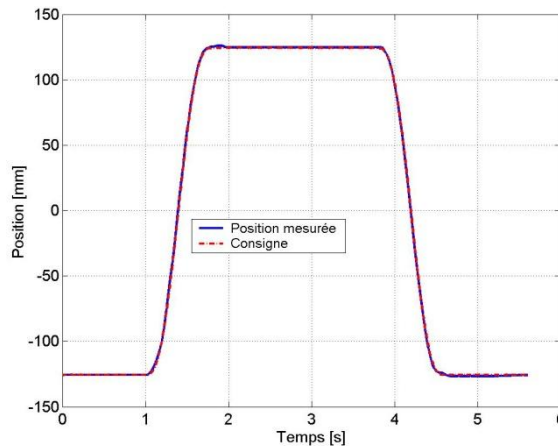
$$\begin{cases} 10^5 \text{ Pa} \leq p_p \leq 7 \cdot 10^5 \text{ Pa} \\ 10^5 \text{ Pa} \leq p_N \leq 10^5 \text{ Pa} \\ -10 \text{ volt} \leq u_p \leq 10 \text{ volt} \\ -10 \text{ volt} \leq u_N \leq 10 \text{ volt} \\ Sp \cdot Pp - Sn \cdot Pn - b \cdot v^d - F_f - F_{ext} = M \cdot a^d \end{cases}$$

A partir de la valeur de p_p obtenue, la dérivée de p_p est calculée à chaque pas de l'algorithme (©). Une fois le cycle terminé, la trajectoire est filtrée pour éliminer les problèmes issus des bruits numériques (©). Les résultats obtenus sont stockés dans des fichiers (©) prêt à être implantés sur le procédé physique.



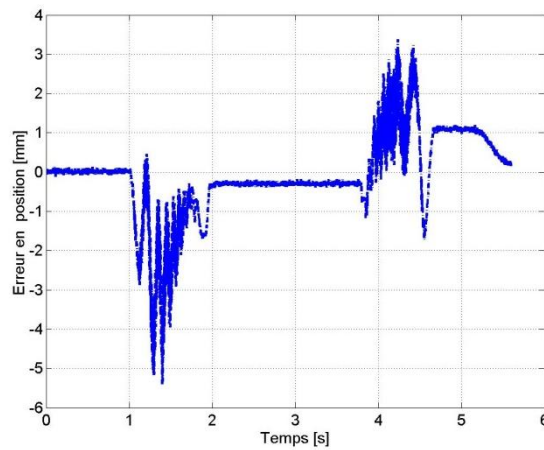
Consigne de pression optimisée pour une consigne de position fixée.

Cette commande plate a été implantée et certains résultats expérimentaux sont présentés en terme de répétabilité. Les courbes obtenues représentent la moyenne des résultats issus de 30 cycles de fonctionnement. Le suivi en position (cf. figure ci-dessous) est de qualité semblable aux résultats obtenus pour une commande non linéaire monovariable.



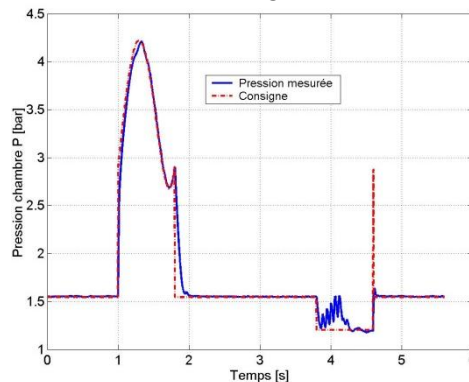
Suivi en position obtenu par une commande plate

L'erreur moyenne obtenue lors des 30 cycles de fonctionnement (cf. figure ci-dessous) n'excède pas 0.3 mm en régime statique (de l'ordre de 1% du déplacement total). L'erreur de suivi est fonction du sens de déplacement de la masse en mouvement. Lors de la sortie de la tige, l'erreur maximum mesurée est de 5.4 mm. Elle n'est que de 3.4 mm lors de l'entrée de la tige. L'écart type est de 0.48 mm en phase statique et de 0.56 mm en phase dynamique. Une bonne répétabilité est donc assurée tout au long de la trajectoire.



Erreur de suivi de position pour une commande plate

Le suivi en pression est représenté sur la figure ci-dessous. Les problèmes liés aux frottements au début et à la fin de chaque phase dynamique est en partie résolu par le choix d'un modèle de frottement sec dans l'algorithme d'optimisation. Ainsi, les erreurs de suivi en pression, hors de ces phases n'excèdent pas 0.1 bar lors de la sortie de la tige et 0.3 bar lors de l'entrée.



Suivi de trajectoire de pression pour une commande plate

Ces résultats expérimentaux laissent entrevoir des diminutions de l'ordre de 50% en terme d'énergie délivrée par la source. Et ce, sans diminuer les performances de suivi de trajectoire en position, vitesse ou accélération. La commande non linéaire multivariables s'avère une possibilité intéressante pour améliorer le rendement énergétique des axes électropneumatiques. Pour ce faire, il est important dès la conception de choisir d'effectuer l'asservissement avec deux servodistributeurs 3/2 en place d'un 5/2. Exemple qui prouve l'importance de développer conjointement les stratégies de commande et la conception du système. Si cette solution paraît demander un investissement plus important, elle est néanmoins de plus en plus utilisée pour palier aux problèmes de lignes pneumatiques de trop grande longueur ainsi que pour limiter l'encombrement de l'ensemble actionneur plus modulateur de puissance.

3.4.4 Commandes par backstepping

Durant ces dernières années, une partie de la communauté automatique s'est intéressée à la recherche de procédures récursives pour la mise au point de lois de commande pour les systèmes non linéaires comme la technique du backstepping. Cette technique maintenant bien connue est basée sur l'utilisation de fonctions de Lyapunov pour ce qui est de l'étude de stabilité du système étudié. En effet, dans cette famille de commandes, la recherche de fonctions de Lyapunov joue un rôle très important pour la stabilisation des systèmes non linéaires et la robustesse de la stabilité obtenue. C'est à la fois un outil fondamental d'un point de vue théorique puisque l'on peut réduire la recherche de lois de commandes stabilisantes à la recherche de fonctions de Lyapunov, mais il s'agit également d'un outil de synthèse de lois de commande et un outil pour l'étude de leur robustesse.

Les origines de cette approche peuvent être tracées à partir des travaux de [Sontag 1988]. Dans cet article, l'utilisation d'une commande virtuelle va préparer la contribution ultérieure de [Kokotovic

1989] dans laquelle un système non-linéaire a été décomposé en deux sous-systèmes, le premier sous-système étant commandé virtuellement par un état du deuxième sous-système.

Ainsi, nous considérons la commande virtuelle comme étant la commande actuelle qui va stabiliser le bloc non-linéaire du système. Une variable d'erreur tient compte du fait que les deux commandes réelles et virtuelles ne sont pas égales (sauf à la dernière étape de l'algorithme).

Les éléments théoriques nécessaires à la compréhension de cette technique sont rappelés dans [Kristic 1995]. La technique du backstepping est une procédure récursive qui permet de construire pas à pas la fonction de Lyapunov et d'obtenir la loi de commande stabilisant le point d'équilibre dans le cas d'une commande point à point, l'origine du système différentiel d'erreur dans le cas du suivi de trajectoire.

Le modèle électropneumatique présenté et retenu classiquement pour la synthèse de commande n'est pas sous la forme triangulaire du fait de l'apparition des deux dernières variables d'état (p_p et p_N) dans l'équation d'état en $\frac{dv}{dt}$. Pour utiliser la technique du backstepping, la première étape consiste à essayer de mettre le modèle du système sous forme triangulaire.

Les différentes étapes permettant de résoudre ce problème sont décrites dans [P7], en posant le changement de variable :

$$\begin{cases} x_1 = y \\ x_2 = v \\ x_3 = S_p(p_p - p_p^e) \\ x_4 = S_N(p_N - p_N^e) \end{cases}$$

le modèle du banc d'essais utilisé pour la comparaison de stratégies de commande peut être mis sous la forme ci-dessous qui n'est toujours pas triangulaire mais permet les premières itérations de la technique du backstepping.

$$\begin{cases} \frac{dx_1}{dt} = x_2 \\ \frac{dx_2}{dt} = \frac{1}{M} [x_3 - x_4 - bx_2 - F_f(x_2)] \\ \frac{dx_3}{dt} = \frac{S_p krT}{V_p(x_1)} \left[\varphi(p_p) - \frac{S_p}{rT} p_p x_2 \right] + \frac{S_p krT}{V_p(x_1)} \psi(p_p, \text{sgn}(u_p)) \times u_p \\ \frac{dx_4}{dt} = \frac{S_N krT}{V_N(x_1)} \left[\varphi(p_N) + \frac{S_N}{rT} p_N x_2 \right] + \frac{S_N krT}{V_N(x_1)} \psi(p_N, \text{sgn}(u_N)) \times u_N \end{cases}$$

Pour synthétiser cette commande par backstepping, nous définissons la variable z_1 représentant l'erreur en position $z_1 = x_1 - x_{1d}$. En utilisant la première équation d'état, la dérivée de z_1 est donnée par $\dot{z}_1 = x_2 - x_{2d}$. Maintenant x_2 est considérée comme une entrée et notre objectif est d'établir un bouclage $x_2 = \alpha(z_1)$ pour stabiliser l'origine $z_1=0$. En posant $x_2 = -c_1 z_1 + x_{2d} = \alpha(z_1, x_{2d})$ avec c_1 une constante positive [s^{-1}], nous obtenons $\dot{z}_1 = -c_1 z_1$. Considérons la fonction de Lyapunov : $V(z_1) = \frac{1}{2} z_1^2$. La dérivée de cette fonction est donnée par $\dot{V}(z_1) = -c_1 z_1^2 < 0$. Définissons la variable d'erreur en vitesse z_2 comme étant la différence entre la variable x_2 et la fonction stabilisante $\alpha(z_1, x_{2d})$ c'est à dire $z_2 = x_2 - \alpha(z_1, x_{2d}) = x_2 - x_{2d} + c_1 z_1$. Nous obtenons alors :

$$\begin{cases} \dot{z}_1 = z_2 - c_1 z_1 \\ \dot{z}_2 = \frac{1}{M} [x_3 - x_4 - b(z_2 - c_1 z_1 + x_{2d}) - F_f(z_2 - c_1 z_1 + x_{2d})] - \dot{x}_{2d} + c_1(z_2 - c_1 z_1) \end{cases}$$

Considérons maintenant la fonction de Lyapunov précédente augmentée par le terme d'erreur z_2 :

$$V(z_1, z_2) = \frac{I}{2} z_1^2 + \frac{I}{2} z_2^2 = V(z_1) + \frac{I}{2} z_2^2$$

La dérivée de cette fonction est donnée par

$$\begin{aligned} \dot{V}(z_1, z_2) &= z_1 \dot{z}_1 + z_2 \dot{z}_2 \\ &= \dot{V}(z_1) + z_2 \left(z_1 + \frac{1}{M} \left[x_3 - x_4 - b(z_2 - c_1 z_1 + x_{2d}) - F_f(z_2 - c_1 z_1 + x_{2d}) \right] \right. \\ &\quad \left. + c_1(z_2 - c_1 z_1) - \dot{x}_{2d} \right) \end{aligned}$$

La technique du backstepping s'applique aux systèmes ayant une structure réursive en cascade de taille croissante "triangulaire inférieure" en allant vers la commande. Or, le modèle n'est toujours pas sous cette forme du fait de l'apparition des deux dernières variables d'état (x_3 et x_4) dans la deuxième équation d'état. Pour continuer la récursivité comme dans le backstepping, nous supposons que ($x_3 - x_4$) est une entrée. Dans ce cas, le choix de:

$$x_3 - x_4 = F_f(z_2 - c_1 z_1 + x_{2d}) - (M - Mc_1^2 + bc_1)z_1 - (Mc_1 + Mc_2 - b)z_2 + bx_{2d} + M\dot{x}_{2d}$$

assure la négativité de la dérivée de la fonction de Lyapunov qui devient :

$$\dot{V}(z_1, z_2) = \dot{V}(z_1) - c_2 z_2^2 = -c_1 z_1^2 - c_2 z_2^2 < 0 \text{ avec } c_2 \text{ une constante positive } [s^{-1}].$$

Il reste à choisir les variables x_3 et x_4 , un choix possible est le suivant avec $\lambda \in \mathfrak{R}$:

$$\begin{aligned} x_3 &= \lambda \left[F_f(z_2 - c_1 z_1 + x_{2d}) - (M - Mc_1^2 + bc_1)z_1 - (Mc_1 + Mc_2 - b)z_2 + bx_{2d} + M\dot{x}_{2d} \right] \\ &= \alpha_1(z_1, z_2, x_{2d}, \dot{x}_{2d}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x_4 &= (\lambda - 1) \left[F_f(z_2 - c_1 z_1 + x_{2d}) - (M - Mc_1^2 + bc_1)z_1 - (Mc_1 + Mc_2 - b)z_2 + bx_{2d} + M\dot{x}_{2d} \right] \\ &= \alpha_2(z_1, z_2, x_{2d}, \dot{x}_{2d}) \end{aligned}$$

Définissons maintenant deux variables d'erreurs :

$$\begin{cases} z_3 = x_3 - \alpha_1(z_1, z_2, x_{2d}, \dot{x}_{2d}) \\ z_4 = x_4 - \alpha_2(z_1, z_2, x_{2d}, \dot{x}_{2d}) \end{cases}$$

Par dérivation des variables d'erreurs z_1 , z_2 , z_3 et z_4 , nous obtenons :

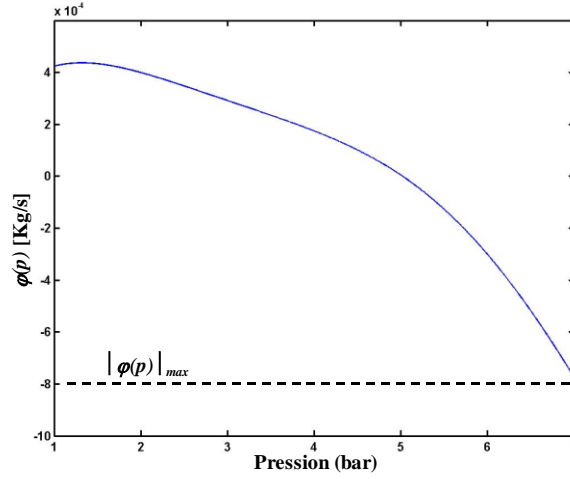
$$\begin{cases} \dot{z}_1 = z_2 - c_1 z_1 \\ \dot{z}_2 = \frac{I}{M} (z_3 - z_4) - z_1 - c_2 z_2 \\ \dot{z}_3 = \dot{x}_3 - \dot{\alpha}_1(z_1, z_2, x_{2d}, \dot{x}_{2d}) \\ \dot{z}_4 = \dot{x}_4 - \dot{\alpha}_2(z_1, z_2, x_{2d}, \dot{x}_{2d}) \end{cases}$$

avec

$$\begin{aligned} \dot{x}_3 &= \frac{S_p k r T}{V_P(x_I)} \left[\varphi(p_P) - \frac{S_p}{r T} p_P x_2 \right] + \frac{S_p k r T}{V_P(x_I)} \psi(p_P, \text{sgn}(u_P)) \times u_P \\ \dot{x}_4 &= \frac{S_N k r T}{V_N(x_I)} \left[\varphi(p_N) + \frac{S_N}{r T} p_N x_2 \right] + \frac{S_N k r T}{V_N(x_I)} \psi(p_N, \text{sgn}(u_N)) \times u_N \end{aligned}$$

La fonction $\varphi(p_p)$ représente le débit de fuite dans le servodistributeur. Cette fonction polynomiale est bornée sur le domaine physique³ (cf. figure suivante).

³ La pression est toujours comprise entre la pression atmosphérique (1 bar) et la pression source (7 bar)



Fonction $\varphi(p)$

Nous avons donc : $\varphi(p) \leq |\varphi(p)|_{\max}$, définissons la fonction de Lyapunov :

$$V(z_1, z_2, z_3, z_4) = V(z_1, z_2) + \frac{1}{2} z_3^2 + \frac{1}{2} z_4^2$$

Le choix de :

$$\left\{ \begin{array}{l} u_P = \frac{\left[\frac{S_p^2 k}{V_P(x_1)} p_P x_2 - \frac{S_p k r T}{V_P(x_1)} |\varphi(p_P)|_{\max} \operatorname{sgn}(z_3) + \dot{\alpha}_1(z_1, z_2, x_{2d}, \dot{x}_{2d}) - \frac{z_2}{M} - c_3 z_3 \right]}{\frac{S_p k r T}{V_P(x_1)} \psi(p_P, \operatorname{sgn}(u_P))} \\ u_N = \frac{\left[-\frac{S_N^2 k}{V_N(x_1)} p_N x_2 - \frac{S_N k r T}{V_N(x_1)} |\varphi(p_N)|_{\max} \operatorname{sgn}(z_4) + \dot{\alpha}_2(z_1, z_2, x_{2d}, \dot{x}_{2d}) + \frac{z_2}{M} - c_4 z_4 \right]}{\frac{S_N k r T}{V_N(x_1)} \psi(p_N, \operatorname{sgn}(u_N))} \end{array} \right.$$

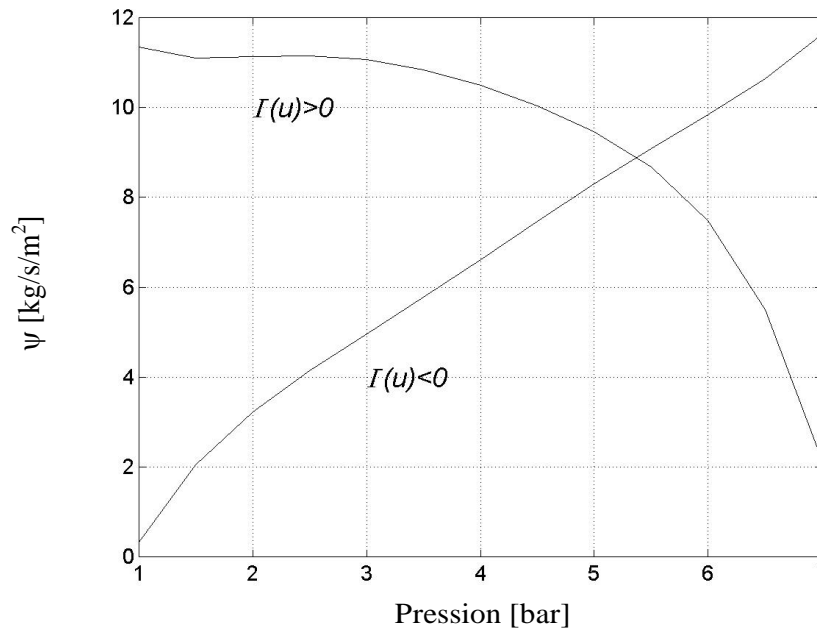
assure la négativité de la dérivée de cette fonction de Lyapunov

$$\dot{V}(z_1, z_2, z_3, z_4) = \dot{V}(z_1, z_2) - c_3 z_3^2 - c_4 z_4^2 - \frac{S_p k r T}{V_P(y)} \left[|\varphi(p_P)|_{\max} |z_3| - \varphi(p_P) z_3 \right] -$$

$$\frac{S_N k r T}{V_N(y)} \left[|\varphi(p_N)|_{\max} |z_4| - \varphi(p_N) z_4 \right] < -c_1 z_1^2 - c_2 z_2^2 - c_3 z_3^2 - c_4 z_4^2 < 0$$

En appliquant ces deux commandes et en utilisant le théorème de LaSalle-Yoshizawa [Yoshizawa 1966], le système bouclé est globalement asymptotiquement stable sur le domaine physique [P7].

Remarque : Malgré la présence de la fonction $\operatorname{sgn}(\cdot)$ dans la lois de commande, il est important de noter que cette équation n'est pas implicite. En effet, la fonction $\psi(p_P, \operatorname{sgn}(u_P))$ est strictement positive (voir figure ci-après):



Fonction $\psi(p, \text{sgn}(u))$.

Le signe de la commande est identique au signe du terme :

$$\left[\frac{S_p^2 k}{V_p(y)} p_P x_2 - \frac{S_p k r T}{V_p(y)} \left(\varphi(p_P) \right)_{\max} \text{sgn}(z_3) + \dot{\alpha}_1(z_1, z_2, x_{2d}, \dot{x}_{2d}) - \frac{z_2}{M} - c_3 z_3 \right]$$

Ce terme est indépendant de la commande. Nous obtenons bien une loi de commande explicite.

Afin de ne pas surcharger ce document en résultats expérimentaux je laisserai le lecteur consulter [Smaoui 2004, P6, P7, C13] pour connaître les résultats quantitatifs obtenus.

3.4.5 Commandes par modes glissants

La commande à structure variable (CSV) qui, par sa nature est une commande non linéaire robuste, est basée sur la commutation de fonctions de variables d'état [Bigot 1963, Utkin 1977] utilisées pour créer une variété ou une surface de glissement. Le but est de forcer la dynamique du système à correspondre avec celle définie par l'équation de la surface. Quand l'état est maintenu sur cette surface, le système se trouve en régime glissant. Sa dynamique est alors insensible aux perturbations extérieures et paramétriques tant que les conditions du régime glissant sont assurées.

Dans la pratique, l'utilisation de cette technique de commande a longtemps été limitée par les oscillations liées aux commutations de la commande qui se répercutent sur les grandeurs asservies. Depuis, de nombreuses solutions ont été proposées permettant de réduire ces oscillations telle que l'augmentation de la fréquence de commutation qui assure une commutation progressive. Bien que cette solution élimine ce phénomène de réticence, elle ne conserve pas la robustesse de cette technique par rapport à certaines classes d'incertitudes. Une autre solution, basée sur la théorie de commande à structure variable qui permet de passer outre ce phénomène, est la commande par modes glissant d'ordre supérieur [Emel'yanov 1986]. Les modes glissants d'ordre supérieur constituent une généralisation du concept des modes glissants d'ordre un, c'est à dire les modes glissants classiques [Levant 1993]. Le principe de cette technique est caractérisé par l'application d'une commande agissant sur les dérivées d'ordre supérieur de la surface de glissement.

La synthèse d'une loi de commande par modes glissants comprend deux phases :

- ✓ la surface de glissement est définie en fonction des objectifs de commande et des performances désirées en boucle fermée,
- ✓ la synthèse de la commande discontinue est effectuée de façon à contraindre les trajectoires d'état du système à atteindre la surface de glissement et ensuite à évoluer dessus en dépit d'incertitudes, de variations paramétriques...

Les travaux sur les modes glissants d'ordre supérieur ont été effectués d'une part lors de la thèse de Mohamed Smaoui [Smaoui 2004] dont je résume ci-après l'approche par modes glissants d'ordre deux, et d'autre part lors de la thèse d'Alexis Girin [Girin 2007] où nous avons étudié en collaboration avec F. Plestan et A. Glumineau de l'IRCCyN, les commandes par modes glissants d'ordre supérieur à trajectoires pré-calculées.

3.4.5.1 Quelques bases sur les modes glissants d'ordre 1

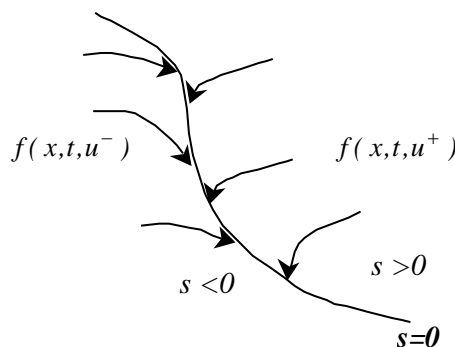
Considérons le système mono-entrée $\dot{x} = f(x, t, u)$ où $x = (x_1, x_2, \dots, x_n) \in D \subset \mathbb{R}^n$ est l'état du système, $u \in U \subset \mathbb{R}$ représente l'entrée, $t \in \mathbb{R}^+$.

Considérons la commande discontinue définie par la relation suivante :

$$u(x, t) = \begin{cases} u^+(x, t) & \text{si } s(x, t) > 0 \\ u^-(x, t) & \text{si } s(x, t) < 0 \end{cases}$$

où $u^+(x, t)$ et $u^-(x, t)$ sont des fonctions continues et $s(x, t)$ une surface continue qui divise l'espace en deux parties disjointes $s(x, t) > 0$ et $s(x, t) < 0$.

Les trajectoires du vecteur d'état suivent la surface de discontinuité si, dans le voisinage de cette surface, les vecteurs surfaces $f(x, t, u^+)$ et $f(x, t, u^-)$ sont pointés l'un vers l'autre, c'est à dire en direction de la surface. Dans ce cas, on dit que la surface est attractive des deux côtés (cf. figure suivante)



Comportement en dehors de la surface de glissement

Dans ces conditions, quel que soit l'état initial du système, le point représentatif de l'état rejoint forcément la surface $s=0$ qu'il ne peut alors plus quitter. Il apparaît ce qu'on appelle le mode glissant. La surface de commutation $s=0$ est la surface de glissement et la dynamique du système sur cette surface est donnée par l'équation du mode glissant.

La synthèse de la commande s'effectue généralement en deux temps par le choix de la surface de commutation $s(x, t)=0$, fixant la dynamique de glissement, puis on recherche une commande discontinue $u(x, t)$ qui rend cette surface attractive et assure ainsi l'apparition du mode glissant.

Cette commande par modes glissants est appliquée à une classe particulière de systèmes : les systèmes non linéaires affines en la commande de la forme $\dot{x} = f(x, t) + g(x, t)u$

Des conditions suffisantes garantissent l'existence d'un régime glissant. La surface de glissement doit être attractive. Pour garantir l'attractivité de la surface de glissement $s(x, t)=0$, il faut trouver une fonction de Lyapunov V définie positive dont la dérivée par rapport au temps le long des trajectoires du système en boucle fermée est définie négative [Utkin 1992]. Cette fonction de Lyapunov V sera déterminée à partir de la surface de glissement du système. Elle est généralement définie par $V = \frac{1}{2} s^2$. La condition suffisante pour l'apparition des modes glissants est de satisfaire la stricte négativité de la

dérivée de la fonction de Lyapunov, autrement dit $\dot{s} < 0$. Cette condition est appelée condition d'attractivité.

La synthèse d'une commande par modes glissants pour les systèmes affines en la commande peut être effectuée par la méthode dite de la commande équivalente. Elle consiste à admettre qu'en modes glissants tout se passe comme si le système était piloté par une commande dite commande équivalente [Utkin 1992]. Cette commande est définie comme étant la commande qui rend la surface s invariante dans le temps, autrement dit :

$$\begin{cases} s = 0 \\ \dot{s} = \frac{\partial s}{\partial x} [f(x, t) + g(x, t)u_{eq}] + \frac{\partial s}{\partial t} = 0 \end{cases}$$

u_{eq} est appelé commande équivalente et possède la solution suivante :

$$u_{eq} = -\left(\frac{\partial s}{\partial x} g(x, t)\right)^{-1} \left(\frac{\partial s}{\partial x} f(x, t) + \frac{\partial s}{\partial t}\right)$$

ceci étant conditionné par la non nullité du terme $\left(\frac{\partial s}{\partial x} g(x, t)\right)$.

La loi de commande consiste le plus souvent en une partie continue qui s'avère être la commande équivalente. L'autre partie discontinue assure la convergence vers la surface de glissement. Une loi de commande pour les systèmes affines en la commande peut être obtenue sous la forme :

$$u = u_{eq} - W \left(\frac{\partial s}{\partial x} g(x, t)\right)^{-1} \text{sgn}(s) \quad \text{où } W \text{ est une constante positive.}$$

Dans ce cas, on peut assurer la condition d'attractivité.

Dans le cas des systèmes non linéaires affines en la commande incertains décrit par :

$$\dot{x} = f(x, t) + g(x, t)u + \delta(x, t) \quad \text{où } \delta(x, t) \text{ est un terme incertain.}$$

Pour que la commande ci-dessus reste valable, il faut que la surface $s = 0$ soit attractive sur tout le domaine. Autrement dit, il suffit que la condition de l'attractivité $\dot{s} < 0$ soit maintenue. La dynamique de la surface obtenue en dérivant s le long des trajectoires du système est donnée par :

$$\dot{s} = \frac{\partial s}{\partial x} \{f(x, t) + g(x, t)u + \delta(x, t)\} + \frac{\partial s}{\partial t}$$

En remplaçant la commande u par sa valeur définie ci-dessus on obtient :

$$\dot{s} = \frac{\partial s}{\partial x} f(x, t) - \left(\frac{\partial s}{\partial x} g(x, t)\right) \left(\frac{\partial s}{\partial x} g(x, t)\right)^{-1} \left(\frac{\partial s}{\partial x} f(x, t) + \frac{\partial s}{\partial t} + W \text{sgn}(s)\right) + \frac{\partial s}{\partial t} + \left(\frac{\partial s}{\partial x} \delta(x, t)\right)$$

$$\dot{s} = -W \text{sign}(s) + \left(\frac{\partial s}{\partial x} \delta(x, t)\right)$$

Dans ce cas, la condition d'attractivité se traduit par :

$$W > \sup \left(\left| \frac{\partial s}{\partial x} \delta(x, t) \right| \right)$$

La surface de glissement peut être une expression linéaire ou non linéaire [Slotine 1991]. En suivi de trajectoire, la surface est choisie de façon à garantir la stabilité du point d'équilibre $\tilde{x} = 0$ (\tilde{x} représente l'erreur d'état). Le choix de la surface doit assurer la stabilité du système en boucle fermée. La surface de glissement s est choisie avec un degré relatif égal à un. Ainsi la commande apparaît explicitement dans la dérivée de la surface de glissement. Un cas simple consiste à prendre la surface linéaire suivante :

$$s(\tilde{x}) = \sum_{i=1}^n c_{i-1} \tilde{x}_i$$

Ainsi, dans le cas où le système est écrit dans la forme normale :

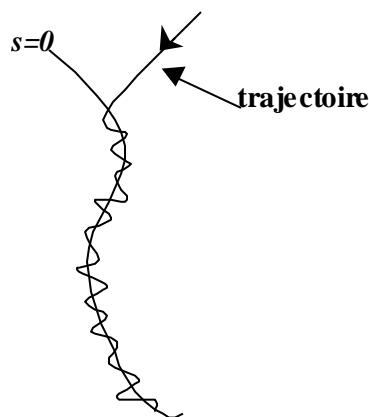
$$\begin{cases} \tilde{x}_i = \tilde{x}_{i+1} & (i=1 \dots n-2) \\ \tilde{x}_{n-1} = \tilde{x}_n = -\frac{1}{c_{n-1}} \sum_{i=1}^{n-1} c_{i-1} \tilde{x}_i + s(\tilde{x}) \end{cases}$$

Il suffit que le vecteur $C = [c_0, c_1, \dots, c_{n-1}]$ engendre un polynôme Hurwitz pour que le mode glissant soit asymptotiquement stable. Dans ce contexte polynomial, la surface “dite de Slotine” est très pratique d’utilisation [Slotine 1991]. En effet, le polynôme caractéristique a été choisi par Slotine comme ayant des pôles réels négatifs multiples. La surface s’écrit :

$$s = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right)^{n-1} \tilde{x}_1 \quad \text{avec } \lambda \text{ un coefficient homogène à une pulsation.}$$

Cette surface est d’usage très pratique car d’une part, elle minimise le nombre de paramètres de synthèse de la surface (un seul coefficient) et d’autre part, elle assure une dynamique de glissement linéaire avec des pôles uniquement réels.

Le principal inconvénient des modes glissants classiques est connu sous le terme de réticence, de broutement ou de chattering. En pratique, un mode de glissement idéal n’est jamais obtenu car pour ce faire, il faudrait que la commande puisse commuter à fréquence infinie. Il n’existe aucun organe de commutation pouvant réaliser cette opération (en effet cet organe devrait délivrer une énergie infinie). De par la présence d’imperfections de l’organe de commutation, le caractère discontinu entraîne l’apparition de ce phénomène de réticence (cf. figure ci-dessous).



Mode glissant avec réticence

La réticence est donc une conséquence naturelle du comportement dynamique réel de l’ensemble actionneur-système à commander. La dynamique résultante est alors donnée par la superposition de deux mouvements : un mouvement lent le long de la surface $s(x,t)=0$, un mouvement rapide transverse à cette dernière.

En pratique, nous cherchons à limiter les commutations persistantes de la commande qui peuvent provoquer une détérioration anticipée de l’organe de commande ou qui pourrait exciter des dynamiques hautes fréquences non modélisées. Pour éviter de trop exciter le système, la fonction $\text{sgn}(\cdot)$ est remplacée par une fonction lisse qui assure une commutation progressive.

Parmi les fonctions utilisées, nous citerons la fonction saturation [Slotine 1991], qui consiste en la substitution de la commutation par la droite de pente $1/\varepsilon$ à l’intérieur d’une zone frontière de la surface de discontinuité appelée couche limite. Bien que cela permette d’atténuer le phénomène de réticence, la précision par rapport à l’objectif fixé, la robustesse de la commande et le temps de réponse s’en trouvent dépréciés. Une autre solution, basée sur la théorie de commande à structure variable qui permet de passer outre ce phénomène, est la commande par modes glissants d’ordre supérieur.

3.4.5.2 Généralités sur les modes glissants d’ordre supérieur

Considérons un système non linéaire dont la dynamique est décrite par le système différentiel suivant :

$$\begin{aligned} \dot{x} &= f(x, t) + g(x, t)u \\ s &= s(t, x) \end{aligned} \quad \text{où } x = (x_1, x_2, \dots, x_n) \in D \subset \mathfrak{R}^n \text{ est l'état du système, } u \in U \subset \mathfrak{R}$$

représente l'entrée, $t \in \mathfrak{R}^+$. f est une fonction supposée suffisamment différentiable.

L'ensemble de glissement d'ordre r par rapport à la surface de glissement s est défini par :

$$S_r = \left\{ x \in \mathcal{X} : s = \dot{s} = \dots = s^{(r-1)} = 0 \right\}$$

Nous définissons de cette manière un système augmenté algébro-différentiel de dimension $n - r$.

Définition 1

Soit S_r l'ensemble de glissement d'ordre r , considéré non vide, et supposons qu'il définit localement un ensemble intégral au sens de Filippov. Alors, la dynamique satisfaisant $S_r = \left\{ x \in \mathcal{X} : s = \dot{s} = \dots = s^{(r-1)} = 0 \right\}$ est appelée *mode glissant d'ordre r* par rapport à la surface de glissement s .

Définition 2

On dit que la loi de commande u est un *algorithme glissant idéal d'ordre r* par rapport à S_r si elle génère un mode glissant d'ordre r sur S_r , c'est à dire $s = \dot{s} = \dots = s^{(r-1)} = 0$

On peut considérer qu'en régime glissant le système est régi par la dynamique équivalente (comme pour un mode glissant classique) $\dot{x} = f(x, t) + g(x, t)u_{eq}$

où u_{eq} est la commande équivalente obtenue en résolvant l'équation, supposée avoir une solution unique, et pour une surface de glissement s de degré relatif égal à $p \leq r$

$$s^{(p)}(t, x, u_{eq}) = 0$$

Dans la définition 2, il est supposé que l'ensemble de glissement d'ordre r est exactement atteint. Toutefois, ce n'est pas le cas en pratique, le régime glissant ne prend place que dans un proche voisinage de la surface considérée. Ce comportement est qualifié de régime glissant réel. Le cas idéal, quant à lui, doit être interprété comme les trajectoires limites lorsque les imperfections deviennent inexistantes et lorsque la fréquence de commutation tend vers l'infini. Un algorithme de commande réel d'ordre r sur la surface $s = 0$ est défini comme suit.

Définition 3

Soit une fonction γ telle que $\gamma(\varepsilon) \rightarrow 0$ quand $\varepsilon \rightarrow 0$. Un *algorithme de commande réel* sur la surface $s = 0$ est dit d'ordre r par rapport à $\gamma(\varepsilon)$ si pour tout ensemble local de conditions initiales, il existe un temps t_1 et une constante $C > 0$ tels que, $\forall t > t_1$, on a : $|s| \leq C|\gamma(\varepsilon)|^r$

La définition suivante est une extension aux algorithmes concernant des lois de commandes discontinues et ayant des fréquences de commutations bornées [Levant 1993], [Fridman 2002].

Définition 4

Soit un algorithme, dépendant d'un paramètre ε , générant un régime glissant sur la surface S , et dont l'action est continue par morceau par rapport au temps avec des intervalles de continuité pas plus petits que $\tau(\varepsilon) > 0$, où $\tau(\varepsilon) \rightarrow 0$ quand $\varepsilon \rightarrow 0$. Si cet algorithme est d'ordre r par rapport à τ , on dit alors que c'est un *algorithme par modes glissant réel d'ordre r* par rapport à la surface S .

Supposons que la $r^{\text{ième}}$ dérivée $s^{(r)}$ par rapport au temps de s soit bornée. Alors il existe des constantes toutes positives c_1, \dots, c_{r-1} telles que, en régime établi, on a :

$$\begin{aligned} |\dot{s}| &\leq c_1 \tau^{r-1} \\ |\ddot{s}| &\leq c_2 \tau^{r-2} \\ &\vdots \\ |s^{(r-1)}| &\leq c_{r-1} \tau \end{aligned}$$

Il reste qu'un algorithme d'ordre r permettra, si la méthode d'intégration est à pas variable majoré par τ , d'obtenir la précision de convergence suivante [Floquet 2000]:

$$\begin{aligned} |s| &= O(\tau^r) \\ |\dot{s}| &= O(\tau^{r-1}) \\ &\vdots \\ |s^{(r-1)}| &= O(\tau) \end{aligned}$$

On dit alors qu'on a un régime glissant réel d'ordre r par rapport à s .

Le développement précédent indique que, pour un mode glissant classique (mode glissant d'ordre un), la précision de la convergence est de l'ordre de τ alors qu'elle est de l'ordre de τ^r pour un mode glissant d'ordre r .

3.4.5.3 Exemple : modes glissants d'ordre deux

Comme il l'a été rappelé dans l'introduction du paragraphe 3.4.1, le problème majeur de l'implantation d'un algorithme de modes glissants d'ordres supérieur est que le nombre d'informations nécessaires augmente régulièrement avec l'ordre de ce régime glissant. Autrement dit, si on utilise un algorithme de glissement d'ordre deux, on a besoin de la connaissance de s et \dot{s} . La connaissance de s , \dot{s} et \ddot{s} est nécessaire pour un algorithme de glissement d'ordre trois. D'une façon générale, si on utilise un algorithme de glissement d'ordre r , on a besoin de la connaissance de s et $\dot{s} \dots s^{(r-1)}$.

Le but est de générer un régime glissant d'ordre deux sur une surface choisie $s=0$, et plus précisément d'obtenir en temps fini : $s = \dot{s} = 0$.

Considérons l'opérateur suivant [Levant 1993]:

$$L_u \kappa(t, x, u) = \frac{\partial \kappa}{\partial t}(t, x, u) + \frac{\partial \kappa}{\partial x}(t, x, u)(f(x, t) + g(x, t)u)$$

qui représente la dérivée de la fonction différentiable κ par rapport au temps le long de $\dot{x} = f(x, t) + g(x, t)u$ et pour une entrée u constante.
 $s = s(t, x)$

Dans le cas où le système est de degré relatif un par rapport à la surface de glissement s , la dérivée seconde de cette fonction s'écrit de la manière suivante :

$$\ddot{s} = L_u L_u s(x, t) + \frac{\partial \dot{s}}{\partial u} \dot{u}$$

- Dans ce cas, \dot{u} est considérée comme la nouvelle entrée de commande. Supposons qu'il existe des constantes positives s_0 , K_M , K_m [Levant 1993], telles que, si $|s(t, x)| < s_0$,

$$0 < K_m \leq \left| \frac{\partial \dot{s}}{\partial u} \right| \leq K_M$$

L'ensemble $\varphi = \{t, x : |s(t, x)| < s_0\}$ est appelé région de linéarité. A l'intérieur de cette région, on suppose qu'il existe une constante C_0 telle que $|L_u L_u s(x, t)| < C_0$

Ces conditions impliquent que la dérivée seconde de s est uniformément bornée dans un certain domaine pour l'entrée considérée.

Si $\frac{\partial \dot{s}}{\partial u}$ est non nulle, il existe une fonction $u_{eq}(x, t)$ satisfaisant la relation $\ddot{s} = 0$ et qui peut être considéré comme la commande équivalente assurant l'invariance de la surface $\{s = \dot{s} = 0\}$.

- Supposons maintenant que le système est de degré relatif deux par rapport à la fonction s . Par dérivations successives, on obtient $\ddot{s} = \alpha(x, t) + \beta(x, t)u$

Les hypothèses précédemment énoncées peuvent être transposées au cas présent, i.e. $\alpha(x, t)$ et $\beta(x, t)$ sont des fonctions bornées comme suit à l'intérieur de la région de linéarité φ :

$$0 < K_m \leq \beta(x, t) \leq K_M$$

$$|\alpha(x, t)| < C_0$$

Notons v l'entrée du système si le système est de degré relatif deux par rapport à la fonction s ou sa dérivée si le système est de degré relatif un par rapport à s . Dans ce cas toute solution de $\ddot{s} = L_u L_u s(x, t) + \frac{\partial \dot{s}}{\partial u} \dot{u}$ ou $\ddot{s} = \alpha(x, t) + \beta(x, t)u$ doit satisfaire la relation suivante :

$$\ddot{s} \in \{[-C_0, C_0] + [K_m, K_M]v\}$$

Il existe une multitude d'algorithmes qui engendrent la convergence de s et \dot{s} vers zéro. Le principal algorithme du second ordre est l'algorithme du twisting [Levant 1993], [Fridman 2002]. Cet algorithme est caractérisé par deux paramètres de réglages seulement. L'algorithme du super twisting est un algorithme très particulier [Levant 1993]. Malgré qu'il soit un algorithme d'ordre deux, il ne requiert que l'information sur s . La convergence de ces deux algorithmes est assurée par une progression géométrique. Un algorithme présenté dans [Levant 1993] et [Fridman 2002] dont la convergence est prédéfinie a également été étudié, une synthèse et une comparaison de ces algorithmes a été effectuée dans la thèse de [Smaoui 2004].

Pour le lecteur qui désire avoir plus de détails sur la synthèse de lois de commandes et plus d'informations sur les résultats expérimentaux obtenus dans le cadre de la commande d'axes électropneumatiques les références [Smaoui 2004, Girin 2007, P4, P7, P10, P12] présentent ces résultats.

Chapitre 4 : Conclusions et Perspectives

4.1 Bilan général

Le développement de mes activités de recherche lors de cette dernière décennie m'a permis de lier les aspects méthodologiques et appliqués lors des différents travaux que j'ai d'encadrés. Ces travaux ont été effectués dans le cadre de différents contrats institutionnels et industriels. Le fil conducteur de ma recherche est de mener conjointement des activités amont de recherche sur la commande avancée en étudiant différentes techniques de commandes linéaires ou non, robustes ou non tout en ayant à l'esprit une application ou un domaine d'application où ces techniques peuvent être employées. Ceci demande un savoir faire technologique que je qualifie de savoir faire en conception des systèmes mécatroniques. Ce terme ne se veut pas prétentieux dans ce bilan. Il montre l'importance qu'à ou doit avoir l'automaticien en terme de conception. En effet, son rôle n'est pas, comme on le voit parfois, de pouvoir améliorer les performances d'un système qui a été conçu par une équipe de mécaniciens, électriciens, électroniciens, hydrauliciens par exemple, mais il s'agit pour l'automaticien de travailler dès le début du projet avec l'équipe. L'automaticien devra intervenir sur les choix technologiques qui permettront de résoudre des problèmes de stabilité, de commandabilité, d'observabilité et de sécurité. Ainsi, un emplacement astucieux des actionneurs fixera l'indice caractéristique d'une sortie. Un dimensionnement adéquat d'un réducteur fixera la bande passante du système en boucle ouverte. Un choix judicieux du positionnement des capteurs permettra de reconstruire des informations et donc de développer des capteurs logiciels utiles à la synthèse de lois de commande mais également aux objectifs de supervision.

Un exemple convainquant [P2] concerne le choix des modulateurs de puissance qui peuvent piloter un axe électrohydraulique ou électropneumatique. En effet, l'hydraulicien pour des raisons d'encombrement, de symétrie, de poids conseillera fortement une solution avec un servodistributeur 5/2 ou 5/3. On peut le voir dans de nombreuses applications industrielles dans le domaine du transport terrestre ou aérien. L'automaticien, quand à lui, si il veut augmenter les performances des systèmes en boucle fermée et développer des lois de commandes efficaces sur un grand domaine de fonctionnement sera confronté à des problèmes de stabilité (stabilité de dynamique résiduelle non résolus à ce jour en électropneumatique) s'il retient la solution proposée. Par contre, un choix judicieux de l'architecture matérielle (deux servodistributeurs 3/2) lui permettra d'une part de résoudre ce problème de stabilité (par une solution très efficace car il est possible dans ce cas de démontrer la stabilité exponentielle globale du point d'équilibre du système) et d'autre part, en rajoutant un degré de liberté au système, de pouvoir tout en gardant les mêmes performances de suivi de trajectoire de position, vitesse ou accélération de suivre un objectif supplémentaire. Il peut être défini en terme énergétique, en terme de *compliance* qui est une des caractéristiques essentielle de ces systèmes électropneumatiques. Plus encore, une solution avec deux servodistributeurs 5/2 permet d'envisager un fonctionnement en mode dégradé. En effet, en cas de panne d'un des deux modulateurs de puissance, il est possible de piloter le système pour maintenir des performances en asservissement de position avec le servodistributeur restant et une loi de commande monodimensionnelle.

Conjointement aux techniques de commandes étudiées, j'ai pu développer des systèmes mécatroniques mettant en exergue les performances des asservissements étudiés. L'objectif de mes recherches n'est pas de plébisciter une stratégie de commande, mais de conseiller, pour une application donnée, une stratégie de conception et de commande adaptée au cahier des charges. Ainsi, différents benchmarks ont été établis pour tester différentes stratégies de commandes. Ils ont permis et permettent au laboratoire Ampère d'être connu et reconnu pour ses compétences en terme de conception, dimensionnement, modélisation, simulation et commande des systèmes à fluide sous pression dénommés systèmes Fluid Power. J'espère avoir démontré dans ce rapport que ma contribution participe à cette action.

Le développement de lois de commandes dites avancées ne peut se faire sans la connaissance de modèles physiques. Ainsi, ma démarche repose sur un développement conjoint des modèles de commandes issus des modèles de simulations développés dans la littérature internationale. Mes

contributions, en terme de modélisation et analyse des systèmes à fluide sous pression ont permis de comprendre un problème néfaste sur les axes électropneumatiques. Ce problème est connu sous le nom de redécollage [P3]. Cette étude a nécessité dans un premier temps la mise en place de modèle fin de frottements secs qui sont, à ce jour, utilisés en simulation. Dans un second temps, d'analyser dans le plan des efforts (effort de pression dans chaque chambre de l'actionneur) les trajectoires des positions de la masse mobile pour mettre en évidence des notions d'équilibre partiels : équilibre mécanique, équilibre pneumatique. A ce jour complétés par la notion d'équilibre thermique leur combinaison pouvant être la cause du phénomène de redécollage. Cette analyse effectuée, des solutions sont actuellement étudiées au laboratoire Ampère dans le cadre de la thèse de Karima Turki.

Je finirai ce bilan en citant les différentes applications sur lesquelles j'ai ou je travaille. Leurs diversités m'ont permis de collaborer avec de nombreuses personnes. Ces collaborations ont été riches sur le plan scientifique d'une part et sur le plan humain d'autre part. Certaines de ces collaborations n'ont pas été détaillées dans ce rapport mais ont pour moi eu une importance significative pour que je les cite. Une liste exhaustive serait pénible pour le lecteur de ce document c'est pourquoi je n'en retiendrai que 7, correspondant aux 7 doctorants que j'ai eu l'honneur et le bonheur de co-encadrer et sans qui, bien évidemment, je n'aurais pu effectuer cette synthèse. Par ordre chronologique :

✓ de 2001 à 2004 : dans le cadre des travaux de thèse de Mohamed Smaoui co-dirigés avec Daniel Thomasset nous avons travaillé pour la première fois sur des techniques de backstepping appliquées aux systèmes électropneumatiques. La première difficulté a consisté à établir un modèle ayant une structure récursive en cascade de taille croissante "triangulaire inférieure" en allant vers la commande. Cette étude a été complétée par des commandes par modes glissants d'ordre supérieur qui nous a fait découvrir l'algorithme du super twisting, qui détourné de ces objectifs de commande a permis de mettre au point un différentiateur robuste très efficace pour résoudre des problèmes de double dérivation numérique.

✓ de 2003 à 2006 : dans le cadre des travaux de thèse de Osama Olaby co-dirigés avec Tanneguy Redarce nous avons développé un simulateur d'accouchement pour l'aide à l'apprentissage et à l'évaluation de gestes obstétricaux. La collaboration avec le docteur Olivier Dupuis aujourd'hui Professeur aux Hospices Civils de Lyon à l'hôpital Lyon Sud, nous a permis de traduire ses exigences médicales en terme de cahier des charges pour développer un système électropneumatique automatisé. La mise au point de procédures d'accouchement a été utile pour simuler de nombreux accouchements eutociques ou non. Ce projet perdure. Depuis un premier prototype développé au laboratoire Ampère est utilisé en formation par les internes du service du docteur Dupuis. Une société est en projet pour développer et commercialiser ce système issu de notre laboratoire.

✓ de 2004 à 2007 : dans le cadre des travaux de thèse de Alexis Girin co-encadrés avec Alain Glumineau et Franck Plestan (de l'IRCCyN : Institut de Recherche en Communications et Cybernétique de Nantes UMR 6597) nous avons développé des lois de commandes par modes glissants supérieurs et un banc de test électropneumatique pour le positionnement de gouverne d'objets volants. Cette étude de faisabilité a montré l'adéquation de ces stratégies de commandes non linéaires robustes avec le cahier des charges. Résultats obtenus grâce à la collaboration avec la DGA (Délégation Générale pour l'Armement) via le LRBA (Laboratoire de Recherches Balistiques et Aérodynamiques) représenté par Christian Dubreil, Laurent Burlion, Eva Crück, Yann Rivey du LRBA (Laboratoire de Recherches Balistiques et Aérodynamiques), avec MBDA (Groupe EADS) via Rinaldo Rossi et Denis Lambert.

✓ de 2005 à 2008 : dans le cadre des travaux de thèse de Sylvain Renard co-dirigés avec Daniel Thomasset et Eric Bideaux en collaboration avec Volvo Powertrain représenté par Mathieu Rault, Patrick Lager, Raphaël Aranda sur la thématique d'hybridation thermique-électrique des véhicules poids lourds ou urbains (bennes à ordures ménagères). Nous avons participé au développement d'une plateforme de simulation HIL (Hardware In the Loop). Ces travaux effectués dans le cadre d'une thèse CIFRE s'intégraient au projet du premier

véhicule industriel hybride (moteur thermique / moteur électrique) européen. Cette plateforme HIL permet aujourd'hui de vérifier la conformité d'une part des calculateurs seuls et d'autre part de l'ensemble des calculateurs pilotant le groupe motopropulseur hybride des véhicules industriels de Volvo Powertrain.

✓ de 2006 à 2009 : dans le cadre des travaux de thèse de Mohamed Trabelsi co-dirigés avec Jean-Marie Retif et Xuefang Lin Shi nous avons étudié des techniques de commandes dites prédictives sur des systèmes dynamiques hybrides. Les applications étudiées étaient dans le domaine de l'électronique de puissance. Les commandes développées ont permis de répartir la tension totale sur les cellules de commutations et de limiter les contraintes en tensions subies par les composants semi-conducteurs. Ces stratégies de commandes devraient être adaptées dans le domaine du Fluid Power comme je le présente dans les perspectives.

✓ depuis 2007 : dans le cadre des travaux de thèse de Lilia Sidhom que je co-dirige avec Daniel Thomasset nous cherchons à étendre nos compétences acquises dans le domaine des systèmes électropneumatiques aux systèmes électrohydrauliques. Nos travaux, initiés pour la modélisation d'un système électrohydraulique hautes performances, étape nécessaire pour pouvoir synthétiser des stratégies de commandes avancées comme le backstepping, la commande par modes glissants d'ordre supérieur et la commande adaptative robuste. Une étude plus approfondie des techniques de différentiations robustes en temps réel est également en cours de développement. Cet algorithme est aujourd'hui étudié dans le cadre de problèmes liés au traitement d'image et au traitement de vidéo.

✓ depuis 2009 : dans le cadre des travaux de thèse de Cédric Chapuis co-dirigés avec Eric Bideaux en collaboration avec le groupe Renault représenté par Nicolas Romani et Richard Pottin de la DREAM (Direction de la Recherche des Etudes Avancées et des Matériaux) notre objectif est de développer une architecture "actionneur / algorithme de répartition de couple (avant-arrière)" en vue de fonctionnalités nouvelles : prise en compte du profil de la route, réduction de la consommation électrique de l'actionneur, contrôle en lacet du véhicule, réduction des à-coups moteur... A ce jour les premiers travaux concernent la modélisation des différentes structures existantes. De ce bilan, des solutions pourraient être retenues selon des critères liés à la platitude des systèmes étudiés.

Après cette description des actions de recherche passées, voici venu le moment d'écrire les actions futures. Tâche délicate où il s'agit d'émettre des souhaits scientifiques concernant des axes de recherche que l'on souhaiterait développer. Ceci dans un cadre de recherche de plus en plus contraint par des projets à court terme. En effet, si j'en ai peu fait mention dans ce document, il est évident que les actions de recherche que nous menons sont très souvent guidées par les opportunités de travail issues de collaborations et de réponses à des appels d'offre de plus en plus nombreux. Si la recherche sur projets, financée par l'ANR, la FRAE ou par d'autres organismes institutionnels ou privés, a apporté une masse de crédits inconnue jusqu'à présent dans les laboratoires, elle présente cependant deux inconvénients majeurs : les projets sont des recherches à court ou moyen terme et les crédits sont ciblés, si bien que très peu de latitude est possible aujourd'hui pour engager des recherches exploratoires à plus long terme. C'est donc réellement une nouvelle stratégie d'innovation scientifique qu'il nous faut mettre en place. Preuve en est le seul chiffre pour notre laboratoire (chiffre que nous retrouvons dans beaucoup d'autres laboratoires de recherche) concernant la part des crédits sur projets qui représentait en 2008, 94 % du total des crédits (calculés hors salaire de personnel de la fonction publique) et 95% en 2009.

Cette politique de recherche a guidé le plan de la section suivante J'ai fait le choix de développer d'une part mes implications dans la vie du laboratoire Ampère et d'autre part mes perspectives qui concernent des travaux sur lesquels je me suis engagé. Je les complète par des perspectives à moyen et long terme.

4.2 Perspectives

4.2.1 Responsabilités scientifiques et administratives

Parmi les différentes responsabilités scientifiques et administratives en terme d'enseignement et de recherche, je ne citerai ici que mon implication au niveau du laboratoire Ampère.

Responsable de l'équipe Commande depuis la création du laboratoire Ampère, j'ai participé dernièrement à la définition d'une restructuration qui sera effective à partir du 1^{er} janvier 2011. Celle-ci a été présentée lors de l'évaluation par l'AERES (Agence d'Evaluation de la Recherche et de l'Enseignement Supérieur) du laboratoire Ampère en janvier 2010. Ainsi, pour répondre aux enjeux majeurs des années à venir et à nos ambitions en terme de projets scientifiques, nous avons décidé la restructuration du laboratoire en Départements et Groupes de recherche (cf. figure ci-dessous). Les **départements** définissent les thématiques de recherche du laboratoire. Les travaux du laboratoire sont conduits par les **groupes de recherche** qui sont essentiellement disciplinaires. Chaque groupe participe à un département du laboratoire. Les recherches disciplinaires, c'est à dire la science de base, sont faites au sein des groupes. Les recherches transversales sont faites au sein des départements ou entre départements. Si l'inconvénient majeur de cette nouvelle structuration est l'ajout d'une strate supplémentaire, les plus-values apportées par une telle structuration sont nombreuses :

- ✓ Les activités deviennent très lisibles en mettant en évidence les recherches disciplinaires au sein des groupes et les recherches transversales réalisées au sein des départements.
- ✓ Cette nouvelle structuration offre un cadre naturel à la pluridisciplinarité.
- ✓ La question de la frontière entre groupes d'un même département devient moins primordiale que s'il n'y avait que des équipes. Ces groupes appartenant au même département.
- ✓ La direction du laboratoire est resserrée. Le Comité de Direction n'est composé que des responsables de site et des responsables de départements.
- ✓ Il est très aisé de faire évoluer des groupes sans changer la structure. Celle-ci s'en trouve donc pérennisée.

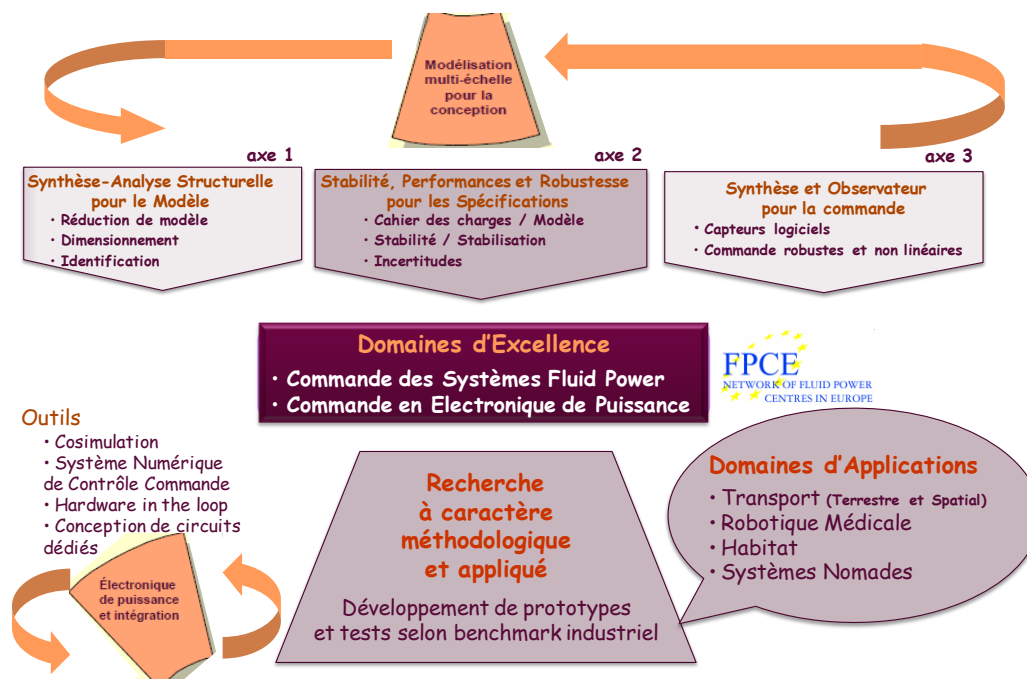


Nouvelle structure du laboratoire Ampère : 3 départements et 7 groupes

Dans cette nouvelle structure l'équipe Commande dont je suis le responsable se trouve dans le groupe Automatique Commande et Mécatronique (ACM) du département Méthodes pour l'ingénierie

des systèmes (MIS) du Laboratoire Ampère. Je serai officiellement responsable de ce groupe à partir du 1^{er} janvier 2011. Ce groupe, plus important que l'équipe Commande (environ 25% de personnel permanent en plus), a pour objectif général le développement d'outils méthodologiques pour l'analyse et la commande de systèmes dynamiques complexes en vue de leur transfert et de leur adaptation aux systèmes mécatroniques. Le groupe est structuré en trois axes à caractères fondamentaux en interaction forte avec les systèmes mécatroniques étudiés et leurs domaines d'applications (cf. figure ci-dessous). Le groupe développe des méthodes et des outils liés à l'Automatique pour la conception et la commande des systèmes mécatroniques dans le cadre du transport, de la robotique médicale, des systèmes nomades, de l'aéronautique, de l'aérospatial et de l'habitat. Ces nombreux champs d'applications variés et complexes ont dans notre cadre d'étude un socle commun qui repose sur les compétences du groupe dans le domaine de l'Automatique, des systèmes Fluid Power et des systèmes Mécatroniques thèmes si importants pour moi lors de ces dix dernières années de recherche.

Au 1^{er} avril 2010 ce groupe comportait (virtuellement car nous avons commencé notre transition vers cette nouvelle structuration suite aux encouragements de l'AERES) 44 personnes : 5 professeurs d'université, 7 maîtres de conférences, 1 ingénieur de recherche, 4 post-doctorants, 21 doctorants et 6 étudiants de master.



Présentation du groupe Automatique Commande et Mécatronique

4.2.2 Recherche méthodologique et appliquée

J'ai fait le choix de développer sous forme de projets mes perspectives de recherche auxquelles je crois. Voici la liste des 7 projets retenus pour présenter cette perspective et dont le leitmotiv concerne la commande de système mécatronique à fluide sous pression. Ce titre n'a rien d'original en terme de perspective. Il reprend le titre de ce mémoire. Par contre, les aspects théoriques seront abordés et les applications me semblent correspondre à de véritables défis scientifiques dans des domaines parfois originaux ou mes compétences en terme de commande d'une part et de système à fluide sous pression d'autre part pourront, je l'espère, répondre à certains des objectifs décrits dans la suite de ce document :

- ✓ Le simulateur d'accouchement "BirthSIM"
- ✓ Le stimulateur électropneumatique pour la réalisation de potentiels évoqués : Pulse air
- ✓ Commande et système hydraulique à huile
- ✓ Commande et système à hélium sous pression
- ✓ Commande et système pneumatique rapide
- ✓ Commande et système hydraulique à eau
- ✓ Commande de système multi-énergies

Parmi les développements scientifiques effectués ces dernières années, il me semble que deux projets sont aujourd'hui arrivés à maturité pour être transférés et développés sur le plan industriel. L'avenir dira si mes compétences et savoir sur ces deux sujets aideront au développement de ces produits voire de la (ou des) sociétés qui seraient amenés à ce qui pour moi, serait l'aboutissement de ces deux sujets de recherche. Le premier concerne le simulateur d'accouchement déjà mentionné dans ce rapport et sur lequel j'aimerais évoquer quelques perspectives. Le second concerne un projet non cité et beaucoup plus récent, il concerne les potentiels évoqués chez l'homme stimulé par un système électropneumatique.

Les perspectives des recherches que je propose concernent d'un point de vue général la volonté de développer des recherches méthodologiques et appliquées visant à exploiter *au mieux* des stratégies de commandes avancées pour le développement de système mécatronique. Que signifie le terme "*au mieux*" aujourd'hui ? Pour une recherche qui se veut et se doit d'être sociétale "*au mieux*" peut faire référence aux préoccupations environnementales et économiques actuelles. On observe aujourd'hui parfois une transformation des mentalités en terme de consommation et de gestion de l'énergie. Les populations adoptent des attitudes de plus en plus écologiques et créent une demande plus grande envers les constructeurs automobiles pour des véhicules moins polluants. En réponse à ce marché grandissant, les constructeurs mettent en place des programmes de recherche et de développement adaptés. Ainsi, le nombre de véhicules présentés dits "propres" est en constante augmentation dans les salons de l'automobile. Cette notion doit cependant être nuancée car ces véhicules produisent pour la plupart des émissions dans l'atmosphère. De plus, comme dans le cas des batteries électriques, ils peuvent poser de sérieux problèmes de recyclage. Finalement, même si le véhicule n'est pas polluant localement, il ne fonctionne pas nécessairement avec un carburant issu d'une filière énergétique non polluante. Selon l'utilisation du véhicule, chaque solution a ses avantages et ses inconvénients. Aujourd'hui, le développement de ces solutions s'accompagne d'une gestion intelligente et optimisée de l'énergie. Ceci est particulièrement vrai dans le cas du véhicule hybride qui combine deux moyens de propulsion et dont le système électronique doit arbitrer l'utilisation. On assiste ainsi à une complexification croissante des systèmes électroniques embarqués. Parmi les solutions que nous avons listées dans le cadre de la thèse de [Renard 2008], on peut citer :

- ✓ Les agrocarburants. Appelés abusivement biocarburants sont d'origine végétale. Ils sont issus d'une production agricole intensive. Leur utilisation est particulièrement intéressante du point de vue de la production du CO₂. En effet, le carbone des agrocarburants provient de l'atmosphère et ne fait que retourner d'où il vient lors de sa combustion contrairement aux carburants fossiles qui libèrent dans l'atmosphère du carbone initialement stocké sous terre. Toutefois, l'énergie nécessaire à l'exploitation de l'agrocarburant doit être prise en compte dans le bilan énergétique total ainsi que les émissions dues à cette exploitation.
- ✓ Le GPL (Gaz de Pétrole Liquéfié). Il réduit de 25% l'émission de CO₂ en comparaison avec un moteur essence classique ne produit que très peu d'oxyde d'azote et aucune particule. Il s'agit du carburant fossile le plus « propre ».

- ✓ Le GNV (Gaz Naturel pour Véhicule). Les émissions de substances nocives sont particulièrement faibles puisque sa combustion ne produit ni oxyde de soufre, ni poussières, ni fumées noires et peu d'oxyde d'azote et de monoxyde de carbone. Les émissions de CO₂ restent toutefois assez proches des motorisations conventionnelles.
- ✓ Les véhicules électriques. Ils présentent l'avantage de ne pas émettre de pollution locale. Leurs principaux problèmes sont le vieillissement important de la batterie, l'autonomie, l'encombrement et le recyclage. Toutefois, ces véhicules peuvent ne pas résoudre le problème des émissions polluantes puisqu'elles dépendent du moyen de production de l'électricité.
- ✓ Les véhicules hybrides. Ces véhicules utilisent deux chaînes de propulsion distinctes. Très souvent, l'une est électrique proposant une solution intermédiaire entre les véhicules conventionnels, consommateurs d'hydrocarbures, et les véhicules électriques, limités par les performances de la batterie. L'utilisation du moteur conventionnel peut alors être optimisée permettant de réduire de plus de 30% les émissions sur des parcours urbains.
- ✓ Les véhicules utilisant l'hydrogène. Cette solution répond au double impératif de la pollution et de la raréfaction annoncée des énergies fossiles. Cependant elle pose le problème de la production et du stockage de l'hydrogène.
- ✓ De façon plus marginale, on pourrait également citer les véhicules à air comprimé ou ceux fonctionnant à l'azote qui posent également le problème de l'obtention de la source d'énergie. Le chiffre de 0 g de CO₂ / 100 km peut être affiché.

Peut être utopique, ce moteur à air comprimé suscite de nombreuses réserves de la part de l'industrie française. Bien que plusieurs grandes compagnies aient tout récemment réaffirmé leur engagement auprès de la marque MDI Automobiles qui annonce depuis longtemps la commercialisation d'une voiture à air comprimé (<http://www.mdi.lu>).

Dans le contexte actuel, il semble naturel de s'intéresser à l'apport que pourrait avoir l'*Automatique* et plus particulièrement la *Commande* dans le développement de système mécatronique. Je présente, dans la suite de ce rapport, cinq projets qui concernent cette thématique générale et utilisent des sources d'énergie différentes. Ils pourraient être utilisés dans différents champs d'application.

Le simulateur d'accouchement "BirthSIM"

Le brevet déposé le 1^{er} aout 2003 par Dupuis O., Dittmar A., Delhomme G., Redarce T., Betemps M., Silveira R. intitulé *Simulateur fonctionnel et anatomique d'accouchement*. Brevet français (FR2858453), brevet international PCT a été validé en Europe (EP1649438) et au Japon (JP2007501419). A ce jour, aucune valorisation industrielle n'a été effectuée alors que les travaux menés en collaboration entre le laboratoire Ampère et les hospices civils de Lyon ont démontré l'intérêt de ce simulateur. Toute personne formée, ne serait-ce que deux heures sur ce simulateur peut développer son savoir faire en terme de positionnement du forceps et de synchronisation des efforts de traction et des efforts expulsifs. En 2007, nous avons, à la demande des hospices civils, développé une version que je qualifierai de préindustriel d'un simulateur permettant l'apprentissage de gestes obstétricaux lors d'utilisation de forceps. Ce simulateur permet aux internes du service du docteur Dupuis à l'hôpital Lyon Sud de développer un savoir faire technique dès les premiers mois d'internat. Ce développement a été très enrichissant pour tous. Reste pour moi une frustration concernant une grande partie du travail que nous avons effectué dans le cadre de la thèse de [Olaby 2006] où, les dix procédures développées permettant de simuler différents types d'accouchement avec ou sans forceps, n'ont pour l'instant pas été transférées. Seuls des tests au laboratoire Ampère, en collaboration avec le corps médical, ont été effectués. Pour démontrer tout le bien fondé de ces travaux des tests cliniques sont nécessaires. En 2007, ces travaux n'étaient peut être pas assez "mûrs" pour être transférés, et à juste titre il me semble nous avons développé un prototype indépendamment de ces résultats. L'une des difficultés consistait à réaliser un outil pédagogique simple d'utilisation avec une automatisation des tâches très avancée. Ainsi, la partie logicielle a été développée pour que l'interface homme machine et le post traitement des résultats présentant les "scores des candidats" permettent une utilisation autonome après quelques minutes d'apprentissage. Pour respecter cette contrainte, le verrou

scientifique concernant l'axe électropneumatique simulant les efforts expulsifs se trouve au niveau du réglage des paramètres des différentes lois de commandes. En effet, lors des différents algorithmes développés : asservissement de position, régulation de vitesse, suivi de trajectoire en effort, ce réglage s'est effectué uniquement à partir de tests obtenus avec le corps médical ou les seules informations étaient qualitatives (plus vite, plus souple, moins résistant...) mais rarement quantitatives. Difficile, pour un automaticien, d'appliquer des techniques de bases qui consisteraient à effectuer du placement de pôle. En effet, nous ne demanderons pas à un médecin quelle est la bande passante désirée sur le simulateur. Pour donner un aperçu de cette difficulté, l'une des premières questions que l'on a dû se poser lors du dimensionnement du banc à développer concernait l'effort maximum que le médecin applique à l'extrémité de son forceps. Les premières réponses étaient bien évidemment "cela dépend". En désirant avoir une réponse chiffrée l'analyse de la littérature se contredit sur cette question, certains auteurs limitent cet effort à 5 kg d'autres à 50 kg ! Finalement, il a fallu surdimensionner l'axe pour avoir une réponse lorsque le médecin a développé un effort de traction à l'aide de forceps sur une tête de fœtus en silicone reliée en extrémité de l'axe pour l'entendre dire "stop au-delà de cet effort le nouveau né aurait des lésions cervicales irréversibles !" Ainsi, les différents essais permettent, dans un premier temps, de redimensionner le système et de choisir un ensemble servodistributeur / actionneur mieux adapté. Dans un second temps, le travail à effectuer concernerait les lois de commandes, non pas au niveau algorithmique, mais au niveau réglage des paramètres de ces lois. En effet l'environnement évoluant il n'est pas envisageable de demander aux médecins de régler ces paramètres avant chaque essai. Ainsi, le développement des stratégies de lois de commandes ou les paramètres de réglages seraient adaptés en temps réel en fonction de l'environnement semble être une piste intéressante.

Pour mener à bien ces différents travaux, il faut avoir une opportunité de transfert industriel. Ceci est aujourd'hui le cas, une société devrait voir le jour d'ici quelques mois, l'obtention d'une licence exclusive du brevet FR2858453 est en cours de négociation.

Le stimulateur électropneumatique pour la réalisation de potentiels évoqués : Pulse air

Ce paragraphe décrit un projet qui n'a pas encore été abordé dans ce document. Les mots clés appartiennent aux domaines de l'Automatique et du Fluid Power. Cette aventure débutée en 2009. Elle a pour but de développer un stimulateur électropneumatique pour la réalisation de potentiels évoqués somesthésiques (la somesthésie est le principal système sensoriel de l'organisme humain) voire nociceptifs (perception des stimulations produisant la douleur). Les potentiels évoqués sont des techniques de routine permettant d'évaluer l'activité électrique cérébrale à partir d'électrodes positionnées sur le scalp, en réponse à un stimulus synchronisé. Les stimuli utilisés jusqu'à présent sont soit électriques, soit des impulsions laser. Ces stimuli sont déclenchés et synchronisés avec le recueil de l'ElectroEncéphaloGramme (EEG) par des signaux logiques. Ce signal est incorporé en temps réel dans l'EEG pour connaître précisément l'instant de stimulation.

Suite à une discussion en 2009 avec le docteur Roland Peyron du CHU de Saint Etienne, l'idée est venue de faire une étude de faisabilité sur l'obtention de potentiel évoqué par stimulation électropneumatique. Les quatre avantages identifiés à ce jour sont :

- ✓ Avoir des images fonctionnelles obtenues en salle d'Imagerie par Rayonnement Ionisant (IRM), permettant de visualiser les réponses cérébrales à une stimulation somesthésique, nociceptive. Utiliser un stimulateur pneumatique en salle d'IRM pour la discrimination spatiale des zones concernées par la génération de potentiels évoqués est une nouvelle voie de recherche envisageable de part le matériel utilisé qui pourrait être compatible avec les forts champs magnétiques mis en jeu, contrairement à tout stimulateur électrique ou laser. Ce développement pourrait ouvrir de nombreuses voies de recherche concernant la compréhension des nombreux phénomènes liés à l'activité cérébrale.
- ✓ Stimuler des fibres qui ne peuvent l'être par des stimulation électriques ou laser, pourquoi ne pas stimuler des fibres qui peuvent l'être exclusivement par des stimulateurs électriques ou lasers. Dans ce dernier cas un seul examen suffirait pour exciter toutes les fibres. En effet l'Homme possède deux grands systèmes de sensibilité :
 - Le système lemniscal. Il véhicule les sensibilités discriminatives (tact fin, arthrokinesthésie, pallesthésie). La voie emprunte des fibres A α et A β myélinisées (entourées de Myéline, substance protégeant les fibres nerveuses) de gros calibre à

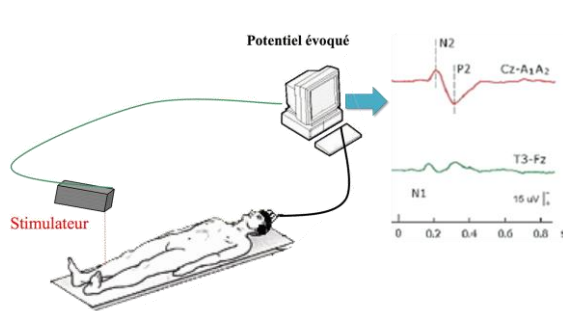
conduction rapide (60 m/s). En général, ces fibres sont excitées par des stimulateurs électriques.

- Le système spinothalamique. Il véhicule les sensibilités thermiques et algiques. Il permet le cheminement et l'intégration des sensations douloureuses. Le message nociceptif est véhiculé par les fibres lentes (de 1 à 10 m/s) de petit calibre faiblement myélinisées A δ et amyéliniques C. En général, ces fibres sont excitées par des stimulateurs lasers.

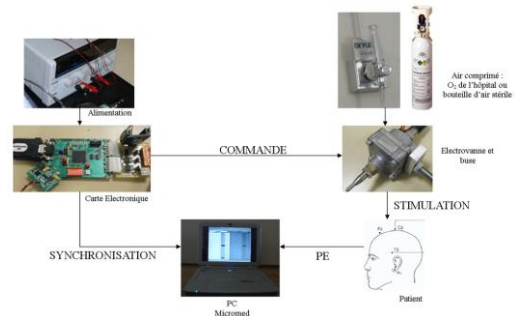
✓ Ce type de stimulation est susceptible d'induire chez les patients une réponse allodymique. Il s'agit d'une réponse excessive, douloureuse, en réponse à une stimulation qui, normalement, est indolore. Elle n'est que rarement obtenue avec les stimuli électriques ou laser. Par conséquent, la stimulation pneumatique est un moyen d'étudier les réponses allodymiques, peu connues à ce jour.

✓ Pouvoir développer un stimulateur indolore (dans l'idéal) ou pour ne pas paraître utopique, développer un stimulateur qui permettrait de pouvoir obtenir des potentiels évoqués en excitant des parties de la peau devenues très sensibles suite à un accident (par exemple chez les grands brûlés). En effet, ces tests sont aujourd'hui faits sous traitement anesthésique qui perturbent les résultats et leur interprétation.

Ce quadruple objectif est aujourd'hui devenu un sujet de recherche pour notre équipe. L'étude de faisabilité menée en 2009 c'est avérée très positive. En effet d'une part des potentiels évoqués ont été mesurés après stimulation électropneumatique via le système développé au sein du laboratoire Ampère (cf. figure ci-dessous : *a* et *b*). D'autre part des premiers essais effectués en salle d'IRM permettent de laisser croire en la réalisation de potentiels évoqués sur un sujet en salle d'IRM (cf. figure ci-dessous : *c* et *d*). Restons pour l'instant prudent. Le développement scientifique et technologique est encore long et nécessite de nombreuses autorisations pour des essais cliniques (demande en cours auprès de l'Agence Française de Sécurité Sanitaire des Produits de Santé : *Afssaps*).



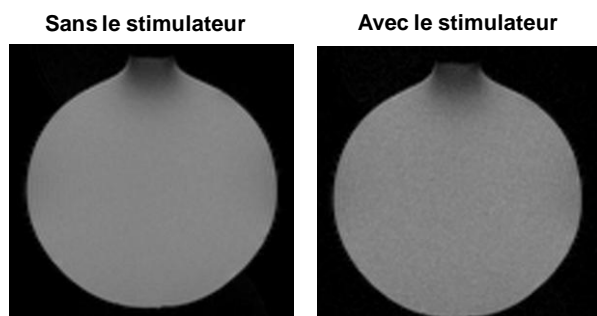
a/ principe d'un potentiel évoqué



b/ prototype version 1

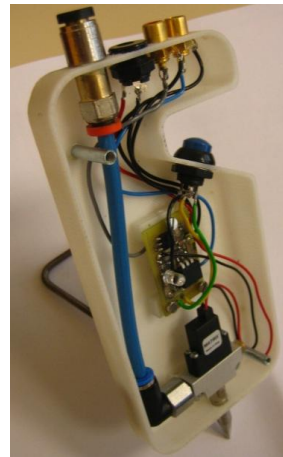


c/ essais IRM au CHU Edouard Herriot à Lyon



d/ images IRM d'une sphère (fantôme)

Cependant, ces premiers résultats nous ont motivés à développer un prototype de stimulateur compact et facile d'utilisation (voir figure ci-dessous) dans le domaine hospitalier afin de pouvoir effectuer des essais de répétabilité qui ont débutés au CHU de Saint Etienne.



Système mécatronique intégré : Prototype version 2

Cette étude peut sembler pour certains loin de la recherche fondamentale en Automatique et Fluid Power mais beaucoup plus proche de la recherche en médecine. Je souhaite convaincre du contraire le lecteur en proposant des objectifs scientifiques issus de ce projet.

- ✓ Une étude plus approfondie doit être menée pour calibrer la stimulation mécanique délivrée en terme d'efforts appliqués (force de soufflage) sous contraintes d'optimisation énergétique et sonore. Ces travaux concernent essentiellement des aspects de dimensionnement, de modélisation et de commande.
- ✓ Pouvoir commander le système de stimulation pneumatique par une entrée logique avec une précision temporelle de quelques millisecondes. Ces travaux concernent des aspects modélisation et commande. A ce jour, les commandes appliquées concernent des stratégies simples en boucle ouverte correspondant à un temps d'ouverture souhaité de l'électrovanne utilisée. Mais au regard des temps d'ouverture très rapides (comparés aux dynamiques des électrovannes) imposés par le cahier des charges, une connaissance plus fine de ces électrovannes est indispensable pour pouvoir soit synthétiser des commandes feedforward ou la nonlinéarité de ce composant serait compensée, soit développer des commandes en boucle fermée qui nécessiteraient peut être également la mise en œuvre de capteurs logiciels pour estimer les débits massiques délivrés par le système car les capteurs actuels n'ont pas une bande passante suffisante au regard des spécifications.
- ✓ Fabriquer un prototype avec des fortes contraintes de compatibilité électromagnétique (CEM) pour une utilisation ultérieure dans le champ magnétique d'une IRM. Ces travaux concernent essentiellement des aspects matériaux et CEM, compétences présentes au sein du laboratoire Ampère.

Commande et système hydraulique à huile

La recherche en fluide hydraulique a été développée ces dernières années au laboratoire. L'objectif est d'accroître notre savoir faire dans le domaine du Fluid Power en transférant les compétences acquises dans le domaine électropneumatique aux systèmes électrohydrauliques. Pour ce faire, le banc de test hautes performances dont j'ai eu la responsabilité du développement a été conçu pour mener conjointement des actions de recherche en modélisation et en commande. Les nombreux modes de fonctionnement de ce banc permettent d'étudier des stratégies de commande mono ou multivariables. Les phénomènes à prendre en compte sont très différents selon les essais à effectuer et chaque cahier des charges peut donner lieu à l'étude et au développement de différentes commandes. On devrait sur ce banc pouvoir étudier les différents modes suivants :

- ✓ *essais en quasi statique* (de l'ordre du millimètre par minute) ou la présence de frottements secs est très contraignante et une conception et une commande adaptées doivent améliorer les performances de suivi. Ces essais trouvent leur intérêt dans la caractérisation de composant;

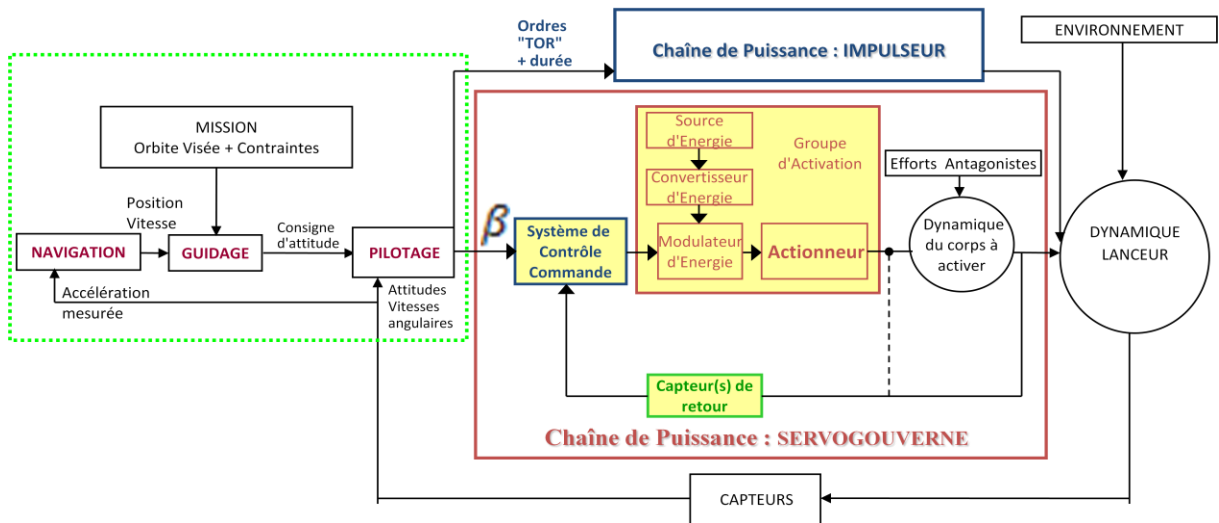
- ✓ *essais à haute fréquence*, la bande passante à -90° des servodistributeurs utilisés peut atteindre 1000 Hz pour des déplacements de l'ordre de 5 % du tiroir. Les essais effectués à ce jour font apparaître des élévations de température de l'huile néfastes au bon fonctionnement du système. Ceci a été observé pour des oscillations de la partie mobile de l'axe dès 100 Hz sur des déplacements de l'ordre de quelques millimètres. En effet, lors de ces essais, l'huile est cisailée et l'apparition de particules polluantes peut entraîner un dysfonctionnement du système. Il serait ainsi envisageable de pouvoir, lors d'un asservissement de position à haute fréquence, venir piloter conjointement la température de l'huile. Cette idée originale est théoriquement possible en profitant des propriétés de platitude de certains modèles électrohydrauliques. L'architecture actuelle permet, en pilotant les deux servodistributeurs, de répondre au cahier des charges sur les essais à effectuer ainsi qu'à un critère lié à la température du fluide pour assurer le bon fonctionnement des composants. Les différentes étapes pour mener à bien cette recherche concernent les aspects modélisation thermique d'une part et commande d'autre part. Une commande reposant sur la théorie de la platitude pourrait être envisagée;
- ✓ *essais à forte accélération*, une des limites des pots vibrants généralement utilisés pour solliciter en vibration des composants ou des systèmes, est leur faible amplitude d'excitation. Ce banc d'essais du laboratoire Ampère permet d'atteindre des accélérations très importantes (± 100 g) sur des amplitudes de déplacement de l'ordre de 30 mm. Ces essais ont à ce jour été effectués avec des commandes de type proportionnel. Des techniques plus sophistiquées de commande devraient permettre d'améliorer encore ces performances pour se rapprocher des limites physiques du système. Parmi ces techniques les travaux développés dans le cadre de la commande par modes glissants d'ordre supérieur semblent être une piste intéressante;
- ✓ *essais concernant des signaux pistes*, ces travaux ont à peine débuté à ce jour au sein du laboratoire. Nous avons pu montrer les limites d'une commande de type PID ou par retour d'état pour des consignes riches d'un point de vue spectral. Le couplage entre le choix de la commande et la consigne imposée est un axe d'étude à développer pour répondre aux présentes et futures contraintes industrielles concernant le vieillissement de composants pour des objectifs de garantie de pièces dans le secteur de l'automobile par exemple;

Commande et système à hélium sous pression

Les applications sur lesquelles j'ai travaillé sont variées, en effet, les domaines de la robotique médicale [Olaby 2006] et de l'aéronautique [Girin 2007] sont à priori très éloignés. Je ne prétend pas être expert dans ces deux domaines. Par contre, mes connaissances en Automatique et Fluid Power m'ont permis, d'aborder des applications originales relevant de ces deux spécialités. Au fil des discussions et des rencontres scientifiques, il nous est venu l'idée de développer une autre application originale dans le domaine du Fluid Power appliqué à l'aéronautique. Je collabore depuis début 2008 avec le CNES (Centre National d'Etudes Spatiales) sur le développement et la commande d'un nouveau système de contrôle du vecteur de poussée d'un nano lanceur par vérin électropneumatique. L'une des originalités de cette étude concerne le fluide sous pression embarqué qui serait de l'hélium déjà présent sur ces systèmes pour pressuriser les réservoirs de carburant. L'avantage de cette technologie est la réduction du poids de l'ensemble actionneur-source d'énergie. Le poids est une contrainte très forte lors de la conception de lanceur et plus généralement lors de la conception de systèmes pour l'aéronautique. L'une des grandes difficultés de ces travaux concerne la commande. Là encore, les modèles sont fortement non linéaires et le cahier des charges impose une grande qualité de suivi de trajectoire tout en étant capable de rejeter les perturbations issues des efforts aérodynamiques.

Cette étude concerne le contrôle de la trajectoire d'un nano-lanceur, contrôle constitué de trois parties :

- ✓ la *navigation* : consiste à connaître l'état du lanceur (position, vitesse, attitude) à l'instant t
- ✓ le *guidage* : consiste à déterminer la route optimale que le lanceur doit suivre pour atteindre le point visé
- ✓ le *pilotage* : consiste à contrôler le lanceur autour de son centre de gravité



Les trois étapes du contrôle de la trajectoire d'un nano-lanceur

Nos travaux concernent la partie pilotage elle-même composée de deux parties :

- ✓ le pilotage dit "grande boucle". Il calcule la consigne d'orientation (notée β sur les figures ci-dessus et ci-dessous) qui correspond à l'angle de braquage de la tuyère par rapport au lanceur
- ✓ le pilotage dit "petite boucle". Il suit cette consigne d'orientation du lanceur.

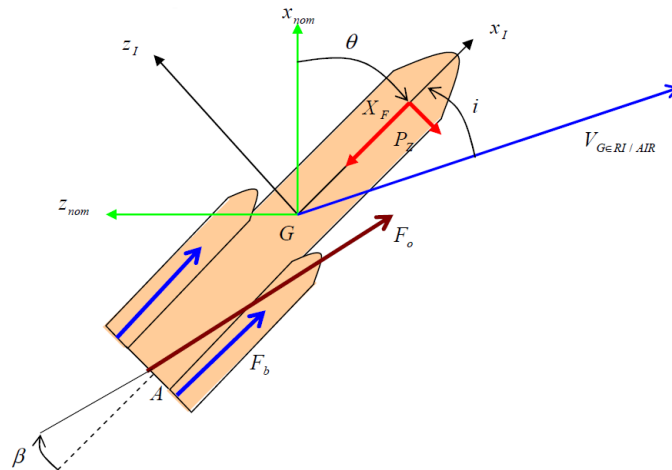
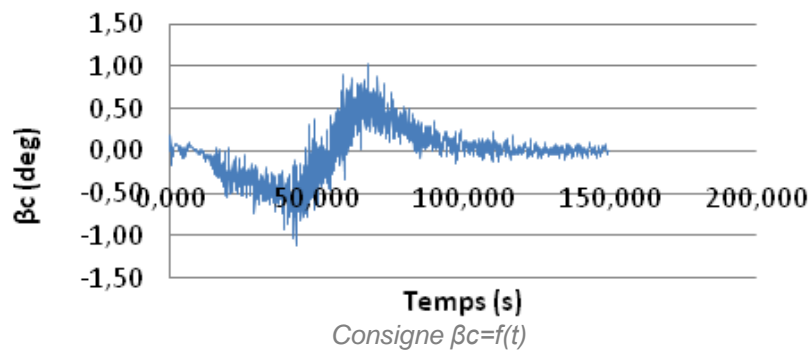


Schéma utilisé pour la modélisation dynamique d'un nano-lanceur

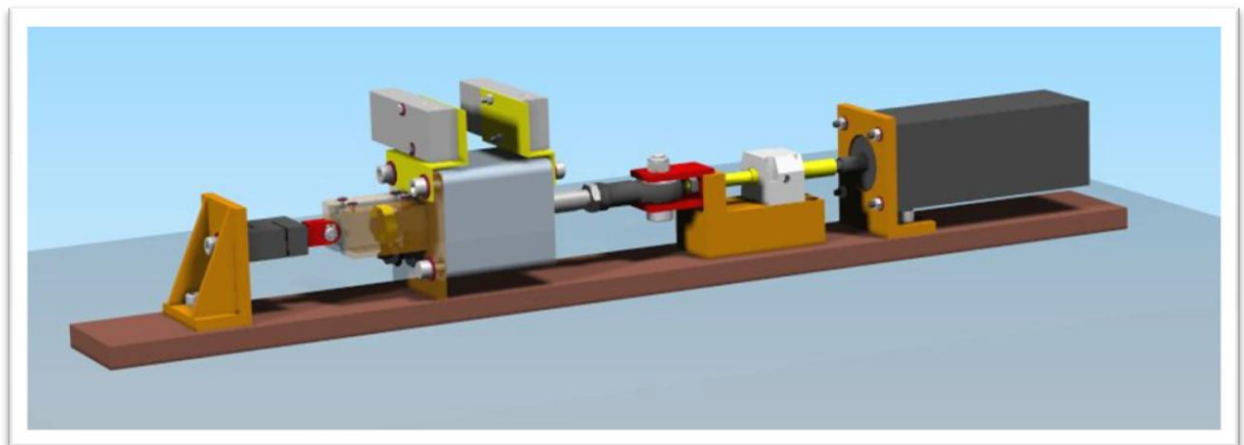
Les contraintes à respecter pour le pilotage du nano-lanceur sont :

- ✓ $|i| < 5^\circ$ et $|i|$ la plus petite possible
- ✓ $|\theta| < 5^\circ$ et tend vers 0
- ✓ $|\beta| < 5^\circ$ et $|\dot{\beta}| < 10^\circ/s$

A l'aide des données de trajectoire fournies par le CNES et d'une modélisation dynamique du nano-lanceur, nous pouvons obtenir les valeurs de consigne β et $\dot{\beta}$ respectant le cahier des charges concernant une mission de 150 secondes.



La réalisation de la commande petite boucle se fait de plusieurs manières. Après avoir étudié l'emploi de différentes technologies par les actionneurs du Thrust Vector Control (TVC) pour le premier étage du concept "Nanosat Launch Vehicle with Booster" : *NLV Boost* qui est un bi-étages avec boosters d'appoint décollant du sol. Les premiers résultats montrent l'adéquation entre l'utilisation d'actionneurs électropneumatiques et le cahier des charges. Les travaux que nous désirons mener en collaboration avec le CNES dans le cadre d'un projet commun et d'une thèse doivent, pour une trajectoire de consigne issue du pilotage grande boucle, quantifier les résultats en terme de qualité de suivi de trajectoire afin de répondre aux exigences du cahier des charges fourni par le CNES (d'un point de vue dynamique, statique, énergétique...). Le système à développer utilisera des actionneurs électropneumatiques fonctionnant à base d'hélium. Après une étude bibliographique relevant de la littérature du domaine des systèmes d'actionnement en aérospatial (savoir faire CNES) et des systèmes de servovérins électropneumatiques (savoir faire du laboratoire Ampère), il s'agira de dimensionner, concevoir, instrumenter et piloter un banc d'essais à une échelle adaptée au contexte de l'étude. Une première ébauche de ce banc est représentée par la figure ci-dessous. L'actionneur de la tuyère est représenté sur la gauche avec les deux servodistributeurs. Le vérin de charge est un vérin électrique à vis à roulement satellite. Des études plus théoriques seront menées sur les problèmes de stabilisation le long d'une trajectoire de ces systèmes et de robustesse vis-à-vis des perturbations envisageables. Des essais en simulation serviront de phase de pré-validation. La validation du système via des essais au sol sur le prototype développé permettra la validation ou non de ces travaux.



Conception du banc d'essais pour la commande de tuyère d'un lanceur

Un des critères le plus important étant la consommation d'énergie.

Commande et consommation énergétique

J'ai montré dans mes travaux l'apport de stratégies de commandes avancées en terme de consommation énergétique [P2, C7, C15]. Différents travaux ont été menés pour synthétiser les trajectoires qui minimisaient un critère énergétique. Certains résultats ont permis d'obtenir un gain énergétique de l'ordre de 50% sans dégrader les performances de suivi en position, vitesse ou accélération. Ce chiffre peut paraître très important mais les gains substantiels peuvent encore être

obtenus. En effet, pour un fluide très compressible, une grande partie de l'énergie est destinée à comprimer le fluide avant de créer un déplacement. Ainsi, lors de cycle correspondant à un aller-retour d'un piston toute l'énergie apportée pour comprimer le fluide à l'aller est rejetée dans l'atmosphère au retour. Dans le cas de l'air, les architectures des systèmes font que le travail est effectué souvent à fluide perdu. Dans le cas de l'huile, le retour au réservoir se fait à faible pression et il faudra remettre sous pression ce fluide lors de sa future utilisation. De ce fait, les rendements énergétiques de ces systèmes sont très faibles. Ils peuvent être de quelques pourcent pour certaines applications électropneumatiques. Aujourd'hui, il n'est plus envisageable de penser que l'air est gratuit. Nous avons jusqu'à ce jour travaillé sur un bilan énergétique partiel effectué en terme de débit d'air délivré par les modulateurs de puissance. Le vrai bilan énergétique doit se faire en terme de consommation électrique du compresseur délivrant le fluide. La consommation électrique des modulateurs de puissance et des capteurs peut être négligée. Ainsi, la synthèse de stratégie de commande devra répondre à la minimisation de ce critère énergétique. L'étude de planification de trajectoire sera également à développer et le choix de la structure du système pourrait lui aussi être remis en cause en développant par exemple des systèmes à récupération d'énergie.

Commande et système pneumatique rapide

Concernant les actionneurs électropneumatiques, la commande dite "*prédictive*" de systèmes dynamiques hybrides (SDH) a ouvert de nouvelles perspectives scientifiques [P5, C19, C24] pour la synthèse de nouvelles lois de commandes utilisant des organes de commande 'tout ou rien' et pour le développement de l'électropneumatique asservie faible coût, le frein technologique à ce jour concerne la limite en bande passante de certains de ces composants. En effet, lors d'essais en 2002-2004 nous avons travaillé avec des composants dont les temps d'ouverture étaient de l'ordre de 20 ms et les temps de fermeture de l'ordre de 30 à 50 ms (dispersion qui posait de nombreux problèmes de répétabilité, problèmes non résolus à ce jour). Le développement récent et j'espère futur d'électrovannes rapides devrait relancer cette activité que j'ai mise entre parenthèse du fait de ses limites technologiques. L'objectif serait, grâce à ces commandes prédictives, de développer des axes électropneumatiques pilotés par ces composants rapides. Ainsi, ceci pourrait permettre de "démystifier" les asservissements électropneumatiques. Nombreux sont en effet les articles comparatifs qui insistent sur les difficultés des asservissements des axes pneumatiques par rapport aux axes hydrauliques ou électriques. Trop nombreux sont les ingénieurs qui pensent que la pneumatique proportionnelle n'existe pas. Quel challenge aujourd'hui de pouvoir faire des asservissements d'effort, de position, de vitesse, d'accélération avec des commandes adaptées sur ces systèmes. Les années 1980 ont vu l'essor de la pneumatique proportionnelle en regard de la pneumatique "tout ou rien", est-ce que les années futures verront le développement de la pneumatique proportionnelle grâce d'une part aux progrès technologiques de la pneumatique "tout ou rien" et d'autre part au développement scientifique de la commande ?

Commande et système hydraulique à eau

Une énergie délaissée au début des années 1900 semble pleine d'avenir. Il s'agit de l'eau. En effet, l'eau peut avantageusement remplacer l'huile en respectant les contraintes d'aujourd'hui qui sont de plus en plus fortes : respect de l'environnement, sécurité (risque d'incendie)... Dans un avenir proche, plusieurs domaines d'applications seront contraints, de par les normes de sécurité et d'environnement, d'utiliser une nouvelle source d'énergie. L'eau semble bien placée pour être utilisée dans de nombreux domaines tels que les industries alimentaires, les activités marines et le nucléaire.

D'une manière générale, les recherches menées au laboratoire Ampère ont pour objectif l'ingénierie écologique et l'ingénierie des systèmes mécatroniques en incluant leur efficacité énergétique et leurs interactions avec l'environnement. Le vecteur qui permet le transport de l'énergie peut être électrique, pneumatique ou hydraulique. Jusqu'à ce jour, l'hydraulique concernait l'huile sous pression. Pourquoi ne pas s'intéresser demain à l'eau sous pression ? Les membres du laboratoire Ampère qui travaillent sur la thématique du Fluid Power se sont posés la question au début des années 2000. La recherche originale menée ces dernières années sur les systèmes à fluide sous pression en

terme de conception, dimensionnement, modélisation, simulation, commande et observation devrait pouvoir nous être utile pour aborder ces problèmes dans le cas où l'énergie transmise est l'eau.

Les premiers problèmes et inconvénients évoqués à l'époque étaient :

- ✓ la faible viscosité de ce fluide augmente les fuites,
- ✓ la pression de vapeur élevée favorise la cavitation et l'évaporation de l'eau dans le réservoir de stockage,
- ✓ la corrosion importante en présence d'eau impure,
- ✓ la croissance des micro-organismes est active en milieux aqueux,
- ✓ le faible pouvoir lubrifiant de l'eau,
- ✓ la température de fusion basse empêche le fonctionnement à des températures supérieures à 100°C,
- ✓ la température de solidification élevée empêche le fonctionnement à des températures inférieures à 0°C.

Ces différents problèmes liés aux fuites, à l'érosion, à la corrosion, aux températures de fonctionnement, aux croissances bactériennes, à la lubrification, à l'apparition de coup de bélier ont été source et sont encore source de nombreuses recherches se situant dans le domaine des matériaux pour développer des composants adaptés. Les premiers servodistributeurs fonctionnant avec de l'eau (et certains additifs) avaient un coût très élevé. Une plage de fonctionnement restreinte et une durée de vie assez faible. Les nets progrès effectués dans ce domaine devraient permettre d'envisager les problèmes dans le domaine de l'Automatique. La démarche, que nous avons toujours adaptée devrait s'appliquer d'ici quelques années et devra passer par des étapes de modélisation pour développer des stratégies de commande avancées qui répondraient aux contraintes imposées par l'utilisation de ce fluide. Les pays scandinaves [Kari 1996, Koskinen 1997] et le Japon [Sanada 1999] sont les pionniers dans l'utilisation de cette technologie.

Commande de système multi-énergies

Les perspectives précitées utilisent différentes sources d'énergie pour développer, adapter et mettre en œuvre des lois de commandes tenant compte des spécificités du fluide utilisé : air, hélium, huile, eau. Au siècle de l'hybridation il semble naturel d'envisager des systèmes multi-énergies qui profiteraient des avantages de ces différentes sources et dont la commande serait adaptée pour choisir la source en fonction du mode de fonctionnement et des objectifs fixés par le cahier des charges. Les problèmes théoriques d'Automatique que soulèvent de tels systèmes sont nombreux. Citons par exemple les problèmes de stabilité de ces systèmes fortement non linéaires, des problèmes de commandabilité pourraient être étudiés en fonction des solutions technologiques retenues. De nombreuses stratégies de commandes devraient être étudiées pour répondre aux problèmes souvent évoqués dans ce document : "quelle énergie, quel système et quelle commande choisir pour des spécifications fixées ?" Le cadre de cette étude se veut ample et son champ d'application apparaît vaste à ce jour. En effet, des développements de structures hybrides peuvent avoir leurs utilités dans le domaine de l'aérospatial (commande de gouverne de drone, commande de tuyère de lanceur, ...), dans le domaine du transport terrestre (banc d'essais de composants de l'automobile permettant de reproduire des signaux pistes complexes), dans le domaine de la robotique médicale (système maître/esclave d'apprentissage du geste médical) ou d'autres encore que de futures études me feront j'espère, un jour découvrir

Bibliographie

- [Bachmann 1997] **BACHMANN, J.R., SURGENOR, B.W.** *On design and performance of a closed circuit pneumatic positioning system.* The fifth Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden, May 28-30, 1997, Vol.1, p 309-322
- [Bartolini 2001] **BARTOLINI, G., FERRARA, A., USAI, E.** *On the convergence properties of a 2-sliding control algorithm for nonlinear uncertain systems,* International Journal of Control, 2001, Vol. 74, n°7, pp. 718-731
- [Bouri 1997] **BOURI, M.** *Contribution à la commande non linéaire par mode de glissement, application aux actionneurs électropneumatiques,* Thèse de Doctorat, Lyon, INSA de Lyon, 1997, 194 p.
- [Belgharbi 1999] **BELGHARBI, M., THOMASSET, D., SCAVARDA, S., SESMAT, S.** *Analytical model of the flow stage of a pneumatic Servodistributor for simulation and nonlinear control,* In the Sixth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'99, Tampere, Finland, 1999, pp. 847-860
- [Bideaux 1998] **BIDEAUX, E., SCAVARDA, S.** *A pneumatic library for AMESim.* ASME Int. Mechanical Engineering Congress and Exposition, Anaheim, California, IMECE'98, November 15-20 1998, p 185-195.
- [Bigot 1963] **BIGOT, C., FOSSARD, A.,** *Autoadaptation d'asservissements à large domaine de variation au moyen de lois de commandes pseudo-linéaires.* Compte rendu à l'Académie des Sciences, 1963, Vol. 256, n°9, pp. 1912-1915
- [Emel'yanov 1986] **EMEL'YANOV, S.V. KOROVIN, S.V., LEVANTOVSKY, L.V.** *Drift algorithm in control of uncertain processes,* Problems of Control and Information Theory, 1986, Vol. 15, n°6, pp. 1-11
- [Fliess 1995] **FLIESS, M., LÉVINE, J., MARTIN, PH., ROUCHON, P.** *Flatness and defect of nonlinear systems: introductory theory and examples.* Int. J. Control, 1995, Vol 61, p 1327-1361.
- [Floquet 2000] **FLOQUET, T.** *Contribution à la commande par modes glissants d'ordre supérieur,* Thèse de Doctorat, Lille, Université des Sciences et Technologies de Lille, 2000, 185p.
- [Fridman 2002] **FRIDMAN, L., LEVANT, A.** *Higher order sliding modes,* Sliding mode Control in Engineering, New York: Marcel Dekker, 2002, pp. 53-101.
- [Fridman 2002] **FRIDMAN, L.** *Singularly Perturbed Analysis of Chattering in Relay Control Systems,* IEEE Transaction on Automatic Control, 2002, Vol. 47, n°12, pp. 2079-2084
- [Girin 2007] **GIRIN, A.** *Contribution à la commande non linéaire d'un système électropneumatique pour une utilisation Aéronautique : Application sur un Benchmark dédié,* Thèse Ecole Centrale de Nantes, 4 décembre 2007, 138 p.
- [Ham 2005] **HAM, R.V, VERRELST, B., DAERDEN, F., VANDERBORGHT, B., LEFEBER, D.,** *Fast and accurate pressure control using on/off valves,* International Journal of Fluid Power, vol 6, n°1. 2005.
- [Hunt 1983] **HUNT, L.R., SU, R., MEYER, G.** *Global transformations of non linear systems,* IEEE Transaction on Automatic Control, 1983, Vol. 28, Issue 1, pp. 24-31.
- [Isidori 1981] **ISIDORI, A. KRENER, A., GORI-GIORGI, C. MONACO, S.** *Nonlinear decoupling via feedback: a differential geometric approach.* IEEE Transactions on Automatic control, 1981, Vol. 26, n°2, pp. 331-345.

- [Isidori 1989] **ISIDORI, A.** *Nonlinear control systems*, 2nd edition, New York: Springer Verlag, 1989, 479 p
- [Jakubczyk 1980] **JAKUBCZYK, B., RESPONDEK, W.** *On linearization of control systems*, Bull. Acad. Polonaise Ser. Sci. Math., 1980, pp. 517-522.
- [Kain 1973] **KAIN, J., WARTELLE, C.** *Dynamique des vérins pneumatiques*. Les Mémoires Techniques du CETIM, Septembre 1973, n° 17, p 95.
- [Kanellakopoulos 2001] **KANELLAKOPOULOS, I., KOKOTOVIC, P., MORSE, A.S.** *Systematic design of adaptive controllers for feedback linearizable systems*, IEEE Transactions on Automatic Control, 1991, Vol. 36, pp. 1241-1253.
- [Kari 1996] **KARI, T.K., MAKINEN, E., MATTI, J., VILENIUS, M., VIRVALO T.** *Position control of a water hydraulic cylinder*. In : Proceeding of the third JHPS international symposium on fluid power, Yokohama, November 4-6, 1996. pp 43-48
- [Karnopp 1979] **KARNOPP, D. C.** *State variables and pseudo bond graphs for compressible thermofluid systems*. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, September 1979, vol. 101, n°3, p 201-204.
- [Kellal 1987] **KELLAL, A.** *Contribution à l'étude des asservissements électropneumatiques. Application à la réalisation d'un asservissement numérique d'un axe de robot*. Thèse Sci. : Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1987, 173 p.
- [Khalil 2001] **KAKHIL, K.** *Nonlinear Systems*, third edition, New Jersey : Prentice-Hall, 2001, 750 p.
- [Kokotovic 1989] **KOKOTOVIC, P., SUSSMANN, H.J.** *A positive real condition for global stabilization of nonlinear systems*, Systems and control letters, 1989, Vol. 13, pp. 125-133
- [Koskinen 1997] **KOSKINEN, K.T., UUSI, HEIKKILÄ, J., VILENIUS, M.** *Improving the characteristics of water hydraulic proportional Valves*. In The fifth Scandinavian international conference on fluid power, SICFP'97, Linköping, Sweden, May 28- 30 , 1997. Vol 1. pp 277-290.
- [Kristic 1995] **KRISTIC, M., KANELLAKOPOULOS, I., KOKOTOVIC, P.** *Nonlinear and Adaptive Control Design*, New York : John Wiley & Sons, 1995, 563 p
- [Laghrouche 2004] **LAGHROUCHE, S.** *Commande adaptative par modes glissants d'ordre supérieur : méthodologie et application à la commande d'actionneurs électropneumatiques*, Thèse Ecole Centrale de Nantes, 2 décembre 2004, 121 p.
- [LaSalle 1968] **LASALLE, J.P.** *Stability theory for ordinary differential equations*, J. of diff. Equations, 1968, Vol. 4, pp. 57-65
- [Levant 1993] **LEVANT, A.** *Sliding order and sliding accuracy in sliding mode control*, International Journal of Control, 1993, Vol.58, no6, pp.1247-1263
- [Levant 2000] **LEVANT, A.** *Variable measurement step in 2-sliding control*, Kybernetika, 2000, Vol. 36, n°1, pp. 77-93.
- [Levant 2002] **LEVANT, A.** *Construction principles of output-feedback 2-sliding mode design*, Proceedings of the 41st Conference on Decision and Control Las Vegas, Nevada USA, 2002, pp.317-322
- [Levant 2003] **LEVANT, A.** *Quasi-continuous High-Order sliding-Mode controllers*, Proceedings of the 42nd IEEE Conference on Decision and Control, Hawaii, USA, 2003, pp. 4605-4610
- [Marino 1995] **MARINO, R., TOMEI, P.** *Non linear Control Design*, Prentice Hall, 1995, 396 p.

- [Olaby 2006] **OLABY, O.** *Robotique pour l'apprentissage de gestes médicaux. Mise en œuvre de séquences d'accouchement automatisées.* Thèse: Sci.: Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, Novembre 2006, 203 p.
- [Praly 2002] **PRALY, L.** *Fonctions de Lyapunov et stabilisation de point d'équilibre,* Notes de cours de DEA, Ecole des mines de Paris, Centre Automatique des Systèmes, 2002, 259 p
- [Richard 1990] **RICHARD, E.,** *De la commande linéaire et non linéaire en position des systèmes électropneumatiques,* Thèse de Doctorat, Lyon, INSA de Lyon., 1990, 291p.
- [Richard 1991] **RICHARD, E., SCAVARDA, S.,** *Nonlinear control of pneumatic servodrive.* Proc. Second Bath Int. Fluid Power Workshop, Ed. by Burrows C.R. and Edge K., Tounton, Somerset (England) : Research Studies Press Ltd, 1991, p 59-75.
- [Sanada 1999] **SANADA, K.,** *A study on control performance of water hydraulic.* In : Proceeding of the fourth JHPS international symposium on fluid power. Tokyo. November 15-17, 1999. pp 721-726
- [Sesmat 1996] **SESMAT, S.** *Modélisation, Simulation et Commande d'une Servovalve Electropneumatique.* Thèse: Sci.: Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1996, 307 p.
- [Slotine 1984] **SLOTINE, J.J.** *Sliding mode controller design for non linear systems,* International Journal Control, 1984, Vol. 40, n°2, pp. 421-434.
- [Slotine 1991] **SLOTINE, J.J.E., LI, W.** *Applied Nonlinear Control,* Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1991, 461p.
- [Smaoui 2004] **SMAOUI, M.,** *Commandes non linéaires robustes mono et multidimensionnelles de dispositifs électropneumatiques : Synthèse et Applications,* Thèse: Sci.: Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 12 Novembre 2004, 191 p.
- [Sontag 1998] **SONTAG, E.D., SUSSMAN, H.J.** *Further comments on the stabilizability of the angular velocity of a rigid body,* Systems and Control Letters, 1988, Vol.12, pp. 437-442
- [Utkin 1977] **UTKIN, V.I.** *Variable structure systems with sliding modes,* IEEE Transaction Automatic Control, 1977, Vol.26, n°2, pp. 212-222
- [Utkin 1992] **UTKIN, V.I.** *Sliding Mode in Control and optimization,* Berlin: Springer-Verlag, 1992, 287p.
- [Van Varseveld 1997] **VAN VARSEVELD, R.B., BONE, G.M.,** *Accurate position control of a pneumatic actuator using on/off solenoid valves,* Transactions on Mechatronics, IEEE/ASME, vol. 2, Issue 3, 1997, p. 195-204
- [Yoshizawa 1966] **YOSHIZAWA, T.** *Stability theory by liapunov's second method,* The Mathematical Society of Japon, Tokyo, 1966, n°9, 223 p

Bibliographie Personnelle

Comme mentionné dans le préambule, cette bibliographie personnelle n'a rien de personnelle, mais représente les fruits de différents travaux collaboratifs effectués. Depuis la création du laboratoire Ampère au 1^{er} janvier 2007 toute ma production scientifique est visible sur le site d'archives ouvertes du CCSD/CNRS (<http://hal.archives-ouvertes.fr/aut/xavier+brun> à partir de 2007) et tous les articles, publiés chez des éditeurs qui l'autorisent, sont accessibles en texte complet.

Publications dans des revues internationales avec comité de lecture

- [P1] hal-00141155 **X. Brun, M. Belgharbi, S. Sesmat, D. Thomasset, S. Scavarda**, "*Control of an electropneumatic actuator, comparison between some linear and non-linear control laws*", Proceedings of the institution of mechanical engineers Part I - Journal of Systems and Control Engineering, 1999, Vol. 213, N°15, p 387-406.
- [P2] hal-00140640 **X. Brun, D. Thomasset, E. Bideaux**, "*Influence of the process design on the control strategy: application in electropneumatic field*", Control Engineering Practice, Volume 10, Issue 7, July 2002, Pages 727-735.
- [P3] hal-00140643 **X. Brun, S. Sesmat, D. Thomasset, S. Scavarda**, "*Study of "Sticking and restarting phenomenon" in electropneumatic positioning systems*", Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, Vol 127, N°1, March 2005, pp 173-184.
- [P4] hal-00140897 **S. Laghrouche, M. Smaoui, F. Plestan, X. Brun** "*Higher order sliding mode control based on optimal approach of an electropneumatic actuator* " International Journal of Control , Vol 79, N°2, February 2006, 119-131.
- [P5] hal-00143562 **A. Sellier, X. Brun, S. Sesmat, J.M. Retif, X.F. Lin-Shi, D. Thomasset, M. Smaoui**, "*Hybrid Force control with on/off electropneumatic standard distributors*", International Journal of Fluid Power, Vol 7, N°1, March 2006, p 51-60.
- [P6] hal-00140642 **M. Smaoui, X. Brun, D. Thomasset**, "*A study on tracking position control of an electropneumatic system using backstepping design*", Control Engineering Practice, Volume 14, Issue 8, August 2006, Pages 923-933.
- [P7] hal-00140641 **M. Smaoui, X. Brun, D. Thomasset**, "*Systematic control of an electropneumatic system: integrator backstepping and sliding mode control*", Transactions on Control Systems Technology, Vol 14, Issue 5, Sept. 2006, Pages 905- 913.
- [P8] hal-00179487 **R. Moreau, M.T. Pham, R. Silveira, H.T. Redarce, X. Brun, O. Dupuis**; "*Design of a new instrumented forceps: application to safe obstetrical forceps blade placement*. IEEE Transactions on Biomedical Engineering, Volume 54, Issue 7, July 2007, Pages 1280 - 1290
- [P9] hal-00258088 **X. Lin-Shi, J.M. Retif, X. Brun, F. Morel, M. Smaoui, C. Valentin**, "*Commande des systèmes hybrides rapides : applications aux systèmes mécatroniques*, APII-JESA: Journal Européen des Systèmes Automatisés , Vol 41/7-8 - 2007 - pp.963-990
- [P10] hal-00258083 **M. Smaoui, X. Brun, D. Thomasset**, "*High Order Sliding Mode for an Electropneumatic System: A robust Differentiator-Controllers Design*. International Journal of Robust and Nonlinear Control, Volume 18, Issue 4-5, Date: 10 - 25 March 2008, Pages: 481-501
- [P11] hal-00368304 **R. Moreau, M.T. Pham, X. Brun, T. Redarce, O. Dupuis**, "*Assessment of forceps use in obstetrics during a simulated childbirth*", Manuscript ID RCS-08-0028,

International Journal of Medical Robotics and Computer Assisted Surgery, Volume 4, Issue 4, 2008, pp: 373-380

- [P12] hal-00207663 **A. Girin, F. Plestan, X. Brun, A. Glumineau**, *High order sliding mode controllers of an electropneumatic actuator : application to an aeronautic benchmark*, *IEEE Trans. Control Systems Technology* – Vol 17, Issue 3, 2009, pp. 633-645
- [P13] **E. Bideaux, X. Brun**, Fluidtronic activity, Ampere Lab, INSA Lyon, France, Journal of the Japan Fluid Power System Society, January 2010, Vol 41, N°1, pp 18-21

Publications dans des revues internationales sur invitation

- [PI1] **E. Bideaux and X. Brun** "Power Transmission and Control Ampère Lab (UMR CNRS 5005), Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, France", *Journal of Fluid Power*, Vol 10, N°1, March 2009, p 59-64.

Publications dans des revues nationales avec comité de lecture

- [PN1] **O. Olaby, X. Brun, S. Sesmat, T. Redarce**, "Caractérisation et Modélisation d'un distributeur proportionnel électropneumatique pour la Simulation et la synthèse de Commande", *Sciences et Technologies de l'Automatique. SEE, eSTA*, Vol 2, N°3, 2005, <http://www.see.asso.fr/esta>
- [PN2] **M. Smaoui, X. Brun, D. Thomasset**, "Etude d'un différentiateur robuste via modes glissants d'ordre supérieur: Application en électropneumatique", *Sciences et Technologies de l'Automatique. SEE, eSTA*, Vol 2, N°3, 2005, <http://www.see.asso.fr/esta>

Communications dans des congrès internationaux avec actes et comité de lecture

- [C1] **X. Brun, S. Sesmat, D. Thomasset, S. Scavarda**, "A comparative study between two control laws of an electropneumatic actuator", *European Control Conference ECC'99, Karlsruhe*, Germany, 31 august au 03 September 1999, [CD Rom], réf F1000-5.
- [C2] **X. Brun, D. Thomasset, S. Sesmat, S. Scavarda**, "Limited energy consumption in positioning control of electropneumatic actuator", *Bath Workshop on Power Transmission & Motion Control, Bath*, England, 8-10 September 1999, p 199-211.
- [C3] **X. Brun, S. Sesmat, S. Scavarda, D. Thomasset**, "Simulation and experimental study of the partial equilibrium of an electropneumatic positioning system, cause of the sticking and restarting phenomenon", *Fourth Japan Hydraulics and Pneumatics Society International Symposium on Fluid Power, JHPS'99, Tokyo*, Japan, 15-17 November 1999, p 125-130.
- [C4] **X. Brun, D. Thomasset, E. Bideaux, S. Scavarda**, , "An accurate tracking control of an electropneumatic actuator", *First Fluid Power Net International PhD Symposium, Hamburg*, Germany, 20-22 September 2000, p 215-226.
- [C5] **X. Brun, D. Thomasset**, "Choice of control law in electropneumatics. Expertise using an industrial benchmark and some new trends", *39th IEEE Conference on Decision and Control, Sydney*, Australia, 12-15 December 2000, p 1323-1328, [CD Rom], réf CD009702.
- [C6] **X. Brun, D. Morand, S. Scavarda, D. Thomasset**, "Contributions of the cosimulation in the chain of design of an electropneumatic system ", *5th International Conference on Fluid Power Transmission and Control, Hangzhou*, China, 3-5 April 2001, p 195-199.
- [C7] **X. Brun, D. Thomasset, S. Scavarda**, , "Control design for energy saving ", *Fifth JFPS International Symposium on Fluid Power, Nara*, Japan, 12-15 November 2002, p379-382.

- [C8] **X. Brun, D. Thomasset, S. Scavarda**, "Hybrid control for switching between position and force tracking", The Fourth International Symposium on Fluid Power Transmission and Control, **Wuhan**, China, 8-10 April, 2003, p 44-49.
- [C9] **E. Bideaux, X. Brun, S. Scavarda** "Pressure regulator stability analysis in electropneumatic" The Eighth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'03, May 7-9, 2003, **Tampere**, Finland, p 1109-1122
- [C10] **E. Bideaux, M. Smaoui, X. Brun, D. Thomasset**, "Design of a compliant positioning control using an inverse method" Bath Workshop on Power Transmission & Motion Control, **Bath**, England, 10-12 Septembre 2003, p 147-162.
- [C11] **M. Smaoui, X. Brun, D. Thomasset** "Robust position control of an electropneumatic system using second order sliding mode", IEEE International Symposium on Industrial Electronics, **Ajaccio**, France, 4-7 Mai 2004, p 429-434
- [C12] **S. Laghrouche, M. Smaoui, X. Brun, F. Plestan** "Robust second order sliding mode controller for electropneumatic actuator ", American Control Conferences, **Boston**, USA, 30 Juin-2 Juillet 2004, p 5090-5095
- [C13] **M. Smaoui, X. Brun, D. Thomasset** "A robust multivariable control for an electropneumatic system using backstepping design", Symposium on Nonlinear Control Systems, NOLCOS 6th IFAC symposium, **Stuttgart**, 1-3 Septembre 2004, p 1193-1198.
- [C14] **M. Smaoui, X. Brun, D. Thomasset, F. Plestan** " Commande monovariante par modes glissants d'ordre deux appliquée à un système électropneumatique ", Conférence internationale francophone d'Automatique, **Douz**, Tunisie 22-24 Novembre 2004, [CD Rom] réf 83, 6 p.
- [C15] **M. Smaoui, X. Brun, D. Thomasset, R. De Giorgi** "Expérimentation d'une commande multivariable par modes glissants d'ordre supérieur sur un système électropneumatique", Conférence internationale francophone d'Automatique, **Douz**, Tunisie 22-24 Novembre 2004. , [CD Rom] réf 84, 6 p
- [C16] **M.Smaoui, X.Brun, D. Thomasset**, "A combined first and second order sliding mode approach for position and pressure control of an electropneumatic system", American Control Conference, ACC'05, **Portland**, Oregon, USA, June 8-10, 2005, p 3007-3012.
- [C17] **M. Smaoui, M.T. Pham, X. Brun, S. Sesmat** "Identification of physical parameters of a pneumatic servosystem", 16th IFAC World Congress, **Prague**, Czech Republic, July 4-8, 2005, paper code Tu-A01-TP/7.
- [C18] **J.P. Simon, X. Brun, E. Bideaux, M.T. Pham**, "Clutch by wire: effortless clutch mechatronic system" The sixth international workshop REM (Research and Education in Mechatronics) **Annecy**, France June 30 - July 1st 2005, p 197-202.
- [C19] **X. Legrand, J.M. Rétif, M. Smaoui, X. Brun, D. Thomasset, X.F. Lin-Shi** "Hybrid control with on/off electropneumatic standard valve for tracking positioning", Bath Workshop on Power Transmission & Motion Control, **Bath**, England, 7-9 Septembre 2005, p 45-58.
- [C20] **O. Olaby, S. Sesmat, X. Brun, T. Redarce, E. Bideaux**, "Characterization and modeling of a FESTO proportional valve in aim of control synthesis" The Sixth JFPS International Symposium on Fluid Power, **Tsukuba**, Japan, November 7-10, 2005, ref CD Rom 3D1-1.
- [C21] **M. Smaoui, X. Brun, D. Thomasset**, "A robust differentiator controller design for an electropneumatic system", 44th IEEE Conference on Decision and Control and European Control Conference ECC 2005 **Seville**, Spain, 12-15 December 2005
- [C22] hal-00399302 **O. Olaby, X. Brun, T. Redarce, R. Moreau, O. Dupuis**, "Automation of a mechanical childbirth simulator" 4th FPNI-PhD Symposium 2006, **Sarasota**, Florida, USA, 2006, 13-16 June 2006

- [C23] hal-00369378 **O. Olaby, R. Moreau, X. Brun, T. Redarce, O. Dupuis** " *Automatic childbirth procedures Implanted on the BirthSIM Simulator*" IEEE/RSJ Internat. Conf. On Intelligent Robots and System, Paper ID: 1103, **Pekin**, China, 9-15 October 2006
- [C24] hal-00399330 **X Brun, M. Smaoui, J.M. Retif, X.F. Lin-Shi, Eric Bideaux**, " *Force control at low cost in pneumatic field*", Bath Workshop on Power Transmission & Motion Control, **Bath**, England, 13-15 September 2006
- [C25] hal-00207671 **A. Girin, F. Plestan, X. Brun, A. Glumineau, M. Smaoui**, " *High gain and sliding mode observers for the control of an electropneumatic actuator*", IEEE International Conference on Control Applications CCA, **Munich**, Germany, October 4-6, 2006
- [C26] hal-00207686 **A. Girin, F. Plestan, X. Brun, A. Glumineau**, " *A third order sliding mode controller based on integral sliding mode for an electropneumatic system*", Proceedings of the 45th IEEE Conference on Decision and Control CDC'06, **San Diego**, CA, USA, December 13-15, 2006
- [C27] hal-00207699 **A. Girin, X. Brun, F. Plestan**, " *A new test bench of electropneumatic system for aeronautics application*", 10th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP 07, **Tampere**, Finland, May, 2007
- [C28] hal-00207702 **A. Girin, F. Plestan, X. Brun, A. Glumineau, M. Smaoui**, " *Position-pressure robust control of an electropneumatic actuator*", European Control Conference ECC, **Kos**, Greece, July 2-5, 2007
- [C29] hal-00373588 **A. Girin, F. Plestan, X. Brun, A. Glumineau, M. Smaoui**, " *Model and robust control of an electropneumatic actuator on an experimental setup*", Proceedings of the 7th IFAC Symposium on Nonlinear Control Systems NOLCOS, **Pretoria**, South Africa, 22-24 August, 2007.
- [C30] hal-00373596 **S. Renard, E. Bideaux, X. Brun, D. Thomasset, W. Marquis-Favre, P. Lager**, " *Machine drive system modeling for HIL simulation*", 2nd International Conference : Automotive Power Electronics – SIA, **Paris**, 26-27 September 2007.
- [C31] hal-00374698 **M. Trabelsi, J.M. Retif, X. Lin-Shi, X. Brun, F. Morel, P. Bevilacqua**, " *Hybrid control of a three-cell converter associated to an inductive Load*", Proceedings of the 39th IEEE Power Electronics Specialists Conference, **Rhodes**, Greece, June 15-19, 2008
- [C32] hal-00374703 **K. Turki, M. Smaoui, X. Brun, D. Thomasset**, " *A multivariable passivity based control for an Electropneumatic Actuator*", Proceedings of the 5th FPNI Ph.D. Symposium, **Krakow**, Poland, 2008, 1-5 July 2008
- [C33] hal-00374685 **L. Sidhom, M. Smaoui, M. Di Loreto, X. Brun, E. Bideaux, D. Thomasset**, " *Higher-order sliding modes for an electropneumatic system : differentiation and output-feedback control*", Proceedings of the Bath/ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control, **Bath**, England, 10-12 September 2008, p 385-396
- [C34] hal-00375309 **S. Renard, E. Bideaux, X. Brun, D. Thomasset, P. Lager**, " *HIL Validation of embedded software. Application on hybrid industrial vehicle. How to ensure a good quality of complex embedded software? Application on hybrid industrial vehicle*", Proceedings of the 17th Transport and Air Pollution Symposium - 3rd Environment and Transport Symposium, ETTAP 2009, **Toulouse**, France, 2-4 June 2009
- [C35] hal-00375313 **L. Sidhom, X. Brun, E. Bideaux, D. Thomasset**, " *Nonlinear adaptive robust control of electro-hydraulic servo-actuator with some unknown parameters*", Proceedings of the 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, **Linköping**, Sweden, June 2-4, 2009
- [C36] **L. Sidhom, X. Brun, E. Bideaux, D. Thomasset**, " *Suivi de trajectoire en position d'un servo-vérin hydraulique via la technique de Backstepping*", Conférence internationale francophone d'Automatique, **Nancy**, 2-4 juin 2010

- [C37] **Y. Xu, L. Sidhom, S. Sesmat, X. Brun, E. Bideaux**, *Modelling, simulation and control of a high bandwidth servovalve*, Proceedings of the Bath/ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control, **Bath**, England, September 2010

Communications dans un congrès national avec actes et comité de lecture

- [CN1] **X. Brun, D. Thomasset**, *Intérêts de la planification de trajectoires pour la commande en position d'actionneurs électropneumatiques*, Proceedings Journées Doctorales d'Automatique, **Nancy**, 21/22/23 Septembre 1999, p 185-188.
- [CN2] **X. Brun, D. Thomasset**, *Optimisation énergétique et commande plate en électropneumatiques*, Proceedings Journées Doctorales d'Automatique, **Toulouse**, 25/26/27 Septembre 2001, p 237-241.
- [CN3] **M. Smaoui, X. Brun, D. Thomasset**, *Application de la technique du backstepping en électropneumatique*, Proceedings JDMACS, **Valenciennes**, 25/26/27 Juin 2003 , p 455-460.
- [CN4] hal-00207682 **A. Girin, F. Plestan, A. Glumineau, X. Brun**, *Observateurs non linéaire pour actionneur électropneumatique*, Proceedings JDMACS-JNMACS, **Lyon**, 5-7 Septembre 2005, n° ID 147.
- [CN5] **O. Olaby, X. Brun, S. Sesmat, T. Redarce**, *Caractérisation et modélisation d'un distributeur proportionnel électropneumatique pour la simulation et la synthèse de commande*, Proceedings JDMACS-JNMACS, **Lyon**, 5-7 Septembre 2005, n° ID 57.
- [CN6] **M. Smaoui, X. Brun, D. Thomasset**, *Etude d'un différentiateur robuste via modes glissants d'ordre supérieur: Application en électropneumatique*, Proceedings JDMACS-JNMACS, **Lyon**, 5-7 Septembre 2005, n° ID 110.
- [CN7] hal-00399349 **M.T. Pham, O. Mouhib, M. Smaoui, X. Brun, S. Sesmat**, *Modélisation en vue de la commande et identification paramétrique d'un vérin électropneumatique*. Journées d'Identification et Modélisation Expérimentale, **Poitiers**, 16-17 Novembre 2006
- [CN8] hal-00399361 **R. Moreau, O. Olaby, M. T. Pham, X. Brun, O. Dupuis**, *"Simulateur d'accouchement automatisé BirthSIM pour l'apprentissage sans risque des gestes obstétricaux"*, Proceedings JDMACS-JNMACS, **Reims**, 9-11 Juillet 2007, n° ID 55.
- [CN9] hal-00399368 **S. Renard, X. Brun, E. Bideaux, D. Thomasset, S. Ruzza**, *"Démarche d'intégration de modèles sur plateforme HIL. Application à un modèle de boîte de vitesses à des fins de validation d'un calculateur de transmission"*, Proceedings JDMACS-JNMACS, **Angers**, 17-18 Mars 2009.
- [CN10] hal-00375327 **R. Moreau, M. T. Pham, X. Brun, T. Redarce, O. Dupuis**, *" Algorithme de commande pour la simulation d'accouchements instrumentaux difficiles"*, Proceedings JDMACS-JNMACS 09, **Angers**, 17-18 Mars 2009.

Communications dans un congrès national sur invitation

- [CI1] hal-00410243 **X. Brun, D. Thomasset**, *Problèmes de stabilité rencontrés sur les systèmes électropneumatiques*, 1^{er} Colloque Commande des systèmes non linéaires, **Metz**, 19-21 juin 2002
- [CI2] **M. Smaoui, X. Brun, D. Thomasset**, *Synthèse de commandes non linéaires robustes : backstepping et sliding mode. Applications sur les systèmes électropneumatiques*, 2nd Colloque Commande des systèmes non linéaires, **Metz**, 3-5 Novembre 2004

Communications dans un congrès national

- [CNS1] **O.Olaby, O.Dupuis, R. Silveira, X. Brun, T. Redarce**, *Description de procédures d'accouchement en vue de leurs implantations sur un Simulateur robotisé*, 18^{èmes} Journées des Jeunes Chercheurs en Robotique organisées à l'Ecole des Mines de **Douai**, 8-9 septembre 2004
- [CNS2] **R. Moreau, O. Olaby, M.T. Pham, X. Brun, H.T. Redarce**, *Le simulateur BirthSIM : Pour l'apprentissage du geste obstétrique sans risques*. Journées Nationales de la Recherche en Robotique - JNRR'05, **Guidel**, France, 5-7 Octobre 2005, p 285-286.
- [CNS3] **X.Brun, D. Thomasset**, *Bancs d'essais en Fluid Power*, Journées Démonstrateurs en Automatique à vocation Recherche, **Angers**, 28-29 Mars 2006.

Enveloppe Soleau

- [S1] **M.Smaoui, X. Brun, D. Thomasset**, *Estimation robuste en temps réel de la dérivée d'un signal*, N°ES0000266018 – 25 juillet 2006

Thèse de doctorat

Laboratoire : LAI - Laboratoire d'Automatique Industrielle - INSA de Lyon

Sujet : Commandes linéaires et non linéaires en électropneumatique. Méthodologies et Applications.

Mots clés : Commande non linéaire, commande en électropneumatique, simulation, expérimentation, frottement, système plat

Equipe : Fluidetronique

Encadrement : Professeur Daniel THOMASSET

Date : du 1^{er} Octobre 1996 au 9 Décembre 1999

Jury :

M. J. DESCUSSE	Directeur de Recherche CNRS	Président
M. A. FOSSARD	Directeur de Recherche ONERA CERT Toulouse	Rapporteur
M. J.C. MARE	Professeur à l'INSA de Toulouse	Rapporteur
M. E. RICHARD	Maître de Conférence à l'Université de Nancy	Examineur
M. D. HUBERT	Ingénieur ASCO JOUCOMATIC	Examineur
M. S. SCAVARDA	Professeur à l'INSA de Lyon	Examineur
M. D. THOMASSET	Professeur à l'INSA de Lyon	Directeur de thèse

Divers

X. Brun - Commandes linéaires et non linéaires en électropneumatique. Méthodologies et applications. Thèse. INSA de LYON - Institut National des Sciences Appliquées de Lyon. Date de soutenance :09/12/1999

Rapports scientifiques

X. Brun, Rapport d'expertise (convention INSAVALOR sur devis n° 22610407), *Expérimentation sur un connecteur de circuit EGR pour mesure la faisabilité d'une entaille pouvant avoir des effets sur le circuit d'assistance au freinage d'un véhicule*, 13 pages, 28 septembre 2007

X. Brun, F. Plestan, A. Glumineau, A. Girin, Projet REI DGA, Contrat de recherche N° 0634032, Rapport d'avancement en fin de phase 1, *Conception et réalisation d'un banc d'essais électropneumatique pour les tests de lois de commande de gouvernes de missiles*, 42 pages, 3 janvier 2008

X. Brun, F. Plestan, A. Glumineau, A. Girin, Projet REI DGA, Contrat de recherche N° 0634032, Rapport d'avancement en fin de phase 2, *Modélisation du banc d'essais et validation du*

modèle. Synthèse de commandes et d'observateurs non linéaires pour des actionneurs de missiles électropneumatiques, validation en simulation, 78 pages, 26 mai 2008

X. Brun, F. Plestan, A. Glumineau, A. Girin, Projet REI DGA, Contrat de recherche N° 0634032, Rapport d'avancement en fin de phase 3, *Synthèse et validation expérimentale des commandes et observateurs non-linéaires développés pour des actionneurs de missiles électropneumatique* 40 pages, 15 novembre 2008

X. Brun, F. Plestan, A. Glumineau, A. Girin, Projet REI DGA, Contrat de recherche N° 0634032, Rapport final, *Contribution à la commande non linéaire d'un système électropneumatique pour une utilisation aéronautique : application sur un benchmark dédié*, 155 pages, 20 janvier 2009

Annexes

Quelques productions significatives

- [P2] hal-00140640 **X. Brun, D. Thomasset, E. Bideaux**, "*Influence of the process design on the control strategy: application in electropneumatic field*", Control Engineering Practice, Volume 10, Issue 7, July 2002, Pages 727-735. 129
- [P5] hal-00143562 **A. Sellier, X. Brun, S. Sesmat, J.M. Retif, X.F. Lin-Shi, D. Thomasset, M. Smaoui**, "*Hybrid Force control with on/off electropneumatic standard distributors*", International Journal of Fluid Power, Vol 7, N°1, March 2006, p 51-60. 139
- [P7] hal-00140641 **M. Smaoui, X. Brun, D. Thomasset**, "*Systematic control of an electropneumatic system: integrator backstepping and sliding mode control*", Transactions on Control Systems Technology, Vol 14, Issue 5, Sept. 2006, Pages 905-913. 149
- [P11] hal-00368304 **R. Moreau, M.T. Pham, X. Brun, T. Redarce, O. Dupuis**, "*Assessment of forceps use in obstetrics during a simulated childbirth*", Manuscript ID RCS-08-0028, International Journal of Medical Robotics and Computer Assisted Surgery, Volume 4, Issue 4, 2008, pp: 373-380 160
- [P12] hal-00207663 **A. Girin, F. Plestan, X. Brun, A. Glumineau**, "*High order sliding mode controllers of an electropneumatic actuator : application to an aeronautic benchmark*", IEEE Trans. Control Systems Technology – Vol 17, Issue 3, 2009, pp. 633-645 167



Influence of the process design on the control strategy: application in electropneumatic field

X. Brun*, D. Thomasset, E. Bideaux

Laboratoire d'Automatique Industrielle, INSA Lyon, Bâtiment Saint-Exupéry, 25 Avenue Jean Capelle, 69621 Villeurbanne, France

Received 6 August 2001; accepted 17 January 2002

Abstract

This article proposes an example of electropneumatic system where the architecture of the process is modified with respect to both the specifications for position and velocity tracking and a criterion concerning the energy consumption. Experimental results are compared and analyzed using an industrial bench test. For this, a complete model of the system is presented, and two kinds of nonlinear control laws are developed, a monovariable and a multivariable based on the flatness theory. © 2002 Elsevier Science Ltd. All rights reserved.

Keywords: Design system; Nonlinear control; Pneumatic systems; Efficiency enhancement

1. Introduction

The design of a modern process needs a good coordination between different engineers specialized in specific fields. More often, the new industrial products are born with advanced technologies in electronics, mechanics, materials knowledge, computing and with evolved sensors and actuators. Very often, after the product creation stage comes the need for a choice of control. For this, a good background and understanding of the modern automatic theories is required. It is then necessary to choose an appropriate control strategy to obtain good performances in terms of safety, stability, repeatability and accuracy. Even though during the last century the traditional solution was essentially a P.I.D. structure, nowadays, modern control laws are implemented.

The goal of this paper is to show the influence of the control strategy on the system design. Indeed, if the process design influences the choice of the control law, then it would be interesting to note that the people who choose the control strategy could influence the design. This idea will be developed in this paper in the context of an electropneumatic system.

In the first section, two different kinds of electropneumatic positioning systems will be presented and modelled. The following section elaborates on two kinds of control laws for each system. The choice of a nonlinear control strategy (Isidori, 1989; Fliess, Levine, Martin, & Rouchon, 1995) will be argued. The last section will be devoted to the experimental results. Both sets of results will be compared following an industrial benchmark. At the end, the aim is to conclude on the influence of the process design on the control strategy.

2. Two kinds of electropneumatic positioning systems

This part presents two different systems for electropneumatic position tracking. Both the systems use the following structure: servo-valve/actuator/mass in translation. In each case the cylinder and the moving mass are the same, only the first power stage is modified (see Fig. 1). The actuator under consideration is an in-line electropneumatic cylinder using a simple rod (32/20 mm) with a stroke equal to 500 mm. The rod is connected to one side of a carriage and drives an inertial load on guiding rails. The total mass (piston, rod and carriage) is equal to 17 kg. The difference between each system concerns how the mass flow rate is modulated in each actuator chamber. In the first case (Fig. 1a), a five-way proportional servo-valve is used, in the second case

*Corresponding author. Tel.: +33-4-72-43-88-8; fax: +33-4-72-43-85-35.

E-mail address: xavier.brun@lai.insa-lyon.fr (X. Brun).

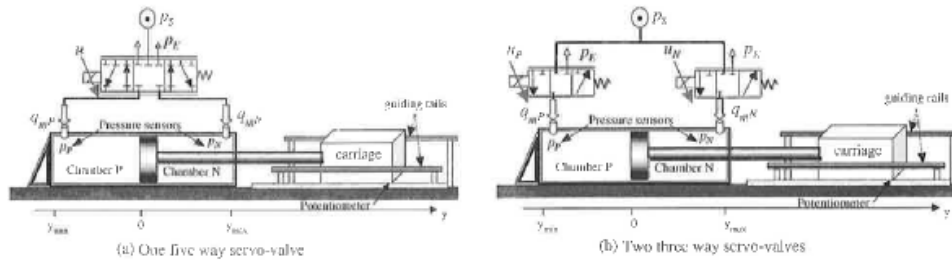


Fig. 1. Two kinds of electro-pneumatic process designs.

(Fig. 1b), two three-way proportional servo-valves are implemented. All the components have a similar technology that consists of a spool sliding in a sleeve, actuated directly by proportional solenoid acting against a spring. A state feedback control of servo-valve spool position is used in order to decrease the effects of hysteresis and increase the bandwidth of the servo-valve. So in the first case only one control is available, but in the second case, the structure has one more degree of freedom. This property could be interesting in the case of multiobjectives.

The electro-pneumatic system model can be obtained using classical assumptions (Shearer, 1956): considering the pressure behavior in a chamber with variable volume and the mechanical equation including pressure force, viscous friction (bv), dry friction (F_f) and an external force (F_{ext}) due to atmospheric pressure. Using the theory of multiscale systems, the dynamics of the servo-valves may be neglected (Bouhal, 1994). So, the model can be reduced to a static one described by two relationships $q_{mP}(u_P, p_P)$ and $q_{mN}(u_N, p_N)$ between the mass flow rates q_{mP} and q_{mN} , the input voltages u_P and u_N , and the output pressures p_P and p_N .

The static model is given by Eq. (1)

$$\begin{aligned} \frac{dp_P}{dt} &= \frac{krT_s}{V_P(y)} \left[q_{mP}(u_P, p_P) - \frac{S_P}{rT_s} p_P v \right], \\ \frac{dp_N}{dt} &= \frac{krT_s}{V_N(y)} \left[q_{mN}(u_N, p_N) + \frac{S_N}{rT_s} p_N v \right], \\ \frac{dv}{dt} &= \frac{1}{M} [S_P p_P - S_N p_N - bv - F_f - F_{ext}], \\ \frac{dy}{dt} &= v, \end{aligned} \quad (1)$$

where

$$V_P(y) = V_P(0) + S_P y,$$

$$V_N(y) = V_N(0) - S_N y$$

with

$$V_P(0) = V_{DP} + S_P \frac{\text{Stroke}}{2},$$

$$V_N(0) = V_{DN} + S_N \frac{\text{Stroke}}{2},$$

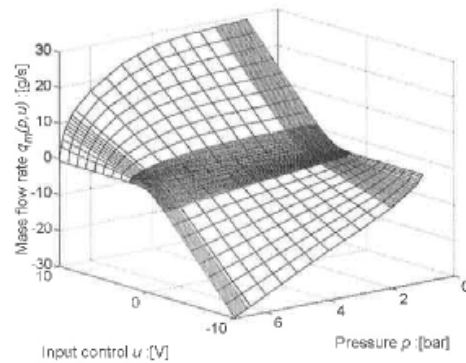


Fig. 2. Servo-valve static characteristics.

are the piping volumes of the chambers for the zero position and $V_{D(P \text{ or } N)}$ are dead volumes present on each of the extremities of the piston.

In the case of a nonlinear control synthesis, the theory that respects Isidori's work (Isidori, 1989) requires that the model must be a linear function of the control input, in order to obtain an explicit form of the control law. Therefore, the mass flow rate characterization obtained from experimental measurements (see Fig. 2) was approximated by a polynomial function (Belgharbi, Thomasset, Scavarda, & Semat, 1999), affine in control (see Eq. (2)).

$$\begin{aligned} q_{mP}(u_P, p_P) &= \varphi(p_P) + \psi(p_P, \text{sgn}(\Gamma(u_P))) \Gamma(u_P), \\ q_{mN}(u_N, p_N) &= \varphi(p_N) + \psi(p_N, \text{sgn}(\Gamma(u_N))) \Gamma(u_N). \end{aligned} \quad (2)$$

$\varphi(\cdot)$ and $\psi(\cdot)$ are polynomial functions and $\Gamma(\cdot)$ is an odd function.

With two inputs $\Gamma(u_P)$ and $\Gamma(u_N)$, the nonlinear model of the system in Fig. 1b has the following form:

$$\dot{x} = f(x) + G(x) \times U,$$

where $f(x)$, $G(x)$ and U are given by relation (3),

$$\begin{aligned} x &= \begin{bmatrix} p_P \\ p_N \\ v \\ y \end{bmatrix}, \\ f(x) &= \begin{pmatrix} \frac{krT_s}{V_P(y)} \left[\varphi(p_P) - \frac{S_P}{rT_s} p_P v \right] \\ \frac{krT_s}{V_N(y)} \left[\varphi(p_N) + \frac{S_N}{rT_s} p_N v \right] \\ \frac{1}{M} [S_P p_P - S_N p_N - b v - F_f - F_{ext}] \\ v \end{pmatrix}, \\ G(x) &= \begin{pmatrix} \frac{krT_s}{V_P(y)} \psi(p_P, \text{sgn}(U_P)) & 0 \\ 0 & \frac{krT_s}{V_N(y)} \psi(p_N, \text{sgn}(U_N)) \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \\ U &= \begin{pmatrix} U_P \\ U_N \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \Gamma(u_P) \\ \Gamma(u_N) \end{pmatrix}. \end{aligned} \quad (3)$$

Furthermore, in the case of one five-way servo-valve (Fig. 1a), the model is given by relation (5) which is in the nonlinear affine form (Eq. (4)):

$$\begin{aligned} \dot{x} &= f(x) + g(x) \times U, \\ U &= \Gamma(u) \text{ and } g(x) = \begin{pmatrix} \frac{krT_s}{V_P(y)} \psi(p_P, \text{sgn}(U)) \\ \frac{krT_s}{V_N(y)} \psi(p_N, \text{sgn}(-U)) \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \end{aligned} \quad (4)$$

3. Two kinds of nonlinear control strategy

Nowadays, electropneumatic or electrohydraulic systems are controlled in position tracking (Edge, 1997; Sohl & Bobrow, 1999; Brun, Belgharbi, Semat, Thomasset, & Scavarda, 1999a; Liu & Daley, 2000; Bouri & Thomasset, 2001) or in force tracking (Alleyne & Liu, 1999; Niksefat & Sepehri, 2000; Alleyne & Liu, 2000).

In the case of monocriteria, it seems more interesting to choose a system with one five-way servo-valve. In fact this structure is more attractive in terms of cost, regarding the equipment. Very often the constructor proposes two three-way servo-valves which seem equivalent to one five-way when they are controlled with input of opposite signs. But it is assumed that they

are identical and symmetrical. This strategy (two servo-valves and only one control law with opposite sign) is more classical in the industrial process. In fact, it is a bad strategy because it does not use the two degrees of freedom available for the design.

With the system of two three-way servo-valves it is possible to control two different trajectories. For example, it seems useful to control position and stiffness for compliant tasks, or, otherwise why not track a desired position with minimum energy consumption?

The two following parts present a control strategy for two different objectives:

- A nonlinear monovariable control law developed for tracking position.
- A nonlinear multivariable control law developed for tracking position and energy saving.

3.1. Nonlinear monovariable control strategy

A convenient way to control the model (4) is to use the nonlinear linearizing control law (Isidori, 1989), which theoretically transforms the closed loop system into two parts. The first part consists of a cascade of ρ integrators and the second is an unobservable subsystem of dimension $(n - \rho)$ (ρ is the relative order of the output, and n is the system order). The single output is the position: $h(x) = y$.

A simple calculation shows that for the system under study, the characteristic number is equal to three. In the single input single output case, the linearizing nonlinear control is given by (Brun & Thomasset, 2000)

$$U = \frac{1}{L_g L_f^2 h} (-L_f^3 h + w),$$

with

$$\begin{aligned} L_f^3 h &= \frac{S_P}{M} \frac{krT_s}{V_P(y)} \left[\varphi(p_P) - \frac{S_P}{rT_s} p_P v \right] \\ &\quad - \frac{S_N}{M} \frac{krT_s}{V_N(y)} \left[\varphi(p_N) + \frac{S_N}{rT_s} p_N v \right], \\ L_g L_f^2 h &= \frac{S_P}{M} \frac{krT_s}{V_P(y)} \psi(p_P, \text{sgn}(U)) \\ &\quad + \frac{S_N}{M} \frac{krT_s}{V_N(y)} \psi(p_N, \text{sgn}(-U)). \end{aligned} \quad (6)$$

It is important to note that $L_g L_f^2 h$ is always strictly positive. So U has the same sign as $(-L_f^3 h + w)$. By definition $L_f^3 h$ and w are independent of U (see Eqs. (6) and (7)). Consequently, the control law is not implicit. This explains the choice of the function φ , independent of U , in the mass flow rate expression of Eq. (2).

The second feedback law, which fixes the dynamic behavior of the state tracking errors, is obtained with

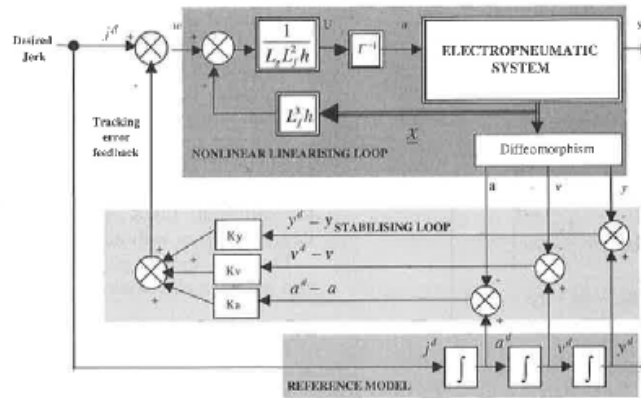


Fig. 3. Principle of nonlinear monovariate control law.

the reference model:

$$w = j^d - K_y(y^d - y) - K_v(v^d - v) - K_a(a^d - a). \quad (7)$$

The nonlinear control applied to the system is shown in Fig. 3 and may be written as in Eq. (8).

$$u = \Gamma^{-1} \left(\frac{1}{L_p L_f^2 h} (-L_f^2 h + j^d - K_y(y^d - y) - K_v(v^d - v) - K_a(a^d - a)) \right) \quad (8)$$

The validity of the control law depends on the stability of the unobservable subsystem of dimension one. It is very difficult to obtain the results about the global stability of the residual dynamic, but in the physical domain the local stability has been proved (Brun, Belgharbi, Semat, Thomasset, & Scavarda, 1999a).

3.2. Nonlinear multivariable control strategy

3.2.1. Choice of desired output

In this paper the control strategy relates to tracking the desired position with minimum energy consumption. Regarding this, a first study in simulation has been led (Brun, Thomasset, Semat, & Scavarda, 1999b) to evaluate the possibility to improve the efficiency with an appropriate supplementary desired trajectory.

To reduce the consumed energy, it is possible to decrease the mass flow rate delivered by each servo-valve. Concerning this, a study of the static mass flow rate characteristics, as given in Fig. 4, could help to choose the appropriate desired trajectory.

To reduce the mass flow rate, two aspects are very important:

- the values of the control signal must be small (as shown in the circle in Fig. 4a).
- the pressure variation must be between 1 and 3 bar absolute (as shown in the circle in Fig. 4b).

So the choice is about elaborating a desired pressure trajectory in chamber P . This solution is easy to implement and does not need an additional sensor. In order to do that, an optimization algorithm has been developed.

A second important argument that led us to choose the pressure as the second output is its property of flatness (Fliess et al., 1995). Indeed, position and pressure are flat outputs (see Appendix B), and so the complexity of implementing the nonlinear control law is reduced as shown in the last section of this paragraph.

3.2.2. Optimization algorithm

The pneumatic energy delivered by the compressor which enters the actuator through each servo-valve is given by Eq. (9). This energy is denoted as $W_{\text{PNEU}}^{\text{in}}$; H_{P_n} and H_{N_n} are the enthalpy mass flow rate delivered, respectively, inside chambers P and N of the actuator. c_p is the constant pressure specific heat and T_S is the temperature supply (assumed constant).

$$W_{\text{PNEU}}^{\text{in}} = \int_0^{T_{\text{exec}}} [H_{P_n}(t) + H_{N_n}(t)] dt$$

with

$$\begin{aligned} H_{P_n}(t) &= q_{mP}(u_P(t), p_P(t)) c_p T_S, \\ H_{N_n}(t) &= q_{mN}(u_N(t), p_N(t)) c_p T_S. \end{aligned} \quad (9)$$

The flatness property means that the control law could be expressed from the desired trajectories and its

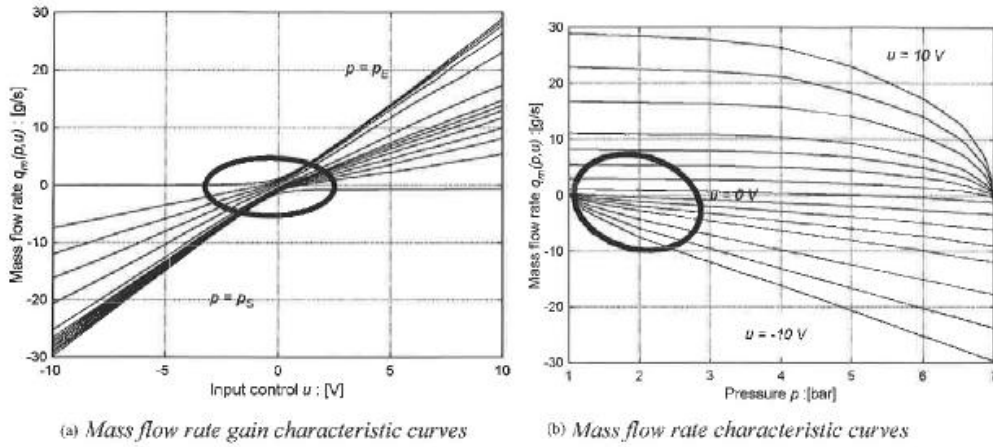


Fig. 4. Mass flow rate measurements.

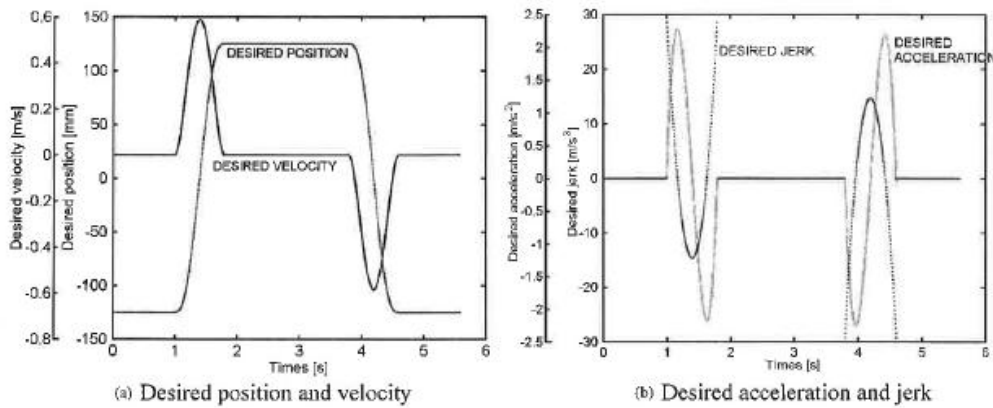


Fig. 5. Desired trajectories for position tracking.

successive derivations. So with this result and using Eqs. (2) and (9) the enthalpy mass flow rate can be expressed only with the desired position, velocity, acceleration, jerk (imposed by the industrial specifications), pressure in one chamber and first derivation of this pressure as shown in Eq. (10).

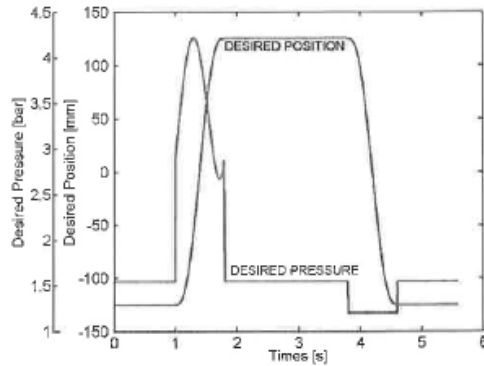
$$H_{Pa}(t) + H_{Na}(t) = \Lambda(y^d, v^d, a^d, j^d, p_p^d, dp_p^d/dt). \quad (10)$$

This function $\Lambda(y^d, v^d, a^d, j^d, p_p^d, dp_p^d/dt)$ has been optimized with the constraint given by relation (11) and with the desired trajectories in position and successive

derivatives given in Fig. 5.

$$\begin{aligned} 10^5 \text{ Pa} &\leq p_p \leq 7 \times 10^5 \text{ Pa}, \\ 10^5 \text{ Pa} &\leq p_N \leq 7 \times 10^5 \text{ Pa}, \\ -10 \text{ volt} &\leq u_p \leq 10 \text{ volt}, \\ -10 \text{ volt} &\leq u_N \leq 10 \text{ volt}. \end{aligned} \quad (11)$$

The results obtained after optimization with constraints are presented in the Fig. 6. The aim is to reduce the pressure in chamber P . So the desired pressure during static conditions is equal to 1.54 bar absolute. It

Fig. 6. Desired optimized pressure in chamber P .

increases up to 4.21 bar absolute during the extension stroke and it is equal to 1.20 bar absolute during the retraction stroke.

3.2.3. Nonlinear multivariable synthesis

So the two chosen outputs are the pressure in chamber P and the position:

$$h(x) = \begin{pmatrix} h_1(x) \\ h_2(x) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} p_P \\ y \end{pmatrix}. \quad (12)$$

The characteristic number associated to the pressure p_P and the position are, respectively, one and three. Thus, the sum is equal to the dimension of the system. This is sufficient to affirm that the system is differentially flat (Fliess et al., 1995). Due to the flatness definition, the inputs can be written as functions of outputs and a finite number (equal to the characteristic number) of their time derivatives. A direct way to obtain the nonlinear linearizing control laws which decouple the system consists in using the expressions of dp_P^d/dt and j^d and inverting them. The result is given by Eq. (13). With the two previous control inputs u_P and u_N , the nonlinear electropneumatic model is transformed into two linear models, one simple integrator and one triple integrator. Classic feedback laws (see Eq. (14) and Fig. 7) can stabilize each of them. In this case, the global stability is obvious. This is one of the main advantages of flatness.

$$u_P = \Gamma^{-1} \left[\frac{S_P p_P^d v^d - \varphi(p_P^d)}{r T_S \psi(p_P^d, \text{sgn}(U_P))} + \frac{V_P(y^d)}{k r T_S \psi(p_P^d, \text{sgn}(U_P))} w_1 \right],$$

$$u_N = \Gamma^{-1} \left[\frac{\frac{S_N p_N^d v^d + \varphi(p_N^d)}{r T_S} + \frac{V_N(y^d) b}{k r T_S S_N} a^d}{\psi(p_N^d, \text{sgn}(U_N))} + \frac{V_N(y^d)}{k r T_S \psi(p_N^d, \text{sgn}(U_N))} \left(\frac{S_P}{S_N} w_1 + \frac{M}{S_N} w_2 \right) \right]$$

with

$$p_N^d = \frac{1}{S_N} (S_P p_P^d - b v^d - F_f - F_{ext} - M a^d),$$

$$w_1 = \frac{d p_P^d}{dt} - K_{p_P} (p_P - p_P^d),$$

$$w_2 = j^d - K_a (a - a^d) - K_v (v - v^d) - K_y (y - y^d). \quad (14)$$

4. Experimental results

The experimental results are presented in terms of repeatability. So, in this section, each curve presents a mean value obtained after 30 tests. The standard deviation, mean and maximum values are calculated in each position and presented in Tables 1 and 2 for each control strategy. In order to show the performances of each control law under static and dynamic conditions, the standard deviations are calculated in each phase. The two tables show the better results obtained during static conditions. In the case of monovariate control law the standard deviation is < 0.1 mm; with the other control method this value is near to 0.5 mm. In general,

Table 1
Experimental results in position (mm)

Control strategy	Mean position error	Maximum position error	Mean standard deviation	Mean standard deviation	Maximum standard deviation
			in static stage	in dynamic stage	
Monovariate	0.85	6.21	0.06	0.14	0.31
Multivariate	1.59	5.35	0.48	0.56	2.98

Table 2
Experimental results in velocity (mm/s)

Control strategy	Mean velocity error	Maximum velocity error	Mean standard deviation	Mean standard deviation	Maximum standard deviation
			in static stage	in dynamic stage	
Monovariate	16	120	9	21	71
Multivariate	6	40	4.3	10	38

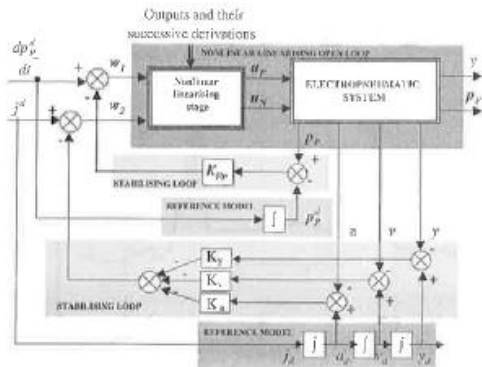


Fig. 7. Principle of nonlinear multivariable control law.

the results obtained with a multivariable control law are better for velocity tracking and less satisfactory in position tracking (see Tables 1 and 2 and Fig. 8).

As explained in Section 3.2, the gain in terms of energy consumption depends on two parameters, which are the control signal and the pressure evolution.

- Considering Fig. 9, the multivariable control law is smoother than the monovisible one, which is a good property from an energetically efficient point of view. Indeed, when the control signal increases, supply energy is used. And when the control signal decreases, the pneumatic energy approaches the exhaust. So the control signal oscillations leads to bad efficiency.
- Fig. 10 proves the reduced pressures in each chamber, P and N , obtained with multivariable control strategy. This method seems to lead to an actual

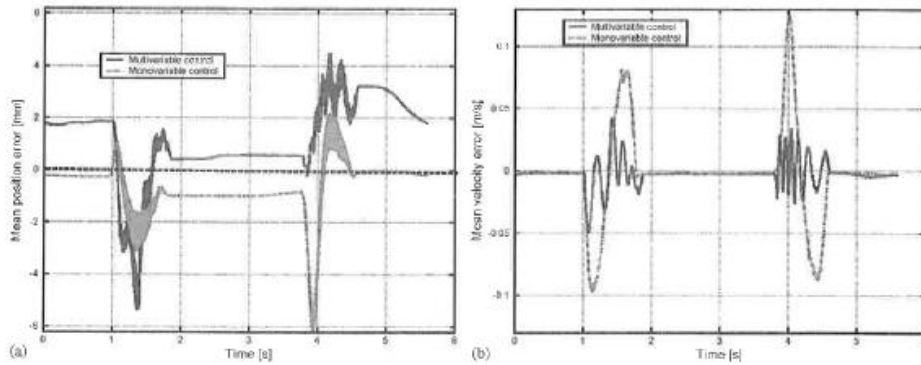


Fig. 8. Mean error in position and velocity with monovisible and multivariable control laws.

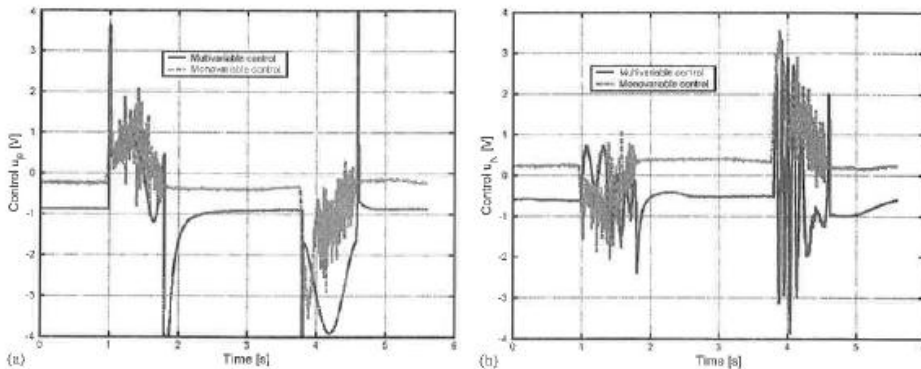


Fig. 9. Control signals u_p and u_N with monovisible and multivariable control laws.

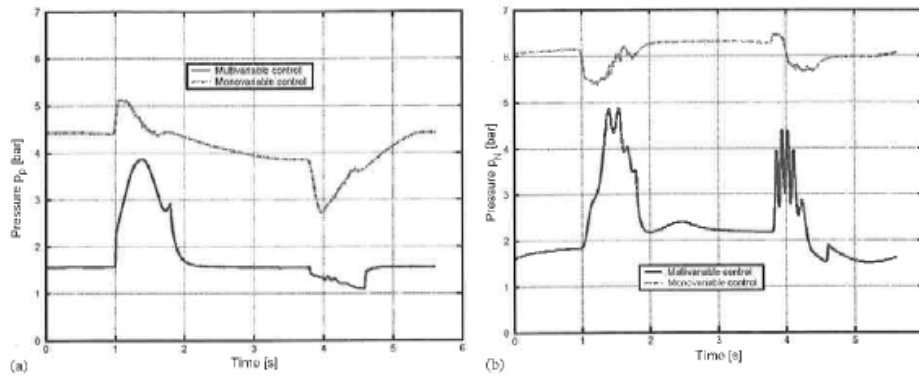


Fig. 10. Pressures p_p and p_N with monovariable and multivariable control laws.

gain in energy terms and permits to modify the stiffness, but this concerns another study conducted in parallel in the laboratory.

Considering the mass flow rate characteristics (in Fig. 2), the experimental results in pressure (Fig. 10), and the control signals (Fig. 9), including the dynamics of the servo-valves, it is possible to reconstruct the mass flow rate delivered by the two servo-valves during the global movement. Considering that the equilibrium point at the start is the same as that at the end, the total energy delivered by the compressor is equal to the integral of this reconstructed mass flow rate multiplied by a constant coefficient (see Eq. (9)). The numerical results obtained show an improvement of 29% in terms of energy delivered inside the cylinder with the multivariable nonlinear control.

5. Conclusions

This paper presents an example of electropneumatic system, where the control specialist chooses to act on the structure before working on an elaborate strategy of control. This study has proved the importance of including the control specification during the designing. Nowadays, more and more new products are developed including design, process architecture, choice of the structure actuators, place of sensors, sizing of component and control strategy. This approach permits a satisfactorily link of the specifications with other objectives, which could be important in terms of economical improvement. It is important to note that the supplementary specifications could be obtained without a degradation of the desired specifications.

Considering the electropneumatic field, the main objective concerns the tracking in terms of position and velocity. The proposed approach consists of increasing the number of power modulators to obtain a supplementary degree of freedom with respect to the imposed specifications and to reduce the energy consumption. The experimental results obtained lead to a similar behavior in terms of position or velocity tracking, but the system with two servo-valves leads to a better efficiency in terms of energy consumption. The next step will consist of comparing the cost due to the supplementary servo-valve with the gain due to energy saving. These methods could be also very interesting in electrohydraulic (oil or water) fields.

Another important aspect of this strategy concerns the stability. As noted in Section 3.1, only the local asymptotic stability of the system with nonlinear control law in monovariable case has been proved (Brun, 1999a). In the case of multivariable nonlinear control, the flatness of the system leads to a global linearization and to a global stability of the closed loop system.

Appendix A. Nomenclature

a	acceleration (m/s^2)
b	viscous friction coefficient ($\text{N}/(\text{m/s})$)
c_p	constant pressure specific heat ($\text{J}/\text{kg}/\text{K}$)
F	force (N)
$h(x)$	output vector
$H_P \text{ or } H_N$	enthalpy mass flow rate delivered inside chamber P or N (J/s)
j	jerk (m/s^3)
κ	polytropic constant
K_p, K_v, K_a	position gain (V/m), velocity gain ($\text{V}/\text{m/s}$) and acceleration gain ($\text{V}/\text{m/s}^2$)
K_{p_p}	pressure gain (V/Pa)

M	total load mass (kg)
n	the system order
p_P or p_N	Pressure in the cylinder chamber P or N (Pa)
q_{mP} or q_{mN}	mass flow rate provided from the servo-distributor to cylinder chamber P or N (kg/s)
ν	perfect gas constant related to unit mass (J/kg/K)
ρ	relative order of the output
S_P or S_N	area of the piston cylinder on the chamber P or N (m ²)
t	time (s)
T	temperature (K)
T_{cycle}	cycle duration (s)
u	servo-distributor input voltage (V)
v	velocity (m/s)
V	volume (m ³)
w	stabilizing control voltage (V)
$W_{\text{PNEU}}^{\text{in}}$	pneumatic energy delivered by the compressor which enters in the actuator (J/s)
ξ	state vector
y	position (m)
$\varphi(\cdot), \psi(\cdot)$ and $\Gamma(\cdot)$	are polynomial functions
Subscript	
D	dead volume
ext	external
f	dry friction
N	chamber N
P	chamber P
S	supply
Superscript	
d	desired

Appendix B. Brief summary about flatness

One of the classes of systems for which trajectory generation is particularly easy are the so-called differentially flat systems (Fliess et al., 1995). Roughly speaking, a system is differentially flat if it is possible to find a set of outputs (equal in number to the number of inputs) such that all the states and inputs can be determined from these outputs without integration. More precisely, if the system has states $x \in \mathbb{R}^n$, and inputs $u \in \mathbb{R}^m$, then the system is flat if it is possible to find outputs $y \in \mathbb{R}^m$ of the form $y = \mathcal{Y}(x, u, \dot{u}, \dots, u^{(p)})$, such that: $x = \mathcal{X}(y, \dot{y}, \dots, y^{(q)})$ and $u = \mathcal{U}(y, \dot{y}, \dots, y^{(q)})$.

Eq. (13) explains why the pressure and the position have the property of flatness. It can be resumed by the

following relations:

$$u_P = f_1 \left(y^d, \dot{y}^d, p_P^d, \frac{dp_P^d}{dt} \right),$$

$$u_N = f_2 \left(y^d, \dot{y}^d, a^d, \dot{a}^d, p_P^d, \frac{dp_P^d}{dt} \right).$$

References

- Alleyne, A., & Liu, R. (1999). On the limitations of force tracking control for hydraulic servosystems. *ASME Journal of Dynamic System Measurement and Control*, 121(2), 184–190.
- Alleyne, A., & Liu, R. (2000). Systematic control of a class of nonlinear systems with application to electrohydraulic cylinder pressure control. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 8(4), 623–634.
- Belgharbi, M., Thomasset, D., Scavarda, S., & Semat, S. (1999). Analytical model of the flow stage of a pneumatic servo-distributor for simulation and nonlinear control. *Proceedings of the Sixth Scandinavian International Conference on Fluid Power*. SICFP99 Tampere, Finland (pp. 847–860).
- Bouhal, A. (1994). *Contribution à la commande linéaire et non linéaire adaptative des systèmes électropneumatiques*. Ph.D. thesis, INSA de Lyon: Science.
- Bouri, M., & Thomasset, D. (2001). Sliding control of an electro-pneumatic actuator using an integral switching surface. *Journal of Systems and Control Engineering*, 9(2), 368–375.
- Brun, X., Belgharbi, M., Semat, S., Thomasset, D., & Scavarda, S. (1999a). Control of an electropneumatic actuator, comparison between some linear and nonlinear control laws. *Journal of Systems and Control Engineering*, 213(15), 387–406.
- Brun, X., Thomasset, D., Semat, S., & Scavarda, S. (1999b). *Limited energy consumption in positioning control of electropneumatic actuator*. Bath Workshop on Power Transmission & Motion Control, Bath, England (pp. 199–211).
- Brun, X., & Thomasset, D. (2000). Choice of control law in electropneumatic. Expertise using an industrial benchmark and some new trends. *39th IEEE Conference on Decision and Control*, Sydney, Australia (pp. 1323–1328, [CD Rom], ref CD009702).
- Edge, K. A. (1997). The control of fluid power systems—responding to the challenge. *Journal of Systems and Control Engineering*, 211(12), 91–110.
- Fliess, M., Levine, J., Martin, P., & Rouchon, P. (1995). Flatness and defect of non-linear systems: Introductory, theory and applications. *International Journal of Control*, 61, 1327–1361.
- Isidori, A. (1989). *Nonlinear control systems*, 2nd edition (p. 479) New York: Springer.
- Liu, G. P., & Daley, S. (2000). Optimal-tuning nonlinear PID control of hydraulic systems. *Control Engineering Practice*, 8(9), 1045–1053.
- Niksefat, N., & Sepehri, N. (2000). Design and experimental evaluation of a robust force controller for an electro-hydraulic actuator via quantitative feedback theory. *Control Engineering Practice*, 8(12), 1335–1345.
- Shearer, J. L. (1956). Study of pneumatic processes in the continuous control of motion with compressed air Parts I and II. *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, 78, 233–249.
- Sohl, G. A., & Bobrow, J. E. (1999). Experiments and simulations on the nonlinear control of a hydraulic servosystem. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 7(2), 238–247.

HYBRID FORCE CONTROL WITH ON/OFF ELECTROPNEUMATIC STANDARD DISTRIBUTORS

Arnaud Sellier¹, Xavier Brun¹, Sylvie Sesmat¹, Jean-Marie Retif², Xuefang Lin-Shi²,
Daniel Thomasset¹ and Mohamed Smaoui¹

¹Laboratoire d'Automatique Industrielle, INSA Lyon, Bâtiment Saint Exupéry, 25 Avenue Jean Capelle, 69621 Villeurbanne Cedex, France
<http://www-lai.insa-lyon.fr>
xavier.brun@insa-lyon.fr

²Centre Génie Electrique de Lyon, INSA Lyon, Bâtiment Léonard de Vinci, 21 Avenue Jean Capelle, 69621 Villeurbanne Cedex, France
<http://cegely.cnrs.fr>

Abstract

This paper presents a new control method applied to the electro-pneumatic field. This strategy originates from the hybrid control theory recently developed for the control of asynchronous or synchronous electrical motors, e.g. Retif (2004). The interest of this strategy concerns the possibility of using standard on/off distributors instead of the usual servodistributors (components issued from proportional technology) for the force control of a pneumatic cylinder. Distributor components have less performance but are cheaper than a servodistributor. The aim is to obtain, with a distributor, the same performances as servodistributors on the global system.

Based on both cylinder and distributor models, the hybrid control presented here chooses the best state for each on/off distributor to reach the desired force value. Experimental results are presented and discussed.

Keywords: hybrid control, on/off distributor, valve, electro-pneumatic, experimental results, force control

1 Introduction

At present in the pneumatic field, when a system requires a wide range of force control, servodistributors are currently used, e.g. Ben-Dov (1995), Edge (1987), Richer (2000), Yamada, (2003), Yin (1998). On/off distributors are used when the system is simpler and only a small range of force values are required, e.g. Ham (2005). The work presented here consists of using on/off distributors in a system that requires a wide range of force values. This has been carried out in order to reduce the cost of complex systems, e.g. LeGrand (2005), Van Varseveld (1997), because present day distributors are five to ten times cheaper than servodistributors.

Using on/off distributors for reaching a desired force produces a system with energy modulators (on/off distributors) and a continuous sub-process (cylinder). Such systems define a type of Hybrid Dynamic Process (HDP). Hybrid control, e.g. Retif (2004), Morel (2004), which is an efficient approach for controlling this kind of system. It is based on a state space model for both the energy modulator and the continuous sub-process.

For this model, a control vector, depending on the number of possible configurations for the energy modulator, is defined. A formal approach has been developed for choosing a control vector to track the reference state of interest in the state space. This control has been developed for the control of AC machines driven by inverters. Very good dynamic performance has been obtained (Retif, 2004). In this paper, the hybrid control is applied for the force control of the pneumatic cylinder where the chosen state variables of interest are the pressure in each chamber noted p_P and p_N . In fact, the control of both pressures leads to the control of the pneumatic force. Usually in the electrical field, from which the hybrid control algorithm is issued, the time commutation of the transistors can be neglected, e.g. Retif (2004), Morel (2004), with regards to the sample time (respectively equal to few microseconds and few hundred microseconds). The main difficulty in our context is that the on/off distributors used are quite slow. In the electropneumatic field, e.g. Burrows (1972), the bandwidth of cheap on/off components is very small (between 5 and 20 Hertz) and cannot be neglected when the control frequency is of the

This manuscript was received on 14 October 2005 and was accepted after revision for publication on 1 February 2006

same order. Some propositions were proposed in literature for increasing the dynamic performance of pneumatic servo-systems with digital valves. In this paper the aim is not to use PWM concept, e.g. Parnichkun (2001), for limited energy consumption, and not to increase the number of valves as in Belforte (2004), for limited cost. This problem is not present when the power modulator is a servodistributor and therefore other control algorithms are used, e.g. Noristugu (1988), Edge (1987), Brun (2002), Bouri (1996), Brun (2003), Liu (1993), because hybrid control is not appropriate with this type of component.

The study begins with the modelling of the continuous sub-process, then of the distributors, these are divided into two parts: static and dynamic models. The hybrid control algorithm is then developed. Finally, the first experimental results are presented and discussed and perspectives are announced for improving the performance of the system.

2 Electro-Pneumatic System Modelling

In order to determine the best distributor state for reaching the desired output value, the hybrid control requires both cylinder and distributor control models. This model must use physical parameters which can be given by industrial manufacturers or which can be obtained easily from simple experimental tests. In fact the following approach can be easily generalised to any other electropneumatic on/off distributor.

The pneumatic system consists of a pneumatic cylinder and two electropneumatic on/off distributors. The notation 'P', respectively 'N' on the schema in Fig. 1 is attached to elements whose positive actuation induces an increase in the exerted force, or respectively, a decrease.

Table 1 shows the nine different combinations of control vectors (C1 to C9) which can be applied to the distributors. The '0' value corresponds to a null voltage and the '1' value corresponds to 5 volts. All the states where $U_{Px} = U_{Nx} = 1$, are prohibited to avoid short-circuits in the electrical distributors.

2.1 Actuator

The system is composed of a single rod double acting linear pneumatic cylinder (32/20). The rod of the actuator is attached to a fixed end. Considering that the stiffness is infinite, there are no variations in the volume of the cylinder chambers. In our case the piston position is set to obtain the same volume in both chambers of the actuator, noted V and equal to about 0.1 litre. The aim is to control the force exerted against the stop end. Considering that the dry friction forces can be neglected, the general principal of mechanics gives the expression of the force as a function of both pressures:

$$F = S_P p_P - S_N p_N - (S_P - S_N) p_E \quad (1)$$

So the force F can be controlled due to the control of the pressure in each chamber p_P and p_N .

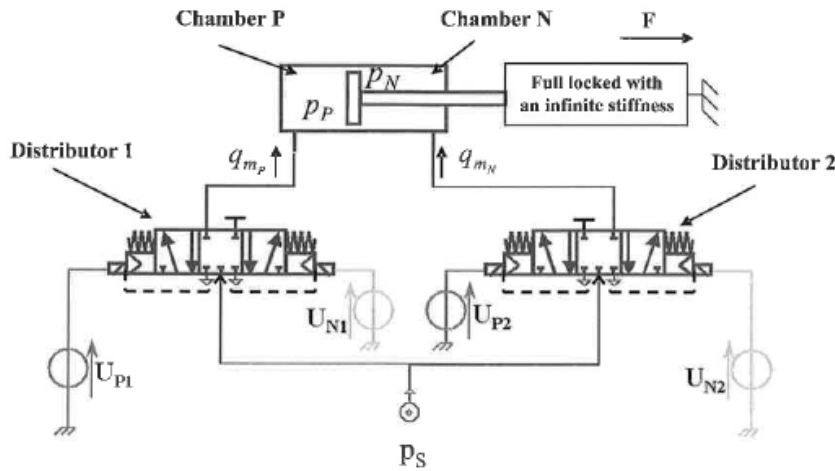


Fig. 1: Schema of the electro-pneumatic system

Table 1: Applicable controls

	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9
U_{P1}	0	1	0	0	0	1	0	0	1
U_{N1}	0	0	1	0	0	0	1	1	0
U_{P2}	0	0	0	1	0	1	0	1	0
U_{N2}	0	0	0	0	1	0	1	0	1

With the following classical assumptions, e.g. Shearer (1956), Andersen (1967), the model used for synthesise control law can be described by the system (2).

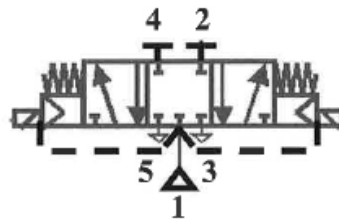
- air is a perfect gas and its kinetic energy is negligible in the chamber,
- pressure and the temperature are homogeneous in each chamber,
- the evolution in each cylinder chamber is supposed to be polytropic of index n ,
- the temperature variation in each chamber is considered negligible with respect to the supply temperature,
- the mass flow rate leakages are neglected, supply and exhaust pressures are assumed to be constant.

$$\begin{cases} \frac{dp_p(t)}{dt} = \frac{nrT}{V} q_{m_p}(x_p(U_{p1}, U_{N1}, t), p_p(t)) \\ \frac{dp_N(t)}{dt} = \frac{nrT}{V} q_{m_N}(x_N(U_{p2}, U_{N2}, t), p_N(t)) \end{cases} \quad (2)$$

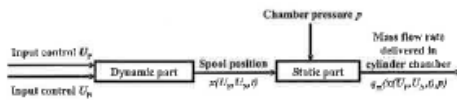
The main difficulty concerns the distributor mass flow rate modelling, q_m , described in the next part.

2.2 On/Off Distributor

The distributor used in this work is a 5 way / 3 position, centre position closed (from the Asco Joucomatic company) (Fig. 2a). Both components are supposed to be identical. There are two relays to move the spool to the left or to the right. These different positions allow the pressure to increase, decrease or stabilise in the chamber. According to classical hypothesis the establishment of flow is instantaneous, which means that the transient flows can be neglected, the modelling study of the distributor can be split into two parts: a static part giving the mass flow rate as a function of the distributor spool position x and of the output port pressure $p(q_m(x,p))$ and a dynamic part characterising the spool dynamic ($x(U_p, U_N, t)$). Figure 2b shows the system representation of the distributor model.



a/ Normalised representation of the distributor used



b/ Block diagram of the distributor model

Fig. 2: Distributor

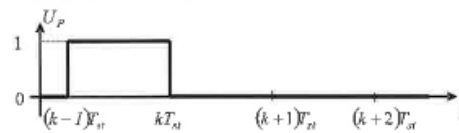
2.3 Dynamic Part

The main drawback of on/off distributors compared to servodistributors is their high opening and closing time. In addition, for the components tested, the time is different for opening and closing, the closing time being about double the opening time. This difference is due to the force used to carry out the operation. The opening is carried out with the electro-magnetic force and the source pressure, while the closing is done by the mechanical force of the return spring. So, the component is asymmetrical.

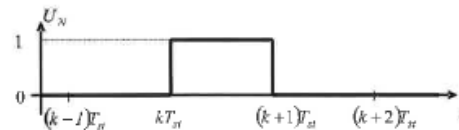
This property has been compensated experimentally by applying a voltage, for a small time, on the opposite relay of the distributor in order to accelerate the spool to change position (go back to the centre or to the opposite side). The time of applying the voltage was specified for each distributor and tuned experimentally.

When connecting the distributor to a pneumatic chamber, it has been seen that the low dynamics is mainly due to the delay of 15 ms originating from high dry friction forces. Moving the spool then takes a few milliseconds. So, for a first control model, the displacement of the spool is assumed to be instantaneous and the dynamic part of the distributor model is just modelled as a delay (Fig. 3). The sampling period noted T_{st} is then chosen as 20 milliseconds to guarantee that at each sampling time, the spool is either in an extreme position or in the central position. So the normalised position x of the spool, has only 3 different values: $\{-1, 0, 1\}$.

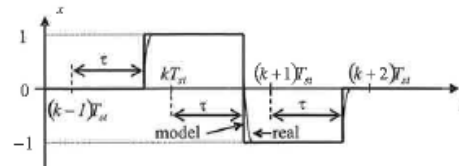
The consequence of the delay is that the variation of the pressure in a chamber for a control at time kT_{st} depends on the previous position of the distributor spool produced by the previous control at time $(k-1)T_{st}$. It means that the effective application of the control is delayed (Fig. 3). This problem has to be taken into account in the control algorithm.



a/ Evolution of the U_p control



b/ Evolution of the U_N control



c/ Evolution of the normalised spool position x

Fig. 3: Example of the evolution of the normalised spool position of the distributor

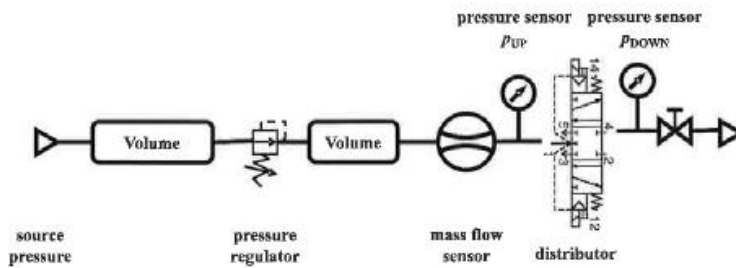
According to the modelling hypothesis, the following dynamic model is then proposed with τ being the time delay of the spool to change position when the control is applied to Eq. 3 :

With three possible states (Table 1) :

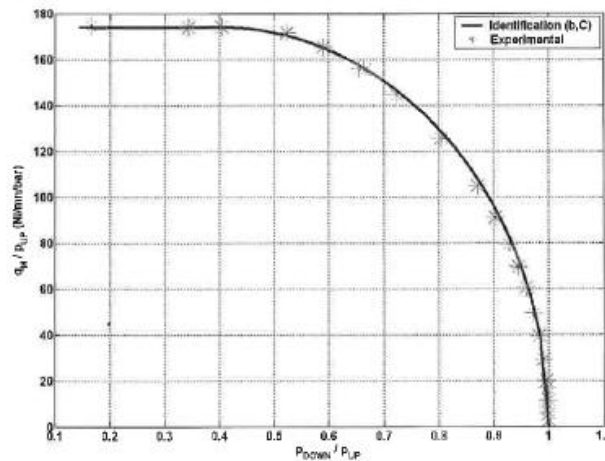
$$\begin{cases} U_P = 0 \\ U_N = 0 \end{cases} \text{ or } \begin{cases} U_P = 1 \\ U_N = 0 \end{cases} \text{ or } \begin{cases} U_P = 0 \\ U_N = 1 \end{cases}$$

$$x(U_P(kT_{st}), U_N(kT_{st}), t) = \begin{cases} U_P((k-1)T_{st}) - U_N((k-1)T_{st}) & \text{if } kT_{st} \leq t < kT_{st} + \tau \\ U_P(kT_{st}) - U_N(kT_{st}) & \text{if } kT_{st} + \tau \leq t < (k+1)T_{st} \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \text{if } \frac{P_{DOWN}}{P_{UP}} \leq b \text{ (sonic flow), } q_m(P_{UP}, P_{DOWN}) &= C \rho_0 P_{UP} \sqrt{\frac{T_0}{T_{UP}}} \\ \text{if } b < \frac{P_{DOWN}}{P_{UP}} \leq 1 \text{ (subsonic flow), } q_m(P_{UP}, P_{DOWN}) &= C \rho_0 P_{UP} \sqrt{\frac{T_0}{T_{UP}}} \sqrt{1 - \left(\frac{P_{DOWN} - b}{1 - b} \right)^2} \end{aligned} \quad (4)$$



a/ Test bench for on/off distributor characterisation



b/ Experimental and identified mass flow rate distributor characteristics

Fig. 4: Distributor characterisation

2.4 Static Part

The static part of the on/off distributor model should consist of the expression of the mass flow rate through each useful restriction as a function of the chamber pressure p and of the normalised spool position x . As for the determination of the dynamic model, it has been considered that the movement of the spool is instantaneous, it is just necessary to know the mass flow rate characteristics of the on/off distributor for the full opening of the useful restrictions. According to Fig. 1 and 2, these restrictions are :

- restrictions 1 to 4 ($x_p = 1$) and 4 to 5 ($x_p = -1$) for distributor 1,
- restrictions 1 to 2 ($x_N = -1$) and 2 to 3 ($x_N = 1$) for distributor 2.

According to the ISO 6358 (1989) standard, a test bench was realised (see Fig. 4a) to measure the mass flow rate characteristics to determine the flow parameters b and C used by the standard approximation (4). This model gives the mass flow rate evolution as a function of the upstream pressure and temperature and of the downstream pressure defined along the flow in the restriction.

Figure 4b shows an example of the experimental characteristics obtained compared to those obtained from the identified b and C parameters according to the ISO 6358 standard (1989).

As the four characteristics are very similar, the same couple of parameters (b, C) according to the ISO 6358 standard have been determined for modelling every restriction :

- Critical pressure ratio $b = 0.4$,
- Sonic conductance $C = 174 \text{ Nl/mn/bar}$

So the mass flow rates entering the 2 chambers can be expressed as a function of the spool position and of the chamber pressure by :

$$q_{m_p}(x_p, p_p) = \begin{cases} q_m(p_s, p_p) & \text{for } x_p = 1 \\ 0 & \text{for } x_p = 0 \\ -q_m(p_p, p_E) & \text{for } x_p = -1 \end{cases} \quad (5)$$

$$q_{m_N}(x_N, p_N) = \begin{cases} -q_m(p_N, p_E) & \text{for } x_N = 1 \\ 0 & \text{for } x_N = 0 \\ q_m(p_s, p_N) & \text{for } x_N = -1 \end{cases} \quad (6)$$

The q_m function in Eq. 5 and 6 is given by (4) in which the flow parameters b and C have the previous determined values and the upstream temperature is considered equal to the source temperature whatever the flow direction (according to hypotheses taken for the cylinder model section 2.1).

The Eq. 3 to 6 enable knowledge of each variable appearing in the system to be obtained (2) which together define the global control model of the system presented in Fig. 1.

3 Hybrid Control

3.1 Hybrid Control Principle

Hybrid control uses a hybrid model where the continuous state variables of the continuous sub-process depend on the energy modulator's configuration:

$$\dot{\underline{X}}(t) = f(\underline{X}(t), \underline{U}(t))$$

$\underline{X} \in \mathbb{R}^n$ and $\underline{U}(t)$ is a m -dimensional vector that is finite

$$U \in \{U_1, U_2, \dots, U_N\}, N \geq 2$$

For a short sampling period T_s , the model can be written as (Euler method):

$$\underline{X}(k+1) = \underline{X}(k) + f(\underline{X}(k), \underline{U}(k)) \cdot T_s$$

Assuming that full state is available for measurement, at time kT_s , the state $\underline{X}(k)$ is known. Via the dynamic model of the system (1), the state at time $(k+1)T_s$, noted $\underline{X}_j(k+1)$, $j \in N$, for each possible value of the control set can be calculated. N directions of the control set can be defined as $\underline{d}_j = \underline{X}_j(k+1) - \underline{X}(k)$.

For a given reference state \underline{X}^* , Hybrid Control consists of calculating the N possible direction of the continuous state vector evolution \underline{d} , choosing a control configuration in order to track this reference state in the state space.

For the bi-dimensional example in Fig. 5, the desired value (target point) can be placed in the plane X_1 and X_2 . To track this reference, at each sample time, hybrid control proceeds as follows:

- It acquires the state of the system at time kT_s ($X_1(kT_s)$ and $X_2(kT_s)$ see Fig. 5)
- Knowing the state of the system in the state space at time kT_s , this algorithm solves the system model equations, and calculates the different directions $\underline{d}_j, 1 \leq j \leq N$ of the continuous state vector evolution corresponding to the application of j^{th} configuration of the energy modulator (\underline{d}_1 to \underline{d}_5 in Fig. 5)
- Knowing the target point, this algorithm selects the optimal configuration. For this many techniques are possible. For example, the configuration chosen can be the one that minimises the Euclidean distance between the different reachable points and the target point.

This algorithm chooses the shortest euclidean distance (\underline{d}_4 in Fig. 5) and the corresponding control (U_4) is applied to the energy modulators for all the sampling period.

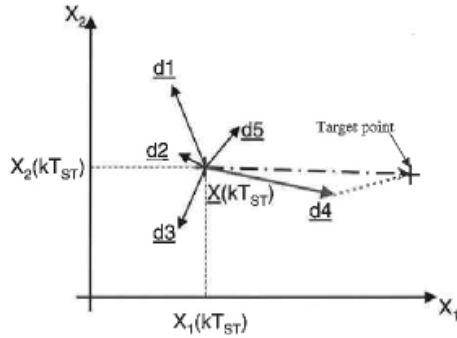


Fig. 5: Principle of hybrid control

3.2 Application to the Pneumatic System

For the system represented by Fig. 1, the pressures in both chambers P and N constitute the state space $\underline{X}(t) = [p_p, p_n]^T$. The state space is of dimension 2, so it can be represented by a (p_N, p_P) plane. Two distributors enable three different states (pressure admission, closed and pressure exhaust) to be established leading to nine different control vectors C1 to C9 (see table 1).

The objective is, knowing the pressure at the sampling instant kT_s , to estimate the evolution of the pressures at the next sampling instant, $(k+1)T_s$, in both chambers P and N for the nine controls (C1 to C9) and then to choose the best control for reaching the desired force.

At each sample time, the pressure in each chamber is measured. The hybrid control algorithm calculates the nine directions \underline{d}_1 to \underline{d}_9 reachable at the next sample time in the state space by integrating the pressure differential system (2) using equations (3) to (6). See the block diagram in Fig. 6.

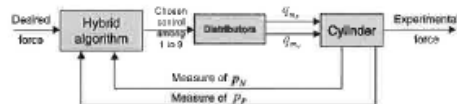


Fig. 6: System structure

The target is fixed according to equation (1). For a given desired pneumatic force F , the target is defined by a one-dimensional equation:

$$p_P = \left(\frac{S_N}{S_P} \right) p_N + \left(\frac{F}{S_P} + \frac{S_P - S_N}{S_P} p_E \right) \quad (7)$$

So the target is a point on the straight line defined by Eq. 7 in the (p_N, p_P) plane. The algorithm calculates the nine possible directions (\underline{d}_1 to \underline{d}_9 in Fig. 7). Then it chooses the control configuration that corresponds to the lowest Euclidean distance in the physical domain (\underline{d}_6 for the desired force F1 and \underline{d}_4 for the desired force F2 in Fig. 7 because \underline{d}_6 leads out of the physical domain in this case).

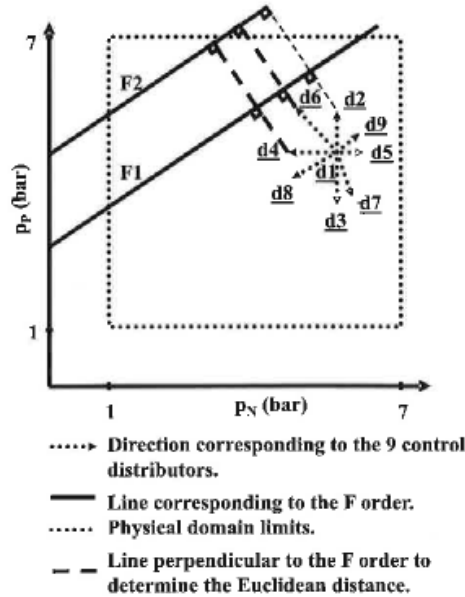


Fig. 7: Example of control choice

4 Experimental Result

The following results give an illustration of the overall control performance. The test bench is presented in Fig. 1. All the tests were realised with a DSP card from dSpace: DS1104. Programs implemented in DS1104 were Matlab/Simulink with C code. Value 1 given by table 1 means that the relay of the distributor is supplied at 5V and consumes 1.1W. Value 0 means 0V. The exhaust pressure value (1bar) and the supply pressure (7bar) limit the pressure.

4.1 Repetitive Sequence of Step Responses

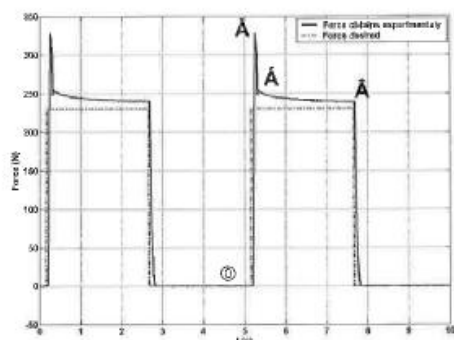
This part will compare two different results :

- In the first plots (Fig. 8), the desired force is 0N for 2.5 seconds and 230N for 2.5 seconds.
- In the second plots (Fig. 9), the sequence of force is 0N for 3 seconds, 50N for 0.5 seconds and 230N for 2 seconds.

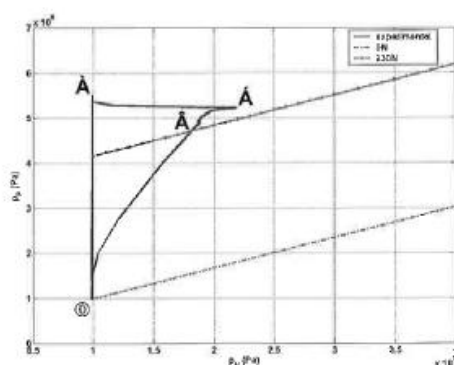
All the transitions are obtained step by step.

At the beginning of the process, the pressures in the chambers P and N are at 1 bar (the inferior left corner of the physical limit). At this stage, the force 50N is accessible with C9 control for T_s and then C1 to close the distributor and maintain the pressure in the chambers. At 50N, 230N is an accessible force with the C9 control. Then in order to obtain 0N, the chosen algorithm exhausts the chambers P and N with control C8 and maintains this value.

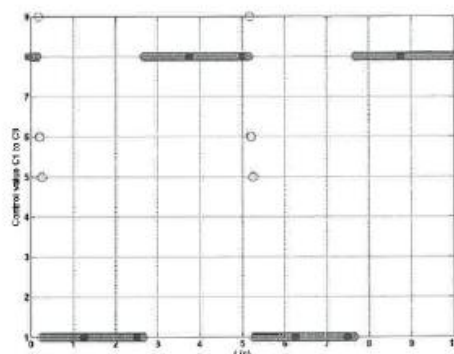
So the aim of the next two results is to show the difference in accessing 230N directly or passing by a step at 50N.



a/ Time evolution of the desired and experimental forces



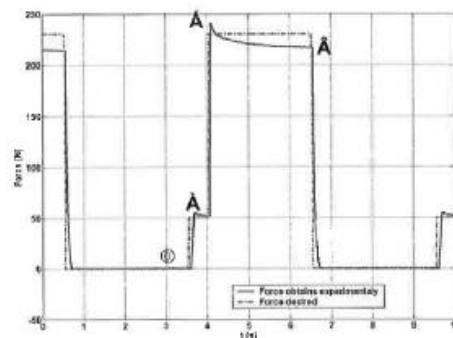
b/ Pressure evolution in the state plane (p_N , p_P)



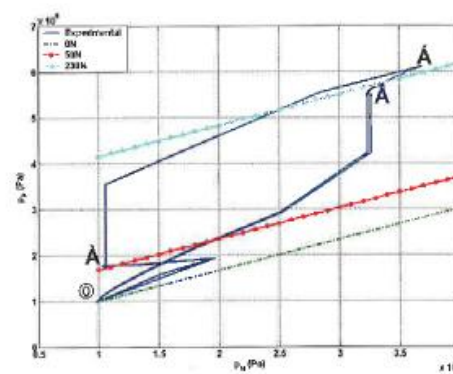
c/ Time evolution of the controls

Fig. 8: Desired force in one step

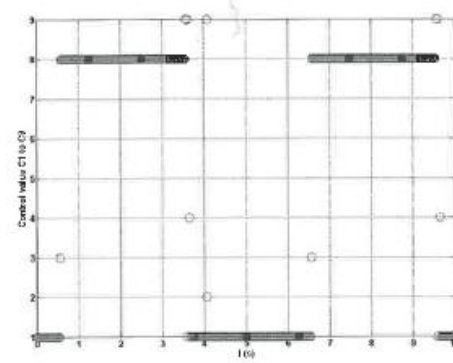
In the first case, at the beginning of the test, the experimental force was equal to 0 N (see point Q in Fig. 8a), the pressures in the P and N chambers are 1 bar (see point Q in Fig. 8b), the control vector is C8 (see time around 5 seconds in Fig. 8c) which corresponds to emptying each chamber. When the desired force equals 230 N, the control algorithm increases the pressure in chamber



a/ Time evolution of the force



b/ Evolution of the pressure in the plane (p_N , p_P)



c/ Time evolution of the controls

Fig. 9: Desired force in two steps

P (see point Q in Fig. 8b). A big overshoot (about 85 N) of desired force can be seen in Fig. 8a (see point Q). A new control vector is selected by the hybrid control algorithm to decrease the force value (see point Q in Fig. 8a) and converges to the line corresponding to the desired force in the (p_P , p_N) plane (see point Q in Fig. 8b). Between points Q and Q the control vector is C1:

this value theoretically close the distributor and maintains the pressure in each chamber. It is important to note that experimentally the two pressures and therefore the force continue to evolve. This phenomenon can be due to the thermal exchanges taking place between the cylinder chambers and the environment. So the static stage is reached after about 1.5 seconds and the steady state error is about 10 N (see point ③ in Fig. 8a). At this stage all the control vectors will generate a greater steady state error than 10 N and so the control vector is kept at C1 until the desired force evolves.

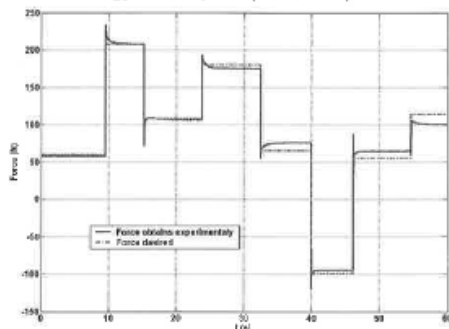
The next test reaches 230 N too, but first passing by a stage at 50 N. At the beginning of the process, the experimental force equals 0 N as it did previously (see point ① in Fig. 13). So the desired force equals 50 N (see point ① in Fig. 9a) by applying controls C9 and C4 (see Fig. 9c), C1 to close the distributor and maintain the pressures. When the desired force reaches 230 N (see point ② in Fig. 9a), the algorithm applies control C2 and C9 (see 4 second time value in Fig. 9c). Point ② to point ③ is due to thermal exchange (see the evolution of the chambers in Fig. 9b). The steady state error is about 10 N as seen previously. Finally the return to 0N is carried out by the C3 and C8 controls. Each application of a control can be observed by a break in the (p_F, p_N) plane.

The main difference between the previous two tests is in the size of the overshoot which is reduced from 85 N (Fig. 8a) to about 10 N (Fig. 9a) by using an intermediary stage for the desired force. It can be noted in Fig. 9a that the second case, using an intermediary step in the desired force, obviously requires more time to obtain the final objective of 230N and is more spread out on the (p_F, p_N) plane (Fig. 8b and 9b).

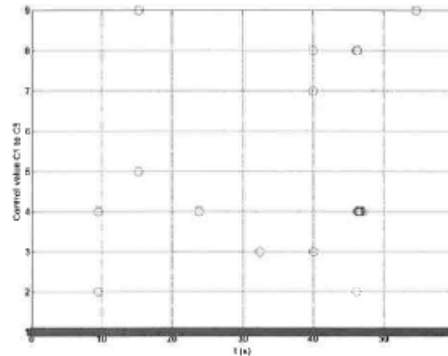
4.2 Random Sequences of Step Responses

Figure 10a shows the experimental results for different tested forces. Figure 10b presents the corresponding control vector values.

It can be seen that the desired forces are quickly obtained and that the root mean square steady state error is small (equal to about 3 N). The mean absolute error is about 6 N. When a force is obtained, the system applies the C1 control to maintain the pressure in the chambers and there is no consumption of power. This new control strategy seems to be very interesting in terms of energy consumption (Brun, 1999).



a/ Force time evolution



b/ Control time evolution

Fig. 10: Random sequences of step response

5 Conclusion

The contribution of this paper concerns:

- Firstly, the model synthesis and parameterisation of an on/off electropneumatic valve,
- secondly, the application of the hybrid method developed for electrical engine control, e.g. Retif (2004), of a system composed of a pneumatic cylinder and two on/off distributors designed for force control.
- Experimental results show that the principle of controlling the force by quantified components is realisable. Of course it needs to be perfected for static performances, but the results are satisfactory.

On/off control is a promising alternative for force control because of the low cost (compared to servodistributors) and the good performance obtained. Moreover there are no control parameters to tune.

It is possible to improve the system in three different ways :

- improvement of the control algorithm.
- add a closed loop by placing a force sensor at the end of the piston (to measure the force obtained) and to use a classical supplementary control loop (Doyle, 1992) as PID.
- to replace the distributors by ones which have a smaller sonic conductance C.

The first way is the cheapest of the three. The algorithm can be improved to determine several force step values accessible by only one control, in order to reach the desired force. This technique will enable the desired forces to be reached with only a small overshoot (see Fig. 9a compared to Fig. 8a). In addition, the smaller the step, the smaller the thermal exchange, but the longer the time needed to access the final desired force.

The second way requires adding a force sensor. At the moment the system has two sensors to measure the pressure in each chamber, and the force is recon-

structured using Eq. 1. At this stage dry friction is not taken into account. With a force sensor, it would be possible to determine the actual force and so decrease the steady state error.

The third way is a distributor-sizing problem. Accessible forces at time kT_{st} are quantified. So the smaller the sonic conductance is, the smaller the difference in the accessible force and the actual force, but the delay in reaching the desired force is greater. A compromise between dynamic and static performance must be carried out.

Another possible improvement is to apply a higher voltage to the distributor relay for a small time to accelerate the displacement of the spool (Van Ham et al, 2005, Lin 2005). This method would enable the time of applying a control (at the moment 20 ms) to be reduced and so decrease the pressure evolution in the chamber per control. This also would decrease the value of the accessible force in one control, and so decrease the transitional time due to the thermal exchange. Also it would reduce the time to reach the desired force.

Future work will focus on improving the algorithm and applying a higher voltage to the distributor relay to reduce the spool delay.

Nomenclature

b	critical pressure ratio	
C	sonic conductance	[N/mn/bar]
F	force	[N]
S	piston cylinder area	[m ²]
T	temperature	[K]
T_{st}	sampling period	[s]
U	boolean distributor input	[null]
V	pneumatic cylinder chamber volume	[m ³]
k	sampling period index	
n	polytropic constant	
p	pressure	[Pa]
q_m	mass flow rate	[kg/s]
r	perfect gas constant	[J/kg/K]
t	time	[s]
x	normalised position of the distributor spool	[null]
τ	spool time delay to move after the control has been applied	[s]
	specific mass	[kg/m ³]

Subscript and Superscript

UP	upstream
DOWN	downstream
P	relative to an increase of force
N	relative to a decrease of force
E	exhaust
S	supply
0	reference
1	distributor connected to chamber P
	distributor connected to chamber N

References

Andersen, B. W. 1967. *The analysis and design of pneumatic systems*. New-York: John Wiley and Sons, 302p.

Belforte, G., Mauro, S. and Mattiazzo, G. 2004. *A method for increasing the dynamic performance of pneumatic servosystems with digital valves*, *Mechatronics*, Vol 14 Issue 10, p 1105-1120

Ben-Dov, D. and Salcudean, S. E. 1995. *A force controlled pneumatic actuator*, *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, Vol 11, Issue 6, p 906-911.

Bouri, M., Thomasset, D. and Scavarda, S. 1996. *Integral sliding mode controller of a rotational servodrive*. Third Japan Hydraulics and Pneumatics Society, Tokyo, p 145-150.

Brun, X., Thomasset, D., Sesmat, S. and Scavarda, S. 1999. *Limited energy consumption in positioning control of electropneumatic actuator*, *Power Transmission & Motion Control*, Bath, UK, p 199-211.

Brun, X., Thomasset, D. and Bideaux, E. 2002. *Influence of the process design on the control strategy: application in electropneumatic field*, *Control Engineering Practice*, Volume 10, Issue 7, p 727-735.

Brun, X., Thomasset, D. and Scavarda, S. 2003. *Hybrid control for switching between position and force tracking*. The Fourth International Symposium on Fluid Power Transmission and Control, Wuhan, China.

Burrows, C. R. 1972. *Fluid Power Servomechanisms*. London : Van Nostrand Reinhold Company, 237 p.

Doyle, J. C., Francis, B. A. and Tannenbaum, A. R. 1992. *Feedback control theory*, Ed. Maxwell Macmillan International, 227 p.

Edge, K. A. and Figueredo, K. R. A. 1987. *An adaptively controlled electrohydraulic servo-mechanism: Part 1: Adaptive controller design - Part 2: Implementation*. In: Proc. Instn. Mech. Engrs. Part B, Vol 201, N°3, p 175-180 and p. 181-189.

Ham, R. V., Verrelst, B., Daerden, F., Vanderborght, B. and Lefeber, D. 2005. *Fast and accurate pressure control using on/off valves*, *International Journal of Fluid Power*, Vol 6, N°1.

International Standard ISO Norm 6358 1989. *Pneumatic Fluid Power- Components Using Compressible Fluids*, Determination of Flow-rate Characteristics.

Legrand X., Retif J.-M., Smaoui M., Brun X., Thomasset D. and Lin-Shi X. 2005. *Hybrid control with on/off electropneumatic standard valve for tracking positioning*, Bath Worksh. on Power Transmission & Motion Control, England.

Lin, C., Chen, C. and Liu, V. 2005. *A new time delay compensating scheme for electro-hydraulic system*, *International Journal of Fluid Power*, Vol 6, N°1.

Liu, P. and Dransfield, P. 1993. *Intelligent control of air servodrives using neural networks*. Proc. of

Second Japan Hydraulics and Pneumatics Society, Tokyo, p. 381-399.

Morel, F., Retif, J. M., Lin-Shi, X. F. and Llor, A. 2004, Fixed switching frequency hybrid control for a permanent synchronous machine, IEEE International Conference on Industrial Technology (ICIT'04), Tunisia.

Noritsugu, T., Wada, T. and Yanosaka, M. 1988. *Adaptive control of electropneumatic servo system.* In: 2nd Int. Symp. On Fluid -Control, Measurement, Mechanics and flow visualisation. Sheffield, England, p. 285-289.

Parnichkun, M. and Ngaecharoenkul, C. 2001, *Kinematics control of a pneumatic system by hybrid fuzzy PID,* Mechatronics, Vol 11, Issue 8, p1001-1023

Richer, E. and Hurmuzulu, Y. 2000. *A high performance pneumatic force actuator system : Part I – Nonlinear Mathematical Design, Part II – Nonlinear Controller Design,* Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, Volume 122, Issue 3, p 416-425 and p 426-434.

Retif, J. M., Lin-Shi, X. F., Llor, A. and Arnalte, S. 2004. *New control for a synchronous machine, the hybrid control,* EPE-11th International Power Electronics and Motion Control Conference.

Retif, J. M., Lin-Shi, X. F. and Llor, A. 2004. *A new hybrid direct-torque control for a winding rotor synchronous machine,* PESC2004: 35th IEEE Power Electronics Specialists Conference.

Shearer, J. L. 1956. *Study of pneumatic processes in the continuous control of motion with compressed air.* Parts I and II. Trans. Am. Soc. Mech. Eng., Vol. 78, p.233-249.

Van Varseveld, R. B. and Bone, G. M. 1997. *Accurate position control of a pneumatic actuator using on/off solenoid valves,* Transactions on Mechatronics, IEEE/ASME, Volume 2, Issue 3, p 195-204.

Yamada, H., Kudomi, S. and Muto, T. 2003. *Development of a pneumatic force display (application to a master slave system),* International Journal of Fluid Power, Vol 4, n°1.

Yin, Y. B. and Araki, K. 1998. *Modelling and analysis of an asymmetric valve controlled single-acting cylinder of a pneumatic force control system,* SICE'98. Proceedings of the 37th SICE Annual Conference, Chiba, Japan, p 1099-1104.



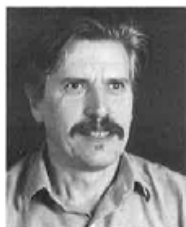
Arnaud Sellier
Was received the engineering degree in electrical engineering in 2005 from the Institut Nationale des Sciences Appliquées (INSA) of Lyon, France, and the Master Science degree in automatic from the LAI (Laboratoire d'Automatique Industrielle) laboratory, INSA of Lyon. He is now a PHD student



Xavier Brun
Was born in France in 1973. He is PhD graduate from INSA Lyon Scientific and Technical University in 1999. Since 2001, Dr Brun is associate professor at Laboratoire d'Automatique Industrielle (LAI) in INSA, France. His current interests concerns the implementation and comparison of controls laws for Fluid Power actuators.



Sylvie Sesmat
She presented her doctoral thesis entitled "Modelling, simulation and control of an electropneumatic servovalve" in 1996 at INSA of Lyon. She is currently employed as a research associate at the Laboratoire d'Automatique Industrielle of the INSA Lyon, France.



Jean-Marie Retif
Was born in France in 1946. Was received the PHD in 1969 in the field tuning control. Since 1979, he has been working in the field of electrotechnics at CEGELY. His researches concern advanced control of AC machines, pulse with modulations methods. His current interest concerns the hybrid control.



XueFang Lin Shi
Was received the PHD degree in applied computer science and automatic in 1992 from INSA of Lyon, France. Since 1994, she has been a lecturer at the department of Electrical Engineering of the and has joined the Centre de Génie Electrique de Lyon (CEGELY). Her research interests are control and observers for electrical driver



Daniel Thomasset
He is currently a professor at the Laboratoire d'Automatique Industrielle, Lyon, France, where he is the head of Fluid Power, Transport and Robotic team. His research interests include control and sizing of Fluid Power system for transport application.



Mohamed Smaoui
Was born in Sfax, Tunisia, in 1976. He received the Electrical Engineering degree, in 2000, from ENIS of Sfax, Tunisia, and the M.Sc. degree and the D.Sc. degree, both in automation, respectively in 2001 and 2004, both from INSA of Lyon, France. Since 2005, he is assistant professor at the department of Mechanical Engineering at INSA of Lyon, France.

Systematic Control of an Electropneumatic System: Integrator Backstepping and Sliding Mode Control

Mohamed Smaoui, Xavier Brun, and Daniel Thomasset

Abstract—This paper presents a synthesis of a nonlinear controller to an electropneumatic system. Nonlinear backstepping control and nonlinear sliding mode control laws are applied to the system under consideration. First, the nonlinear model of the electropneumatic system is presented. It is transformed to be a nonlinear affine model and a coordinate transformation is then made possible by the implementation of the nonlinear controller. Two kinds of nonlinear control laws are developed to track the desired position and desired pressure. Experimental results are also presented and discussed.

Index Terms—Backstepping control, electropneumatic actuator, sliding mode control.

NOMENCLATURE

b	Viscous friction coefficient (N/m/s).
F_{ext}	External force (N).
k	Polytropic constant.
l	Length of stroke (m).
M	Total load mass (kg).
p_P or p_N	Pressure in the cylinder chamber P or N (Pa).
q_m	Mass flow rate provided from servodistributor to cylinder chamber (kg/s).
r	Perfect gas constant related to unit mass (J/kg/K).
S_P or S_N	Area of the piston cylinder on the chamber P or N (m ²).
T	Temperature (K).
V	Volume (m ³).
U	Input voltage (V).
y, v, a, j	Position (m), velocity (m/s), acceleration (m/s ²), jerk (m/s ³).
$\varphi(\cdot)$	Leakage polynomial function (kg/s).
$\psi(\cdot)$	Polynomial function (kg/s/V).

Subscript

ext	External.
D	Dead volume.
S	Supply.
N	Chamber N .

Manuscript received July 7, 2003; revised February 28, 2005. Manuscript received in final form May 9, 2006. Recommended by Associate Editor S. Ge.

The authors are with the Laboratoire d'Automatique Industrielle, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon (INSA), Bât Antoine de Saint-Exupéry, 69621 Villeurbanne Cedex, France (e-mail: mohamed.smaoui@insa-lyon.fr).

Digital Object Identifier 10.1109/TCST.2006.880183

P Chamber P .
 d Desired.

I. INTRODUCTION

PNEUMATIC control systems play an important role in industrial automation due to their relatively small size, light weight, and high speed.

One of the conspicuous trends is the need for the electropneumatic systems that can achieve precise tracking position control [1].

The traditional and widely used approach to the control of electropneumatic systems is a fixed-gain linear controller based on the local linearization of the nonlinear dynamics around a nominal operating point [2]. This method relies on the key assumption of small range operation for the linear model to be valid. When the required operation range is large, the linear controller is likely to perform poorly. The harmful effects are due to the limitation of the linear feedback controller tolerance for the adverse effect of the nonlinearities or parameter variations.

When a fixed-gain linear controller cannot satisfy the control requirement, it is natural to investigate other controllers. In recent years, research efforts have been directed toward meeting this requirement. Most of them are feedback linearization [3]. However, a reasonably accurate mathematical model for the pneumatic system is required for feedback linearization.

A number of investigations have been reported on fuzzy control algorithms [4], adaptive control [5], sliding mode control [6], [7], and robust linear control [8].

Generally, for pneumatic control systems, the application is position control, pressure control, or a combination of the two such that an algorithm smoothly switches from closed-loop position control to closed-loop force control [9].

The main contribution of this paper consists of designing a multi-input/multi-output (MIMO) backstepping and sliding mode control laws for electropneumatic system in order to track the desired position and desired pressure in one of the actuator chambers. A solution using a classic feedback law has been developed in [10], where the architecture of the process is modified with respect to both specifications for position and pressure tracking and criteria concerning the energy assumption.

In this paper, robust nonlinear controllers have been studied. The model of the electropneumatic system has been presented and equations governing the motion of this plant have been put in a nonlinear affine form. In order to use the backstepping and the sliding mode techniques, a coordinate transformation has been proposed.

Section II describes the model of the electropneumatic actuator and states the problem under study. Section III deals with the design of the two control laws. Section IV will be devoted to

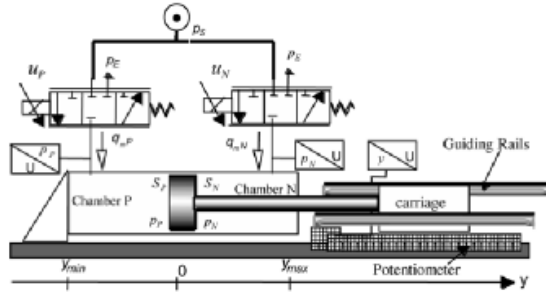


Fig. 1. Electropneumatic system.

the experimental results. Both sets of results will be compared with an industrial benchmark. Section V concludes this paper.

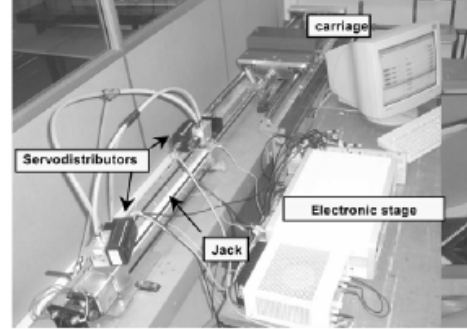
II. ELECTROPNEUMATIC SYSTEM MODELING

The electropneumatic system (Fig. 1) uses the following structure: two three-way proportional servodistributors/and actuator/and mass in translation. The actuator under consideration is an inline electropneumatic cylinder using a simple rod (32/20 mm) with a stroke of 500 mm. The rod is connected to one side of a carriage and drives the inertial load on guiding rails. The total moving mass is 17 kg.

The electropneumatic system model can be obtained using three physical laws: the mass flow rate through a restriction, the pressure behavior in a chamber with variable volume, and the fundamental mechanical equation.

In our case, the bandwidth of the Servotronic Joucomatic servodistributor and actuator are, respectively, about 200 and 2, 4 Hz. Using the singular perturbation theory, the dynamics of the servodistributors are neglected and their model can be reduced to a static one, described by two relationships $q_{m,P}(u_P, p_P)$ and $q_{m,N}(u_N, p_N)$ between the mass flow rates $q_{m,P}$ and $q_{m,N}$, the input voltages u_P and u_N , and the output pressures p_P and p_N . The pressure evolution law in a chamber with variable volume is obtained assuming the following assumptions [11]: air is a perfect gas and its kinetic energy is negligible; the pressure and the temperature are homogeneous in each chamber; and the process is polytropic and characterized by a coefficient k . Moreover, the electropneumatic system model is obtained by combining all the previous relations and assuming that the temperature variation is negligible with respect to average and equal to the supply temperature. Therefore, the following relations give the model of the previous system:

$$\begin{cases} \frac{dy}{dt} = v \\ \frac{dv}{dt} = \frac{1}{M} [S_P p_P - S_N p_N - bv - F_{ext}] \\ \frac{dp_P}{dt} = \frac{k r T}{V_P(y)} \left[q_{m,P}(u_P, p_P) - \frac{S_P}{r T} p_P v \right] \\ \frac{dp_N}{dt} = \frac{k r T}{V_N(y)} \left[q_{m,N}(u_N, p_N) + \frac{S_N}{r T} p_N v \right] \end{cases} \quad (1)$$



where

$$\begin{cases} V_P(y) = V_P(0) + S_P y \\ V_N(y) = V_N(0) - S_N y \end{cases} \quad \text{with: } \begin{cases} V_P(0) = V_{DP} + S_P \frac{l}{2} \\ V_N(0) = V_{DN} + S_N \frac{l}{2} \end{cases}$$

are the effective volumes of the chambers for the zero position and $V_{D(P \text{ or } N)}$ are dead volumes present at each extremity of the cylinder.

The main difficulty for model (1) is to know the mass flow rates $q_{m,P}$ and $q_{m,N}$.

In order to establish a mathematical model of the power modulator flow stage, many research works present approximations based on physical laws [12] by modeling the geometrical variations of the restriction areas of the servodistributor, as well as by experimental characterization [13].

In this paper, the results of the global experimental method giving the static characteristics of the flow stage [14] have been used. The global characterization corresponds to the static measurement of the output mass flow rate q_m which depends on the input control u and the output pressure p for a constant source pressure. The global characterization has the advantage of obtaining simply, by projection of the characteristic series $q_m(u, p)$ on different planes:

- mass flow rate characteristics series (plane $p - q_m$);
- mass flow gain characteristics series (plane $u - q_m$);
- pressure gain characteristics series (plane $u - p$).

The authors in [15] have developed analytical models for both simulation and control purposes. Two cases have been studied to approximate the flow stage characteristics by polynomial functions:

- multivariable polynomial function;
- polynomial approximation affine in control such that

$$q_m(u, p) = \varphi(p) + \psi(p, \text{sgn}(u))u \quad (2)$$

$\psi(\cdot) > 0$ over the physical domain.

By using the first approximation, a nonaffine nonlinear model is obtained. In this case, some control algorithms, such as adaptive neural network controllers [16], [17] can be used.

In this paper, the second approximation is used because it enables a physical significance to be given to the polynomial functions. $\varphi(p)$ in (2) is a polynomial function of the pressure

whose evolution corresponds to the mass flow rate leakage and does not depend on the input control. $\psi(p, \text{sgn}(u))$ is a polynomial function of both the pressure and sgn of the input control, because the behavior of the mass flow rate characteristics are clearly different for the inlet ($u > 0$) and the exhaust ($u < 0$). The polynomial functions $\varphi(p)$, $\psi(p, u > 0)$, $\psi(p, u < 0)$ have five degrees.

From the (2) the nonlinear affine model is then given by the equation

$$\begin{cases} \frac{dy}{dt} = v \\ \frac{dv}{dt} = \frac{1}{M} [S_P p_P - S_N p_N - bv - F_{ext}] \\ \frac{dp_P}{dt} = \frac{krT}{V_P(y)} \left[\varphi(p_P) - \frac{S_P}{rT} p_P v \right] \\ \quad + \frac{krT}{V_P(y)} \psi(p_P, \text{sgn}(u_P)) u_P \\ \frac{dp_N}{dt} = \frac{krT}{V_N(y)} \left[\varphi(p_N) + \frac{S_N}{rT} p_N v \right] \\ \quad + \frac{krT}{V_N(y)} \psi(p_N, \text{sgn}(u_N)) u_N \end{cases} \quad (3)$$

With two inputs u_P and u_N , the nonlinear model of the system in Fig. 1 has the following form:

$$\dot{\underline{x}} = f(\underline{x}) + g(\underline{x}) \times U \quad (4)$$

with

$$\underline{x} = (y, v, p_P, p_N)^T$$

where

$$\begin{aligned} f(\underline{x}) &= \begin{pmatrix} v \\ \frac{1}{M} [S_P p_P - S_N p_N - bv - F_{ext}] \\ \frac{krT}{V_P(y)} \left[\varphi(p_P) - \frac{S_P}{rT} p_P v \right] \\ \frac{krT}{V_N(y)} \left[\varphi(p_N) + \frac{S_N}{rT} p_N v \right] \end{pmatrix} \\ g(\underline{x}) &= [g_1(\underline{x}), g_2(\underline{x})] \\ &= \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{krT}{V_P(y)} \psi(p_P, \text{sgn}(u_P)) & 0 \\ 0 & \frac{krT}{V_N(y)} \psi(p_N, \text{sgn}(u_N)) \end{pmatrix} \\ U &= (u_P, u_N)^T. \end{aligned}$$

The system uses two three-way proportional servodistributors. Generally, it is supposed that these two servodistributors are equivalent to one five-way proportional servodistributor when they are controlled with the inputs of opposite signs [2]. In this case, a monovariable position control law can be established. However, the validity of the control law depends on the stability of the unobservable subsystem, which is one-dimensional (1-D). It is very difficult to obtain results about the global stability of the zero dynamics.

With a system of two three-way servodistributors, it is possible to control two different trajectories. For example, it seems useful to control position and pressure without a degradation of the desired specifications (tracking position). Let us define

$h(\underline{x})$ the vector consisting of the two chosen outputs: position and pressure in chamber P

$$h(\underline{x}) = \begin{pmatrix} h_1(\underline{x}) \\ h_2(\underline{x}) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} y \\ p_P \end{pmatrix}. \quad (5)$$

The relative degree associated to the position and the pressure are, respectively, three and one. Thus, the sum is equal to the dimension of the system. This is sufficient to affirm that the system is differentially flat [18]. In order to use a backstepping technique and a sliding mode technique, a coordinate transformation is proposed as follows:

$$\underline{z} = \phi(\underline{x}) = \begin{bmatrix} h_1(\underline{x}) - y \\ L_f h_1(\underline{x}) - v \\ L_f^2 h_1(\underline{x}) - a \\ h_2(\underline{x}) - p_P \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\begin{cases} \frac{dz}{dt} = v \\ \frac{dv}{dt} = a \\ \frac{da}{dt} = L_f^3 h_1(\phi^{-1}(\underline{z})) + L_{g_1} L_f^2 h_1(\phi^{-1}(\underline{z})) u_P \\ \quad + L_{g_2} L_f^2 h_1(\phi^{-1}(\underline{z})) u_N \\ \frac{dp_P}{dt} = L_f h_2(\phi^{-1}(\underline{z})) + L_{g_1} h_2(\phi^{-1}(\underline{z})) u_P \end{cases} \quad (7)$$

where

$$\begin{aligned} L_f^3 h_1(\underline{x}) &= \frac{krT}{M} \left(\frac{S_P}{V_P(y)} \phi(p_P) - \frac{S_N}{V_N(y)} \phi(p_N) \right) \\ &\quad - \frac{b}{M^2} (S_P p_P - S_N p_N - bv - F_{ext}) \\ &\quad - \frac{kv}{M} \left(\frac{S_P^2 p_P}{V_P(y)} + \frac{S_N^2 p_N}{V_N(y)} \right) \\ &= L_1(\underline{x}) + L_2(\underline{x}) \end{aligned} \quad (8)$$

$$L_{g_1} L_f^2 h_1(\underline{x}) = \frac{krT S_P}{M V_P(y)} \psi(p_P, \text{sgn}(u_P)) > 0 \quad (9)$$

$$L_{g_2} L_f^2 h_1(\underline{x}) = -\frac{krT S_N}{M V_N(y)} \psi(p_N, \text{sgn}(u_N)) < 0 \quad (10)$$

$$\begin{aligned} L_f h_2(\underline{x}) &= \frac{krT}{V_P(y)} \varphi(p_P) - \frac{k S_P}{V_P(y)} p_P v \\ &= L_3(\underline{x}) + L_4(\underline{x}) \end{aligned} \quad (11)$$

$$L_{g_1} h_2(\underline{x}) = \frac{krT}{V_P(y)} \psi(p_P, \text{sgn}(u_P)) > 0 \quad (12)$$

$$L_{g_2} h_2(\underline{x}) = 0 \quad (13)$$

with

$$\begin{aligned} L_1(\underline{x}) &= \frac{krT}{M} \left(\frac{S_P}{V_P(y)} \varphi(p_P) - \frac{S_N}{V_N(y)} \varphi(p_N) \right) \\ &\quad - \frac{b}{M^2} (S_P p_P - S_N p_N - bv - F_{ext}) \end{aligned} \quad (14)$$

$$L_2(\underline{x}) = -\frac{kv}{M} \left(\frac{S_P^2 p_P}{V_P(y)} + \frac{S_N^2 p_N}{V_N(y)} \right) \quad (15)$$

$$L_3(\underline{x}) = \frac{krT}{V_P(y)} \varphi(p_P) \quad (16)$$

$$L_4(\underline{x}) = -\frac{k S_P}{V_P(y)} p_P v \quad (17)$$

The dynamics $L_1(\underline{x})$ and $L_3(\underline{x})$ contain all the uncertainties, i.e., the leakage polynomial function and viscous friction. This is assumed to be bounded by two known functions $F_1(\underline{x})$ and $F_2(\underline{x})$

$$\begin{aligned} |L_1(\underline{x})| &\leq F_1(\underline{x}) \\ |L_3(\underline{x})| &\leq F_2(\underline{x}). \end{aligned} \quad (18)$$

In fact, $\varphi(p)$ represents the mass flow leakage inside the servodistributor and it is not easy to find a correct model for this part. Usually the maximum leakage value $|\varphi(p)|_{\max}$, is well known. In addition, the knowledge of the viscous friction coefficient b has been identified and the variation of this coefficient around the nominal value has been experimentally evaluated at 30%. Since all states are bounded, a positive constant δ exists so that $|(1/M)(S_P p_P - S_N p_N - b\dot{v} - F_{\text{ext}})| < \delta$. δ represents the maximum value of acceleration (25.3 ms^{-2}).

From all the above elements, it can be concluded that $F_1(\underline{x})$ and $F_2(\underline{x})$ can be given as

$$F_1(\underline{x}) = \frac{krT}{M} \left(\frac{S_P}{V_P(y)} |\varphi(p_P)|_{\max} + \frac{S_N}{V_N(y)} |\varphi(p_N)|_{\max} \right) + \frac{b_{\max}}{M} \delta \quad (19)$$

$$F_2(\underline{x}) = \frac{krT}{V_P(y)} |\varphi(p_P)|_{\max}. \quad (20)$$

Due to uncertainties appearing in the model, robust controllers are necessary to ensure high precision position and pressure tracking. By using model (7), the objective consists of designing a MIMO backstepping and sliding control law for the electropneumatic system.

The aim of the control law is to respect good accuracy in terms of position and pressure tracking for desired trajectories. The relative degree of the position and the pressure are, respectively, three and one. This means that the electropneumatic system can only track position trajectories at least three times differentiable and pressure trajectories at least one time differentiable. The desired trajectories have been carefully chosen in order to respect these differentiability conditions (see Fig. 2).

III. CONTROL SYNTHESIS

A. Multivariable Backstepping Controller

Backstepping [19]–[21] is a recursive procedure, which enables a control law to be derived for a nonlinear system, associated to the appropriate Lyapunov function, which guarantees stability. Classes of systems, for which this procedure works, are given in [20] and [21].

In this paper, this technique is applied for a MIMO system (inputs: u_P and u_N , outputs: y and P_P).

First, a pressure error is defined

$$e_4 = p_P - P_P^d. \quad (21)$$

Differentiating (21) gives

$$\frac{de_4}{dt} = L_f h_2(\phi^{-1}(\underline{z})) + L_g h_2(\phi^{-1}(\underline{z})) u_P - \dot{P}_P^d. \quad (22)$$

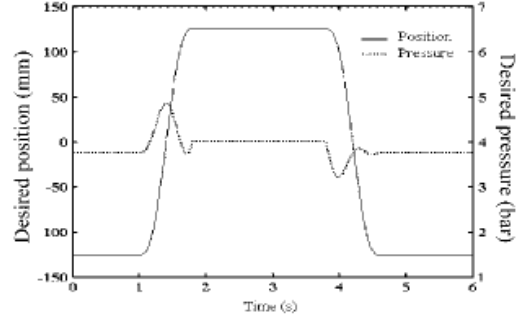


Fig. 2. Desired trajectories.

u_P is chosen as

$$u_P = \frac{1}{L_g h_2(\phi^{-1}(\underline{z}))} \times \left\{ -F_2(\underline{x}) \text{sgn}(e_4) + \frac{k S_P}{V_P(y)} p_P v + \dot{p}_P^d - c_4 e_4 \right\} \quad (23)$$

with $c_4 > 0$.

Taking $V(e_4) = (1/2)e_4^2$ as a Lyapunov function, the derivative of this function reads

$$\dot{V}(e_4) = -c_4 e_4^2 - F_2(\underline{x}) |e_4| + \frac{krT}{V_P(y)} \varphi(p_P) e_4 \leq -c_4 e_4^2 < 0. \quad (24)$$

Now, consider the scalar system

$$\dot{e}_1 = v - v_d. \quad (25)$$

Differentiating (25) gives

$$\dot{e}_1 = v - v_d \quad (26)$$

with v viewed as the input, the feedback control $v = \alpha(z_1)$ is designed to stabilize the origin $e_1 = 0$ with

$$v = -c_1 e_1 + v_d = \alpha_1(e_1, v_d) \quad (27)$$

with $c_1 > 0$. Then (25) becomes

$$\dot{e}_1 = -c_1 e_1 \quad (28)$$

and $V(e_1) = (1/2)e_1^2$ satisfies $\dot{V}(e_1) = -c_1 e_1^2 < 0$. A velocity error is defined as follows:

$$e_2 = v - \alpha_1(e_1, v_d) = v - v_d + c_1 e_1. \quad (29)$$

The (y, v) -subsystem is transformed into the form

$$\begin{cases} \dot{e}_1 = e_2 - c_1 e_1 \\ \dot{e}_2 = a - a_d + c_1(e_2 - c_1 e_1). \end{cases} \quad (30)$$

Taking $V(e_1, e_2) = (1/2)e_1^2 + (1/2)e_2^2$ as a composite Lyapunov function. The derivative of $V(e_1, e_2)$ is computed as

$$\dot{V}(e_1, e_2) = -c_1 e_1^2 + e_2(e_1 + a - a_d + c_1(e_2 - c_1 e_1)). \quad (31)$$

Taking

$$a = -e_1 + a_d - c_1(e_2 - c_1 e_1) - c_2 e_2 - \alpha_2(e_1, e_2, a_d). \quad (32)$$

This ensures the negativity of the Lyapunov function

$$\dot{V}(e_1, e_2) = \dot{V}(e_1) - c_2 e_2^2 = -c_1 e_1^2 - c_2 e_2^2 < 0 \quad (33)$$

for some $c_2[s^{-1}] > 0$. Finally, an acceleration error is defined as follows:

$$e_3 = a - \alpha_2(e_1, e_2, a_d) \quad (34)$$

the (y, v, a) -subsystem is transformed into the form

$$\begin{cases} \dot{e}_1 = e_2 - c_1 e_1 \\ \dot{e}_2 = e_3 - e_1 - c_2 e_2 \\ \dot{e}_3 = L_f^3 h_1(\phi^{-1}(\underline{z})) + L_{g_1} L_f^2 h_1(\phi^{-1}(\underline{z})) u_p \\ \quad + L_{g_2} L_f^2 h_1(\phi^{-1}(\underline{z})) u_N - j_d + (c_1 + c_2)(e_3 - e_1 - c_2 e_2) \\ \quad + (1 - c_1^2)(e_2 - c_1 e_1). \end{cases} \quad (35)$$

Using $V(e_1, e_2, e_3) = (1/2)e_1^2 + (1/2)e_2^2 + (1/2)e_3^2$ as a composite Lyapunov function, and taking

$$\begin{aligned} u_N = & \frac{1}{L_{g_2} L_f^2 h_1(\phi^{-1}(\underline{z}))} \\ & \times [-e_2 - L_2(y, v, p_p, p_N) - F_1(\underline{x}) \text{sgn}(e_3) \\ & - L_{g_1} L_f^2 h_1(\phi^{-1}(\underline{z})) u_p + j_d \\ & - (c_1 + c_2)(e_3 - e_1 - c_2 e_2) \\ & - (1 - c_1^2)(e_2 - c_1 e_1) - c_3 e_3] \end{aligned} \quad (36)$$

for some $c_3[s^{-1}] > 0$. So, the derivative of the Lyapunov function becomes

$$\begin{aligned} \dot{V}(e_1, e_2, e_3, e_4) = & \dot{V}(e_1, e_2) - c_3 e_3^2 - F_1(\underline{x}) |e_3| \\ & + L_1(y, p_p, p_N) e_3 \\ \leq & -c_1 e_1^2 - c_2 e_2^2 - c_3 e_3^2 \\ < & 0. \end{aligned} \quad (37)$$

Given the system described in (7) and using the actual inputs defined in (23) and (36), the output tracking error is globally asymptotically stable.

B. Multivariable Sliding Mode Control (SMC)

SMC [22]–[24] is one of the effective nonlinear robust approaches. The first step of sliding mode control is to select a sliding surface σ , that models the desired closed-loop performance in the state variable space. Then, design the control so that the system state trajectories are forced towards the sliding surface and stay on it. The choice of the control law that satisfies the following sliding condition is:

$$\sigma_i \dot{\sigma}_i < 0 \quad (38)$$

which ensures the attractivity of the sliding surface in the state space. The general problem is stated for a system represented by the state equation

$$\dot{\underline{x}} = f(\underline{x}) + g(\underline{x}) \times U \quad (39)$$

where $\underline{x} \in \mathbb{R}^n$ and $U \in \mathbb{R}^m$. SMC design consists of finding m switching functions. The sliding control law is obtained by forcing each control variable u_i of the control vector to satisfy the following law

$$u_i = \begin{cases} u_i^+, & \text{when } \sigma_i(x) > 0 \\ u_i^-, & \text{when } \sigma_i(x) < 0 \end{cases} \quad i = 1, \dots, m. \quad (40)$$

So that the reaching modes satisfy the ‘‘reaching condition’’ namely, reach the set $\sigma_i(x) = 0$ (switching surface) in finite time. Then, any state x outside the switching surface is forced to reach the surface in finite time. On the switching surface, the sliding mode takes place following the desired system dynamics.

Let us define a vector σ of components $\sigma_i (i = 1, 2)$ by

$$\begin{aligned} \sigma_1 = & \lambda^2(y - y^d) + 2\lambda(v - v^d) + (a - a^d) \\ = & \lambda^2 e_y + 2\lambda e_v + e_a \end{aligned} \quad (41)$$

$$\begin{aligned} \sigma_2 = & p_p - p_p^d \\ = & e_p \end{aligned} \quad (42)$$

with $\lambda > 0$. Differentiating (41) and (42) gives

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{\sigma}_1 \\ \dot{\sigma}_2 \end{bmatrix} = & \begin{bmatrix} \lambda^2(v - v^d) + 2\lambda(a - a^d) - j^d + L_f^3 h_1(\phi^{-1}(\underline{z})) \\ L_f h_2(\phi^{-1}(\underline{z})) - p_p^d \end{bmatrix} \\ & + \begin{bmatrix} L_{g_1} L_f^2 h_1(\phi^{-1}(\underline{z})) & L_{g_2} L_f^2 h_1(\phi^{-1}(\underline{z})) \\ L_{g_1} h_2(\phi^{-1}(\underline{z})) & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_p \\ u_N \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (43)$$

The two control laws are chosen as follows

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} u_p \\ u_N \end{bmatrix} = & \begin{bmatrix} L_{g_1} L_f^2 h_1(\phi^{-1}(z)) & L_{g_2} L_f^2 h_1(\phi^{-1}(z)) \\ L_{g_1} h_2(\phi^{-1}(z)) & 0 \end{bmatrix}^{-1} \\ & \times \left(- \begin{bmatrix} \lambda^2(v - v^d) + 2\lambda(a - a^d) - j^d + L_2(\underline{z}) \\ L_4(\underline{z}) - p_p^d \end{bmatrix} \right. \\ & \left. - \begin{bmatrix} (k_1 + F_1(\underline{x})) \text{sgn}(\sigma_1) \\ (k_2 + F_2(\underline{x})) \text{sgn}(\sigma_2) \end{bmatrix} \right) \end{aligned} \quad (44)$$

with $k_i, (i = 1, 2) > 0$.

This satisfies the sliding condition

$$\sigma_1 \dot{\sigma}_1 = \sigma_1 (L_1(\underline{z}) - (k_1 + F_1(\underline{x})) \text{sgn}(\sigma_1)) < 0 \quad (45)$$

$$\sigma_2 \dot{\sigma}_2 = \sigma_2 (L_3(\underline{z}) - (k_2 + F_2(\underline{x})) \text{sgn}(\sigma_2)) < 0. \quad (46)$$

It is important to note that $L_{g_1} h_2(\phi^{-1}(z))$ is strictly positive and $L_{g_2} L_f^2 h_1(\phi^{-1}(z))$ is strictly negative, so there is no singularity in the control laws (23), (36), and (44).

IV. EXPERIMENTAL RESULTS

The proposed backstepping algorithm has been implemented using a dSpace DS1104 controller board with a dedicated digital signal processor. The measured signals, all analog, were run

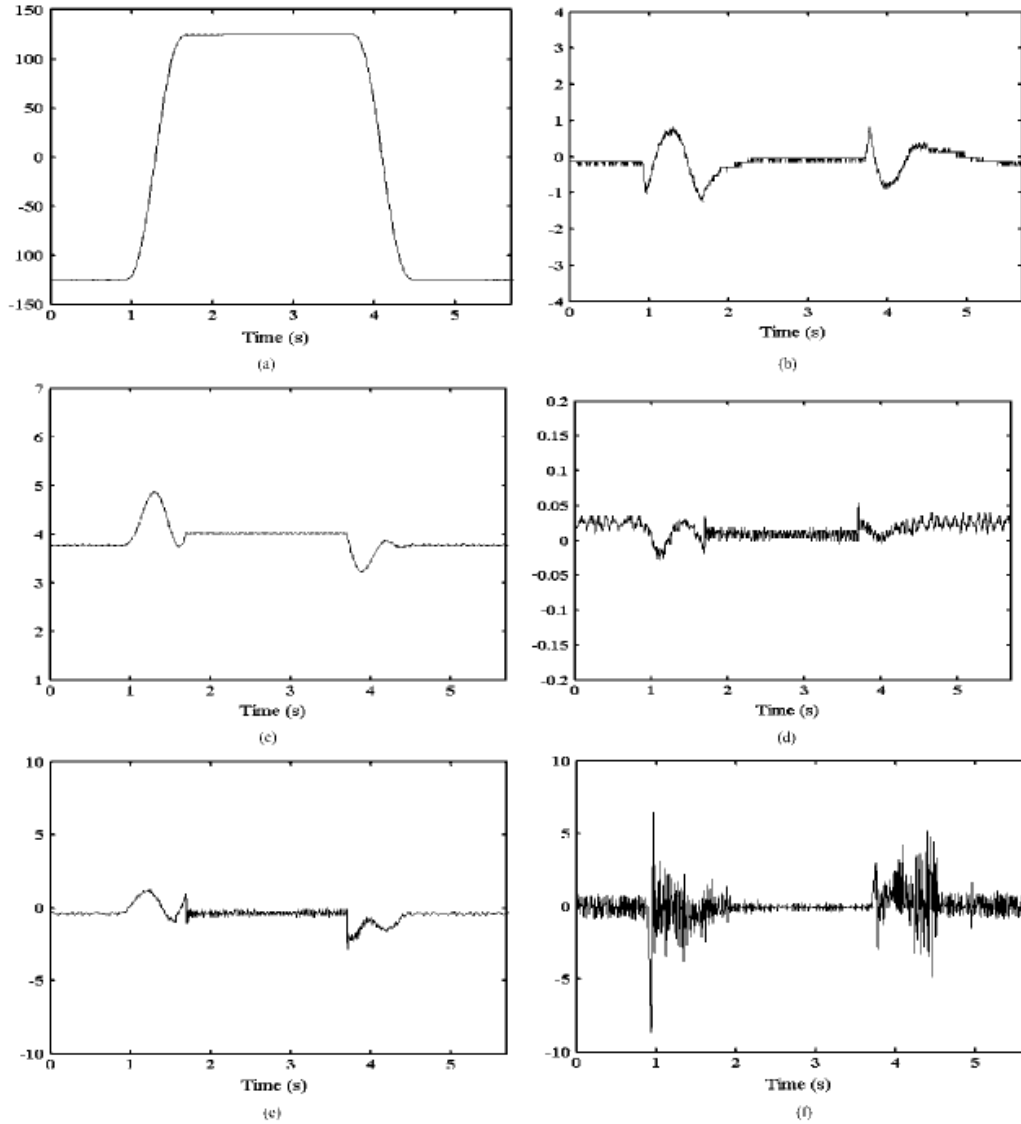


Fig. 3. Experimental results with backstepping controller: (a) position and desired position (mm); (b) position error (mm), (c) pressure and desired pressure (bar), (d) pressure error (bar), (e) control input u_p (V), and (f) control input u_N (V).

through the signal conditioning unit before being read by the 16-bit analog/digital converter. Two pressure sensors are used, their precision is equal to 700 Pa (0.1% of the extended measurement) and their combined nonlinearity and hysteresis is equal to $\pm 0.1\%$ of the extended measurement. The cylinder velocity is determined by analog differentiation and low-pass filtering of the output of the position given by an analog potentiometer (its precision and repeatability is equal to $10 \mu\text{m}$ and its linearity

is 0.05% of the extended measurement). The acceleration information is obtained by numerically differentiating the velocity.

The gains $c_1 = 120$, $c_2 = 40$, $c_3 = 20$, and $c_4 = 200$ have been tuned in order to minimize the position tracking error in presence of model uncertainties. These values ensure good static and dynamic performance. Some experiment results are provided here to demonstrate the effectiveness of the backstepping controller.

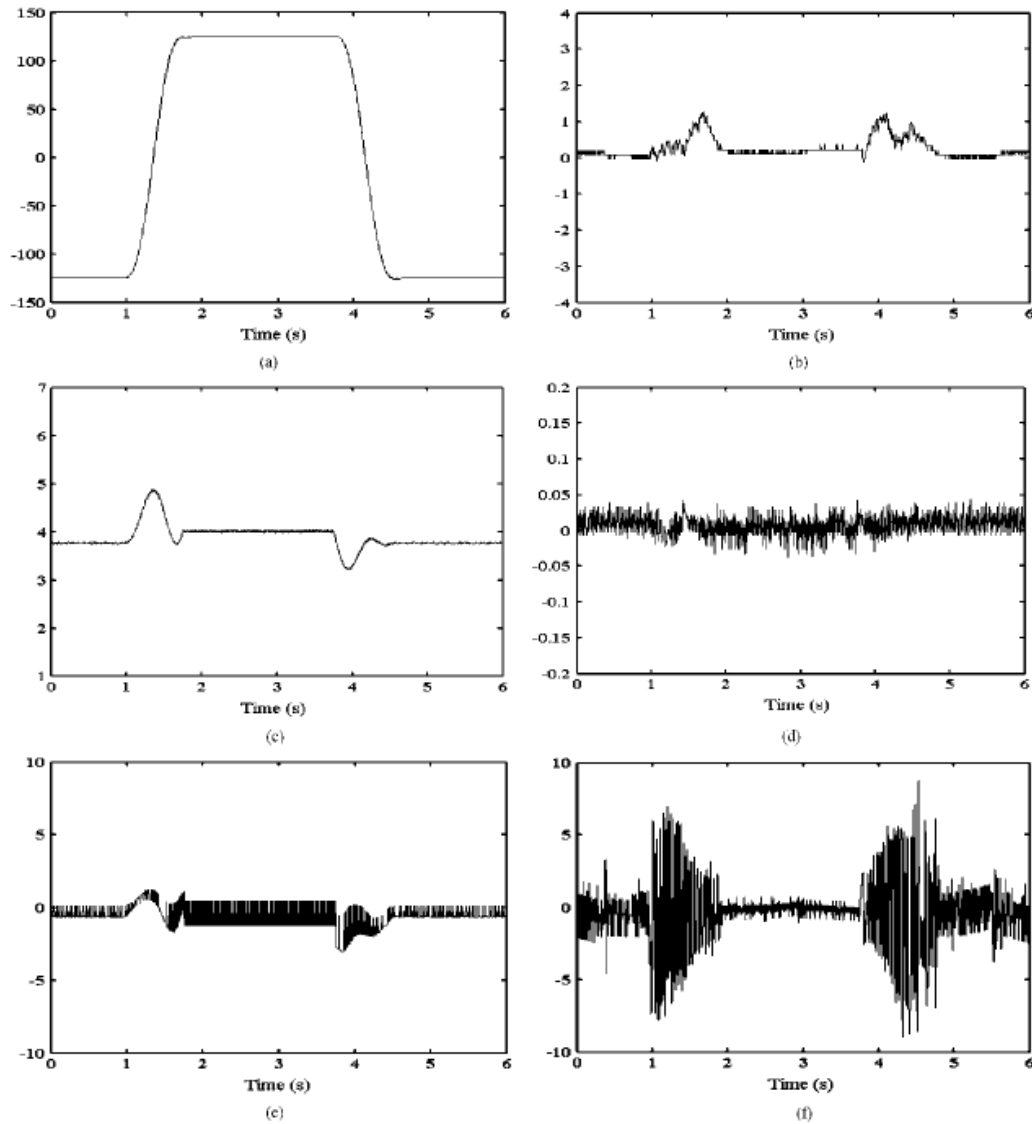


Fig. 4. Experimental results with sliding mode controller: (a) position and desired position (mm), (b) position error (mm), (c) pressure and desired pressure (bar), (d) pressure error (bar), (e) control input u_P (V), and (f) control input u_N (V).

Fig. 3 shows the position, the desired position, the position error, the pressure in chambers P , the desired pressure in chamber P , the pressure error, and the two control inputs u_P and u_N .

From the experimental results, perfect tracking responses are obtained for the position and pressure in chamber P due to the robust control characteristics of the backstepping controller. The position tracking error is less than 1.5 mm, which is better

than a classical nonlinear control law [10]. (The control law in [10] has been implemented on the same experimental setup, in the same conditions. In this case, the maximum position error is about 5.54 mm.) The pressure tracking error is no more than 54 mbar.

Fig. 3(f) displays the control input u_N . The noise is due to the acceleration signal obtained by differentiating the velocity numerically. Future work will focus on the exact robust differ-

entiation via sliding mode technique [25]. Fig. 3(e) shows the control input u_p . The signal is smooth (the computation of u_p does not need the acceleration signal).

The sliding mode controller is applied to control the electropneumatic system for comparison. The experimental conditions are the same as previous. The objective consists of tracking the desired position and pressure with high accuracy in spite of model uncertainties. For the position control $k_1 = 120$ and for the pressure control $k_2 = 4 \times 10^5$, the gains have been tuned in order to minimize the position and pressure tracking errors.

The responses of the position of the piston, the pressure in chamber p and the two control laws u_p and u_N , are shown in Fig. 4.14tctf05-smaoui

The robust control characteristics of the sliding mode controller can be observed. The maximum position tracking error is about 1.27 mm. This error equals about 0.51% of the total displacement magnitude. In steady state, the average position error is about 100 μm . The pressure tracking error is very low: its maximum value is about 43 mbar.

Therefore, this control law seems more efficient than feedback linearization [2]. However, the chattering phenomena in the control laws [see Fig. 4(e) and (f)] are undesirable and seem considerably to decrease the lifetime of some components. So, from this point of view, backstepping controllers seem more useful than sliding mode controllers.

V. CONCLUSION

This paper has successfully demonstrated the application of a MIMO backstepping controller and a MIMO sliding mode controller to control the position and the pressure (in one chamber) of an electropneumatic system. First, the mathematical model of the electropneumatic system was introduced. Then, the theoretical bases of the controllers were described in detail. Then, experiments were carried out to test the effectiveness of the proposed controllers.

Satisfactory control performance has been obtained by both the backstepping and sliding-mode controllers. The chattering phenomenon does not exist in the backstepping controller. So, the backstepping controller is more suitable to control an electropneumatic system. Future work will focus on higher order sliding modes. In fact, as is indicated in [26], higher order sliding modes preserve or generalize the main properties of standard sliding mode and also remove the chattering effect.

REFERENCES

- [1] K. A. Edge, "The control of fluid power systems responding to the challenge," *J. Syst. Contr. Eng.*, vol. 211, no. 12, pp. 91–110, Mar. 1997.
- [2] X. Brun, S. Sesmat, D. Thomasset, and S. Scavarda, "A comparative study between two control laws of an electropneumatic actuator," in *Proc. Euro. Contr. Conf.*, 1999, [CD ROM], ref. F1000-5.
- [3] T. Kimura, S. Hara, T. Fujita, and T. Kagawa, "Feedback linearization for pneumatic actuator systems with static friction," *Contr. Eng. Practice*, vol. 5, no. 100, pp. 1385–1394, Oct. 1997.
- [4] M. Parnichkun and C. Ngaecharoenkul, "Kinematics control of a pneumatic system by hybrid fuzzy PID," *Mechatronics*, vol. 11, no. 8, pp. 1001–1023, Dec. 2001.

- [5] B. Li, Z. Li, and Y. Xu, "Study on adaptive control for a pneumatic position servo system," *Adv. Modeling Anal.*, vol. 49, no. 2, pp. 21–28, Mar. 1997.
- [6] F.-J. Lin, R.-F. Fung, and R.-J. Wai, "Comparison of sliding-mode and fuzzy neural network control for motor-toggle servomechanism," *IEEE/ASME Trans. Mechatronics*, vol. 3, no. 4, pp. 302–318, Dec. 1998.
- [7] M. Zribi, H. Sira-Ramirez, and A. Ngai, "Static and dynamic sliding mode control schemes for a permanent magnet stepper motor," in *International Journal of Control*. New York: Taylor & Francis, 2001, pp. 103–117.
- [8] M. Mattei, "Robust regulation of the air distribution into an arc heater," *J. Process Contr.*, vol. 11, no. 3, pp. 285–297, Jun. 2001.
- [9] X. Brun, D. Thomasset, and S. Scavarda, "Hybrid control for switching between position and force tracking," in *Proc. 4th Int. Symp. Fluid Power Transmission Contr.*, 2003, pp. 44–49.
- [10] X. Brun, D. Thomasset, and E. Bideaux, "Influence of the process design on the control strategy: Application in electropneumatic field," *Contr. Eng. Practice*, vol. 10, no. 7, pp. 727–735, Jul. 2002.
- [11] J. L. Shearer, "Study of pneumatic processes in the continuous control of motion with compressed air," *Trans. Amer. Soc. Mech. Eng.*, vol. 78, pt. 1, II, pp. 233–249, Feb. 1956.
- [12] K. Araki, "Effects of valve configuration on a pneumatic servo," in *Proc. Int. Fluid Power Symp.*, 1981, pp. 271–290.
- [13] E. Richard and S. Scavarda, "Comparison between linear and nonlinear control of an electropneumatic servodrive," *J. Dyn. Syst. Measurement Contr.*, vol. 118, no. 2, pp. 245–252, Jun. 1991.
- [14] S. Sesmat and S. Scavarda, "Static characteristics of a three way servovalve," in *Proc. 12th Conf. Fluid Power Technol.*, 1996, pp. 643–652.
- [15] M. Belgharbi, D. Thomasset, S. Scavarda, and S. Sesmat, "Analytical model of the flow stage of a pneumatic servodistributor for simulation and nonlinear control," in *Proc. 6th Scandinavian Int. Conf. Fluid Power*, 1999, pp. 847–860.
- [16] S. S. Ge, C. C. Hang, and T. Zhang, "Adaptive neural network control of nonlinear systems by state and output feedback," *IEEE Trans. Syst., Man, Cybern. B. Cybern.*, vol. 29, no. 6, pp. 818–828, Dec. 1999.
- [17] —, "Nonlinear adaptive control using neural networks and its application to CSTR systems," *J. Process Contr.*, vol. 9, no. 4, pp. 313–323, Aug. 1999.
- [18] M. Fliess, J. Levine, P. Martin, and P. Rouchon, "Flatness and defect of non-linear systems: Introductory, theory and applications," *Int. J. Contr.*, vol. 61, no. 6, pp. 1327–1361, Jun. 1995.
- [19] M. Krstić, I. Kanellakopoulos, and P. Kokotović, *Nonlinear and Adaptive Control Design*. New York: Wiley, 1995, p. 563.
- [20] A. Alleyne and R. Liu, "Systematic control of a class of nonlinear systems with application to electrohydraulic cylinder pressure control," *IEEE Trans. Contr. Syst. Technol.*, vol. 8, no. 4, pp. 623–634, Jul. 2000.
- [21] H. Khalil, *Nonlinear Systems*, 3rd ed. Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, 2001, p. 750.
- [22] J. J. E. Slotine and W. Li, *Applied Nonlinear Control*. Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, 1991, p. 461.
- [23] V. I. Utkin, "Variable structure systems with sliding modes," *IEEE Trans. Autom. Contr.*, vol. 26, no. 2, pp. 212–222, Apr. 1977.
- [24] M. Bouri and D. Thomasset, "Sliding control of an electropneumatic actuator using an integral switching surface," *IEEE Trans. Contr. Syst. Technol.*, vol. 9, no. 2, pp. 368–375, Mar. 2001.
- [25] A. Levant, "Robust exact differentiation via sliding mode technique," *Automatica*, vol. 34, no. 3, pp. 379–384, Mar. 1998.
- [26] A. Levant, "Universal single-input-single-output (SISO) sliding-mode controllers with finite-time convergence," *IEEE Trans. Autom. Contr.*, vol. 46, no. 9, pp. 1447–1451, Sep. 2001.



Mohamed Smaoui was born in Sfax, Tunisia, in 1976. He received the electrical engineering degree from the National Engineering School of Sfax, Sfax, Tunisia, in 2000, and the M.Sc. and D.Sc. degrees in automation from the Institut National des Sciences Appliquées de Lyon (INSA), Lyon, France, 2001 and 2004, respectively.

He has been an Associate Professor at the Department of Mechanical Engineering at INSA, since 2005. His research interests include advanced control of mechanical systems.



Xavier Brun was born in Roanne, France, in 1973. He received the Ph.D. degree from the Institut National des Sciences Appliquées de Lyon (INSA), Lyon Scientific and Technical University, Lyon, France, in 1999.

He has been an Associate Professor at the Laboratoire d'Automatique Industrielle (LAI), INSA, since 2001. His current interests include the implementation and comparison of controls laws for fluid power actuators.



Daniel Thomasset is currently a Professor at the Laboratoire d'Automatique Industrielle (LAI), Lyon, France, where he is the Head of the Fluid Power, Transport and Robotic Team. His research interests include control and sizing of fluid power system for transport application.

Assessment of forceps use in obstetrics during a simulated childbirth

R. Moreau^{1*}
M. T. Pham¹
X. Brun¹
T. Redarce¹
O. Dupuis²

¹Université de Lyon, INSA-Lyon,
Laboratoire Ampère-CNRS UMR
5005, F-69621 Villeurbanne Cedex,
France

²Hospices Civils de Lyon (HCL), CHU
Lyon Sud, 69495 Pierre-Benite,
France

* Correspondence to: R. Moreau,
Université de Lyon, INSA-Lyon,
Laboratoire Ampère-CNRS UMR
5005, F-69621 Villeurbanne Cedex,
France.
E-mail: richard.moreau@insa-lyon.fr

Abstract

Background In obstetrics, manipulations are mainly learned during real deliveries. To minimize the risks linked to such training, we propose a childbirth simulator as a teaching tool in hospitals. More specifically, we focus on training with forceps during obstetric manipulation.

Methods The training method can be divided into two steps: the teaching of forceps placement, and the extraction manipulation. In this paper we focus on the extraction manipulation on the simulator and the analysis of the results, taking into account several parameters and using an evaluation function to obtain a global score.

Results Experimental results reveal novice difficulty while proceeding to the fetus extraction. These results highlight the fact that novices need a personalized training which can be carried out on the BirthSIM simulator.

Conclusion Results lead to the conclusion that a simulator training offers benefit to novices by providing them with risk-free training to acquire initial experience before proceeding to conventional training in the delivery room.
Copyright © 2008 John Wiley & Sons, Ltd.

Keywords childbirth simulator; resident training; assessment manipulation; mechatronic system

Introduction

Simulation tools are now essential in every area of activity (aerospace, automotive engineering, sport, etc.). According to Liu et al. (1), surgical simulation for medical education is increasingly perceived as a valuable addition to traditional teaching methods.

In France, the level of perinatal mortality has remained constant since the 1980s (2). This is due to the difficulty of acquiring knowledge and know-how in the delivery room. Obstetric training is therefore a practical issue. Obstetric manipulations and, in general, medical manipulations are still nowadays empirically acquired. However, it is difficult to properly assimilate such manipulations under constraints involving emergency and stressful conditions. Moreover, in obstetrics these manipulations are performed blindly because they take place inside the maternal body.

Simulators are relatively uncommon in hospitals, not only for structural reasons, e.g. cost or logistics, but also for reasons associated with medical profession habits. However, there are several types of childbirth simulator, which can be distinguished by their design:

Accepted: 30 September 2008

- Anatomical simulators, featuring anthropomorphic manikins, are often used in midwifery and medical schools. Some of these simulators are commercially available (3–5). Their main goal is to learn the anatomy of the pelvis and the fetal head. Some are dynamic and, using them, Jude et al. (6) show that students with simulator training were significantly more likely confident compared to those who only received theoretical training. However, they are not enough complete to offer training and evaluation with obstetric forceps.
- Virtual simulators make it possible to observe the path of the fetus through the pelvis (7). Some of these simulators integrate haptic feedback systems (8). Their main inconvenience lies in their interfaces, which are not realistic for the medical team.
- Instrumented anatomical simulators are much more attractive because they integrate the functional characteristics of both the above types. Some provide training in forceps handling (9,10) or in the rare case of shoulder dystocia (the head is out of the pelvis but the shoulders blocked the body inside the pelvis) (11).

However, to our knowledge no anatomical instrumented simulators provide a complete training (forceps placement and extraction) and evaluation of obstetric forceps skills. To fill this gap, Laboratoire Ampère has designed and developed a childbirth simulator called BirthSIM (10). In the long term, this tool will ensure risk-free training of junior physicians and midwives and acquisition of initial experience prior to moving on to conventional delivery room training.

Materials and Methods

The BirthSIM simulator

The primary aim of the BirthSIM simulator is to offer initial experience in eutocic childbirth (childbirth with no complications) by replicating the various forces involved and different birth situations. To be complete,

this experience must be backed up by a training to instrumental childbirth, i.e. when obstetric instruments are necessary. The BirthSIM simulator integrates the following three distinct components to fulfill these objectives (Figure 1). More technical details are available (12,13).

- A mechanical component, which accurately reproduces the maternal pelvis and the fetal head to ensure continuity with delivery room training. The fetal head is instrumented with position and force sensors.
- An electro-pneumatic component, which ensures the delivery dynamic process by simulating uterine contractions, voluntary abdominal thrusts by the parturient (pregnant woman in the labour phase) and resisting force of the pelvic muscles.
- A visualization interface, which displays in real time the exact position of the fetal head and obstetrical instruments with respect to the maternal pelvis.

The visualization interface also displays additional information. Thus, not only fetal head position and operator force can be displayed but also the simulated childbirth parameters (frequency, amplitude, duration of parturient forces). Figure 2 shows the simplified interface which displays the position of the fetal head (initial position and real-time position) and the parturient forces, as in the delivery room when a tocograph is available.

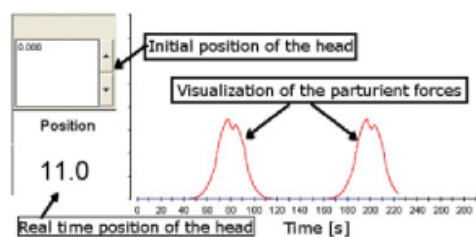


Figure 2. Example of the additional information that can be displayed on the visualization interface

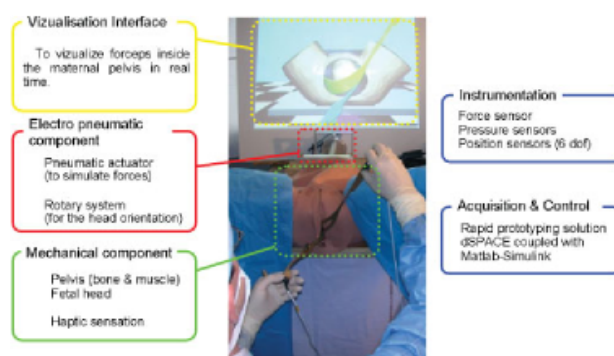


Figure 1. The BirthSIM simulator

Several features are available on the BirthSIM simulator which make it a complete training tool. Indeed the BirthSIM offers a risk-free training to carry out transvaginal diagnosis (to determine the position and the orientation of the fetal head inside the maternal pelvis). Once this diagnosis is validated by the instructor (the correct diagnosis can be displayed on the visualization interface), the operator can train to place the forceps on the fetal head. The training and the evaluation method are explained below. Finally, once the forceps are correctly placed, the operator can conclude the delivery by extracting the fetus. The pneumatic component, which reproduces a realistic force feedback, is described below.

Forceps blade placement

The mechanical component ensures a haptic interface to offer operators to have haptic sensations close to reality and to use the same anatomical landmarks. The fetal head and the forceps are instrumented using electromagnetic sensors with the ability to measure six degrees of freedom (13). Such an instrumentation allows fetal head and forceps displacement inside the maternal pelvis to be studied. It is thus possible to study the forceps blade placement carried out by operators and compared it to a placement carried out by an expert obstetrician. The forceps blade placement consists in placing the first blade (the blade held in the left hand of the operator) through the pelvic canal. The blade actually has to 'slide' between the fetal head and the pelvic muscles until reaching its final position, i.e. when it covers the ear and the jaw of the fetus. The second blade is then placed and both are assembled.

Based on the visualization interface, a training is proposed for junior obstetricians. Five specific points distributed regularly along the reference path are chosen to represent it. On the visualization interface, these points are the centres of concentric spheres. Training involves passing through these spheres with the numerical models of the forceps blades in order to reproduce the reference placement (Figure 3). Once the forceps blade placement

is carried out, operators then perform the extraction manipulation.

The extraction manipulation

The aim of forceps extraction is to help the mother if she does not manage to expel her fetus by herself. The electro-pneumatic component of the BirthSIM simulator replicates the different forces involved during a childbirth. Figure 4 represents the electro-pneumatic component (real set-up and principle scheme). It consists of a servovalve (circled in black on Figure 4) which regulates the air flow in a pneumatic cylinder. Pressure sensors (bordered in grey on Figure 4) are mounted near each chamber of the pneumatic actuator. The system enables not only the fetal head to be positioned, but also the different childbirth-related forces to be simulated. A force sensor is mounted between the fetal head and the pneumatic actuator rod extremity to measure the force exerted on the fetal head by the operator. Technical details are available in (14).

The simulator provides 10 procedures required by the medical team. These are based on a position feedback control, a velocity and force-tracking control. Their implementation has been described in (14). The originality of the system derives from the use of simple control laws to simulate different deliveries, allowing the operator to learn and train gradually. The objective is to enhance his attitude and reflexes during transvaginal diagnosis, when the parturient exerts abdominal thrust, and when he has to apply an additional force to expel the fetus with the forceps.

During a delivery, childbirth-related forces are:

- A resistive force from the pelvic muscles, which tend to prevent fetus progression within the pelvic canal.
- Expelling forces originating from either:
 - (a) Uterine contractions, which are involuntarily produced by the parturient at regular frequency; these are the origin of the involuntary expulsive force (IEF).

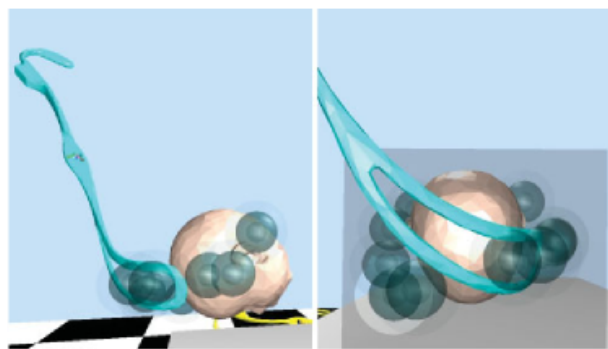


Figure 3. Proposed training to reproduce the reference placement represented by the concentric spheres

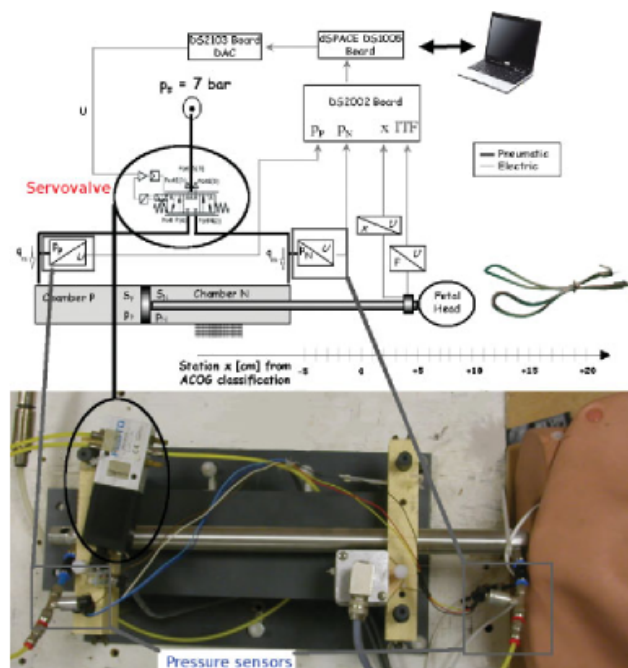


Figure 4. Scheme and photograph of the electro-pneumatic component

- (b) Abdominal thrusts produced voluntarily by the parturient to expel the fetus. These expulsive forces are named voluntary expulsive forces (VEF).

During eutocic childbirth, parturient forces (IEF and VEF) are sufficient to expel the fetus. The sum of the expulsive forces is called the total expulsive force (TEF). In instrumental delivery cases [11.2% of childbirths in France in 2003 required the use of obstetrical instruments (15)], the TEF is insufficient to ensure fetus expulsion. The medical team therefore has to complement the TEF with an instrumental tractive force (ITF), using instruments (forceps or vacuum extractor). This force must remain as small as possible to ensure the most natural birth. The objectives of the medical team are thus to synchronize these forces to optimize the TEF. A proper synchronization of the different expulsive forces are required to overcome the resistive force. Figure 5 illustrates both poor and successful synchronization.

During real deliveries, the TEF is exerted by the parturient in one direction called the thrust axis, which is perpendicular to the uterus (16). To simulate the force, the chosen direction is thus perpendicular to the uterus, that is to say along the fetal back, which is represented by the pneumatic actuator. The fetal head has also two other degrees of freedom: the first allows the axial rotation of the fetal head inside the pelvis (13); the second reproduces the flexion–extension movement of the fetal head. This degree of freedom is for the moment purely

passive, i.e. not controlled. According to our obstetrician expert, the motion of the fetus is sufficiently realistic to have an initial experience in handling the forceps.

The different forces involved during a delivery have to overcome the resistance threshold. However, this notion is very difficult to quantify and only close cooperation with experienced obstetricians can provide an estimate of its value. It depends on uterine and vaginal mechanical properties, which define the resisting force exerted by the organs on the fetus. In vivo measurements of this force during a childbirth is impossible for ethical and practical reasons. The tuning of the different parameters of the control law has therefore been carried out based on a senior obstetrician's experience, such that he/she perceives optimally the sensations he/she is accustomed to feeling in the delivery room.

Experimental protocol

Four novice physicians were trained on the BirthSIM simulator. A novice obstetrician is a young obstetrician with < 12 months of obstetrical experience. The training was supervised by a senior obstetrician acting as instructor. A senior obstetrician is defined here as an obstetrician with more than 10 years of experience, who uses forceps in over 80% of its instrumented operations. Fetal head presentation was OA + 2, according to the American College of Obstetrics and Gynecologists (ACOG)

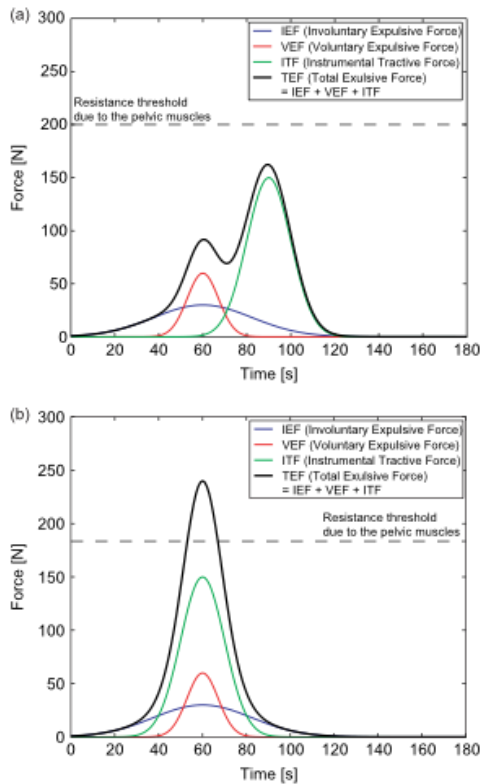


Figure 5. Double synchronization concept. (A) Simple synchronization of the IEF and the VEF but ITF is applied too late; (B) Excellent synchronization: all expulsive forces are synchronized

classification (17): OA means 'occipito-anterior' location, requiring the forceps to be symmetrically placed; +2 means that the fetal head is at station +2 (2 cm from the ischial spine plane), requiring the forceps to be placed deep inside the mother's pelvis. The fetal head is considered as extracted from the mother's pelvis when it reaches station +15, which triggers the end of the experiments.

The parturient was assumed to be over-tired and her expulsive forces thus insufficient to ensure the fetus progression. An ITF was then necessary to complement parturient forces. This ITF had to be applied with a minimum intensity to limit the risks of complications, but with sufficient intensity to enable the fetus progression.

The synchronization concept has to be respected to minimize the ITF. Operators could follow the parturient expulsive forces on a display monitor, as in the delivery room where a tocograph can be used. They could therefore synchronize their ITF with parturient forces. The electro-pneumatic component of the BirthSIM simulator was set up to perform a 'difficult' forceps extraction procedure.

The purpose of these experiments was to make novice physicians aware of childbirth-related forces and to offer them risk-free training in controlling the ITF they develop. The training session lasted about an hour, during which they performed 10 extractions. It is possible to observe the evolution of the ITF they applied during training and to determine, for each novice physician, whether the ITF is sufficiently controlled before proceeding to a conventional delivery room training.

Results

Forceps blade placement evaluation

The forceps blade placement is not evaluated in this paper. It has already been studied in previous papers. The methods we developed allow calculation of the repeatability of an operator (12), its error compared to a reference manipulation defined by an expert (18) and a similarity measure based on a curvature analysis of the position and the orientation (19).

The extraction manipulation evaluation

Concerning the force intensity applied by obstetricians during the extraction manipulation, we already show that the results from experiments carried out on the BirthSIM simulator are within the range of the literature results (20). Indeed, Fleming et al. (21) and Kelly and Sines (22) measured the maximum ITF intensity in vivo using dynamometer-instrumented forceps. They showed that the ITF can reach 180–300 N, depending on the difficulty of the extraction manipulation.

In the literature, only the maximal ITF is studied. Another advantage of simulator training is to allow the measure of the fetal head displacement during its extraction. Using data recorded not only by the force sensor but also by the position sensor of the fetal head, the study of the extraction manipulation can be complemented by taking into account the ITF work, denoted ITF_{work} , such as:

$$ITF_{work} = \int_0^{t_{end}} |ITF(t) \cdot v(t)| dt \quad [1]$$

where t_{end} is the time needed by the obstetrician to complete its extraction manipulation and $v(t)$ is the velocity of the head during its extraction.

The ITF mean value, denoted ITF_{mean} , is also calculated. It is the mean of the ITF intensity during the extraction manipulation until the fetal head is fully extracted (when it reached station +15).

An expert obstetrician has also been recorded while extracting the fetus in order to carry out a 'novice vs. expert' comparison. Table 1 sums up the results concerning the ITF maximum intensity (ITF_{max}), mean

Table 1. Minimum, maximum, and mean values of ITF_{max} , ITF_{mean} , and ITF_{work}

Evaluation parameters	Operators	Minimum value	Mean value	Maximum value
Maximum ITF (N)	Novice 1	132	159.2	196
	Novice 2	142	179.3	233
	Novice 3	136	158.9	189
	Novice 4	113	142.6	192
	Expert	104	130.4	166
ITF Work (J)	Novice 1	13	15.4	17
	Novice 2	14	18.3	22
	Novice 3	12	15.6	21
	Novice 4	12	14.6	20
	Expert	11	13.3	16
Mean ITF (N)	Novice 1	37	57.9	79
	Novice 2	31	54.8	90
	Novice 3	29	42.7	60
	Novice 4	34	49.7	75
	Expert	26	34.6	46

(ITF_{mean}) and work (ITF_{work}). The values are those obtained during the 10 attempts operators carried out during the training.

Concerning the minimum values obtained by novice operators, they are superior but for some novices they are close to the expert ones. However, they do not have enough experience to obtain mean and maximum values close to the expert ones. These facts may result in dramatic consequences during real deliveries.

To make the interpretation easier for the medical team, a global score of the manipulation has to be calculated. We thus propose to take into account not only the ITF (maximum and mean intensity and its work) but also other criteria. The position sensor in the head gives us information on its displacement during the extraction manipulation. Indeed, a simulator allows having more data to analyse compared to *in vivo* measurements. Thus, the added evaluation criteria are:

1. The displacement of the fetal head is denoted *Disp*. It corresponds to the displacement of the fetal head due to the ITF exerted by the obstetrician including any back and forth displacement.
2. The time of the extraction manipulation is denoted *T*. It corresponds to the time needed by the obstetrician to complete its extraction manipulation.
3. The percentage of synchronization is denoted *Synch*. It corresponds to the common time between the ITF and the parturient force over the total time of the ITF, as a percentage. It is linked to the ITF applied by the operator but it does not depend on the ITF amplitude; it gives information on the synchronization between the different expulsive forces.

It is clear that extractions ensuring the safest delivery are obtained when values of ITF_{max} , ITF_{work} , ITF_{mean} , *T* and *Disp* are minimal and the value of *Synch* is maximal. These evaluation parameters are then standardized by a linear interpolation between 1 and 10. For the first five parameters, the highest value obtained by novice physicians amongst all the attempts is ranked 10 and the

lowest value obtained by senior physicians amongst all the attempts is ranked 1. For the parameter *Synch*, 10 is the lowest synchronization percentage value obtained by novice physicians and 1 is the highest synchronization percentage value obtained by senior physician. These standardizations allow then to compute an evaluation function in order to obtain one score taking into account all these parameters. The evaluation function is denoted *E* and it is defined by:

$$E = \frac{\omega_1}{T} + \frac{\omega_2}{ITF_{max}} + \frac{\omega_3}{ITF_{work}} + \frac{\omega_4}{ITF_{ave}} + \frac{\omega_5}{Disp} + \frac{\omega_6}{Synch} \quad [2]$$

The terms ω_i (*i* from 1 to 6) are the weight coefficients for each parameter. The sum of these coefficients is 100; this enables us to obtain scores between 10 and 100. An operator performs a good manipulation if he obtains a value close to 100, i.e. all parameter values are close to the best values of the senior physician results. It should be noted that these weight coefficients can be modified according to the experiment required. For example, if an emergency procedure needs to be simulated, the manipulation time will be assigned a higher weight coefficient. In our case, the purpose is to extract the fetus with a minimal ITF intensity to curtail the risk for both the fetus and the parturient.

Evaluation parameters were sorted according to their consequences for value assignment purposes. According to the medical team, the developed ITF causes major problems for the fetus or the parturient in terms either of its maximum intensity or its work. We therefore assign the highest coefficient for maximum ITF intensity and for the work it applies on the fetal head. The average ITF causes less significant consequences, and the value assigned to its weight coefficient is therefore lower. The total head displacement may have consequences on the fetus or the maternal pelvis, but these consequences are less significant than those due to the ITF. Concerning the two last parameters, the operator can follow the IEF on the monitor, so both forces can easily be synchronized and the time required for fetus extraction is not a determining factor within the framework of this experiment (the objective of the experiments is an initiation to the extraction manipulation and not an emergency procedure simulation). Their corresponding weight coefficients are thus the lowest. The values assigned to these weight coefficients are:

$$\begin{aligned} \omega_1 &= \omega_6 = 5 \\ \omega_2 &= \omega_3 = 30 \\ \omega_4 &= 20 \\ \omega_5 &= 10 \end{aligned} \quad [3]$$

Once each parameter is standardized, the calculation of the evaluation function lies on [2]. It thus allows the behaviour of the operators to be studied according to the selected criteria. The maximum, the minimum, the mean and the standard deviation (SD) of the evaluation

Table 2. Results of the evaluation function

	Novice 1	Novice 2	Novice 3	Novice 4	Expert
Maximum	47.8	57.2	62.4	76.8	83.3
Minimum	31.5	20	25.4	26.9	41
Mean	39.5	32.4	41.6	51.2	61.4
SD	5.6	11.2	11.8	17.2	16.6

function for 10 extraction manipulations are computed and the results are summed up in Table 2.

First, we can notice that novice results are quite dispersed, which indicates that they need personalized training. This personalized training can be carried out on the simulator, whereas during classical training in the delivery room this kind of training cannot be ensured. The evaluation function also highlights the difference between experts and novices, especially concerning the mean value of the evaluation function. The expert mean score is 61.4, whereas novice mean score is between 32.4 and 51.2. Novice 4 manages to master its extraction manipulation, as shown by the maximum score (76.8), close to the expert one (83.3). Other novices need to continue their training on the simulator before proceeding to a real extraction manipulation in the delivery room.

Conclusion

This paper provides an overview of the different features available on the BirthSIM simulator and the last clinical results obtained while training novice physicians. The training is divided into two stages. The first stage is to allow novice physicians to place correctly the forceps. In this paper we focus on the second stage: the extraction manipulation. It was possible to record the force exerted by a novice physician by instrumenting the system with a force sensor. Concerning the forces exerted by operators to extract the fetus, the results obtained are in the same range as the *in vivo* results, which confirms the realism of our simulator concerning the force feedback while simulating a forceps extraction manipulation.

In order to complete the evaluation of the extraction manipulation, other criteria are taken into account, such as the head displacement and the percentage synchronization between the expulsive force exerted by an operator and the parturient expulsive force. This highlights another advantage of a childbirth simulator, which allows not only a risk-free training but also a complementary instrumentation of the fetus.

An evaluation function is then computed to take into account several parameters, as proposed in (23), where a suture/ligature simulator allows evaluation of residents. This function enables us to calculate a global performance score and thus to quantify novice physician's skills and ability. With simulator training, novice physicians become aware of the force amplitude involved during instrumental delivery and they can try to control their ITF under risk-free conditions. One of the interests of such an evaluation

function is the opportunity to reverse the calculation to study which criteria are responsible for a poor score. In our case, for example, the ITF maximum intensity is responsible for the poor score obtained by novice 2. He can thus try to improve his manipulation in order to increase his score. It is also possible to change the values of the weight coefficients of the function if needed. For example, if the instructor wants to evaluate an emergency procedure, the time of the extraction manipulation can be affected to the highest weight coefficient value.

The BirthSIM simulator is a tool for training novice obstetricians by providing them with the opportunity to overcome the conventional training-related constraints. The proposed training allows novice obstetricians to acquire initial experience by performing obstetric manipulations. The aim of the simulator training is not to substitute the conventional training in the delivery room but to complement it.

Initial results are encouraging but they must be complemented by further training sessions with more novice physicians to obtain more representative results. A new campaign of measurements is planned to be held at a hospital (Centre Hospitalier Universitaire Lyon Sud) with the last prototype of the BirthSIM simulator.

References

- Liu A, Tendick F, Cleary K, et al. A survey of surgical simulation: Applications, technology, and education. *Presence* 2003; 12(6): 599–614.
- Blondel B, Norton J, Dumazaubrun C, et al. Enquête Nationale Périnatale 1998. Technical report, Direction Générale de la Santé, Paris, France, 2000.
- Limb and thing: <http://www.limbsandthings.com/> website (accessed 20 April 2008).
- Laerdal: <http://www.laerdal.com/> (accessed 20 April 2008).
- Simulaid Corporation: <http://www.simulaid.com/> (accessed 20 April 2008).
- Jude D, Gilbert G, Magrane D. Simulation training in the obstetrics and gynecology clerkship. *Am J Obstet Gynecol* 2006; 195(5): 1489–1492.
- Boissonnat JD, Geiger B. 3D simulation of delivery. In *Visualization '93 Conference*, Nielson G, Bergeron D (ed.). Computer Society Press: San Jose, CA, 1993; 416–419.
- Kheddar A, Devine C, Brunel M, et al. Preliminary design of a childbirth simulator haptic feedback. In *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS '04)*, vol 4, 28 September–2 October 2004; 3270–3275.
- Sielhorst T, Obst T, Burgkart R, et al. An augmented reality delivery simulator for medical training. In *Augmented Environments for Medical Imaging including Augmented Reality in Computer-aided Surgery (AMI ARCS '04)*, Rennes, France, 2004; 11–20.
- Silveira R, Pham MT, Redarce T, et al. A new mechanical birth simulator: BirthSIM. In *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS '04)*, vol 4, 28 September–2 October 2004; 3948–3953.
- Kim EJ, Theprungsirikul P, McDonald MK, et al. A biofidelic birthing simulator. *IEEE Eng Med Biol Mag* 2005; 24(6): 34–39.
- Moreau R, Olaby O, Dupuis O, et al. Paths analysis for a safe forceps blades placement on the BirthSIM simulator. In *IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA '06)*, Orlando, FL, USA, 15–19 May 2006; 739–744.
- Moreau R, Pham MT, Silveira R, et al. Design of a new instrumented forceps: application to safe obstetrical forceps blade placement. *IEEE Trans Biomed Eng* 2007; 54(7): 1280–1290.

14. Olaby O, Moreau R, Brun X, et al. Automatic childbirth procedures implanted on the BirthSIM simulator. In IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS '06), Beijing, China, 2006; 2370–2375.
15. Dupuis O, Silveira R, Redarce T, et al. Operative vaginal delivery rate and neonatal associated complications in 2002 in the AURORE hospital network. *Gynécologie Obstétrique Fertilité* 2003; 31(11): 920–926.
16. Papiernik E, Cabrol D, Pons J-C. *Obstétrique*. Flammarion Médecine-Sciences: Paris, France, 1997; (ISBN 2257150457).
17. Cunningham G, Gilstrap L, Leveno K, et al. *Williams' Obstetrics*, 22nd edn. McGraw-Hill: New York, USA, 2005; (ISBN 0071413154).
18. Moreau R, Jardin A, Pham MT, et al. A new kind of training for obstetric residents: simulator training. In 28th Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society (EMBC '06), New York, USA, August 2006; 4416–4419.
19. Moreau R, Ochoa V, Pham MT, et al. A method to evaluate skill transfer and acquisition of obstetric gestures based on the curvatures analysis of the position and the orientation. *J Biomed Informatics* 2008; (in press); DOI:10.1016/j.jbi.2008.03.012.
20. Moreau R, Pham MT, Redarce T, et al. Simulation of forceps extraction using the childbirth simulator BirthSIM. In IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA '08), Pasadena, USA, 19–23 May 2008; 1100–1105.
21. Fleming AR, Brandeberry KR, Pearce WH. Introduction of a metric forceps. *Am J Obstet Gynecol* 1959; 78: 125–133.
22. Kelly JV, Sines G. An assessment of the compression and traction forces of obstetrical forceps. *Am J Obstet Gynecol* 1966; 96: 521–537.
23. Oshima N, Aizudding M, Midorikawa R, et al. Development of a suture/ligature training system designed to provide quantitative information of the learning progress of trainees. In IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA '07), Rome, Italy, 10–14 April 2007; 2285–2291.

High-Order Sliding-Mode Controllers of an Electropneumatic Actuator: Application to an Aeronautic Benchmark

Alexis Girin, Franck Plestan, *Member, IEEE*, Xavier Brun, and Alain Glumineau, *Member, IEEE*

Abstract—This paper presents the control of an electropneumatic system used for moving steering mechanism. This aeronautic application needs a high-precision position control and high bandwidth. The structure of the experimental setup and the benchmark on which controllers are evaluated have been designed in order to precisely check the use of such actuator in aeronautics. Two kinds of controllers are designed: a linear one based on gain scheduling feedback, and two high order sliding mode controllers ensuring finite-time convergence, high accuracy and robustness. Experimental results display feasibility and high performance of each controller and a comparison study is done.

Index Terms—Aeronautic, benchmark, electropneumatic system, high-order sliding mode, robust control.

NOMENCLATURE

y, v, a	Position (in meters), velocity (in meters per second), and acceleration (in meters per square second).
y_d, v_d, a_d, j_d	Desired position (in meters), velocity (in meters per second), acceleration (in meters per square second), and jerk (in meters per cubic second).
p_X	Pressure in chamber X (in pascals).
u_P, u_N	Servodistributor voltages (in volts).
k	Polytropic constant.
t_F	Fixed-time convergence (in seconds).
V_X	Chamber X volume (in cubic meters).
b_v	Viscous friction coefficient (in newtons per meter per second).

Manuscript received July 27, 2007; revised March 13, 2008. Manuscript received in final form June 25, 2008. First published April 14, 2009; current version published April 24, 2009. Recommended by Associate Editor M. de Mathelin. This work was supported by "Direction Générale de l'Armement" (DGA—French Defense Ministry) under R.E.I Project 06-34-032-00-470-75-65. The work of A. Girin was supported by the DGA through a Ph.D. grant.

A. Girin, F. Plestan, and A. Glumineau are with the IRCCyN, UMR CNRS 6597, Ecole Centrale de Nantes, 44300 Nantes, France (e-mail: Alexis.Girin@ircyn.ec-nantes.fr; Franck.Plestan@ircyn.ec-nantes.fr; Alain.Glumineau@ircyn.ec-nantes.fr; http://www.ircyn.ec-nantes.fr).

X. Brun is with the Ampère Laboratory, UMR CNRS 5005, INSA de Lyon, 69621 Villeurbanne, France (e-mail: Xavier.Brun@insa-lyon.fr; http://www.ampere-lab.fr/).

Color versions of one or more of the figures in this paper are available online at <http://ieeexplore.ieee.org>.

Digital Object Identifier 10.1109/TCST.2008.2002950

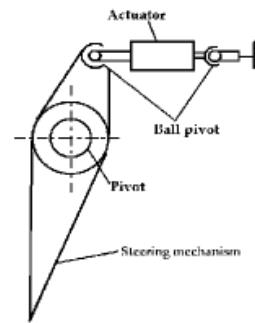


Fig. 1. Scheme of a steering mechanism and its actuator.

F_f	Dry friction force (in newtons).
M	Total moving load mass (in kilograms).
T	Chamber temperature (in kelvins).
r_g	Perfect gas constant (in joules per kilogram per kelvin).
S	Piston area (in square meters).
q_m	Mass flow rate provided from the servodistributor (in kilograms per second).
$q_{mX_{in}}/q_{mX_{out}}$	Mass flow rate brought inside/outside of a chamber (in kilograms per second).

I. INTRODUCTION

THIS PAPER is motivated by an aeronautic application: The objective consists in evaluating, under a specific benchmark, the performance of a pneumatic actuator when controlling the position of a steering mechanism (Fig. 1). As a matter of fact, the use of pneumatic actuators is a solution for high-accuracy positioning problem due to their advantages (low maintenance cost, lightweight, and good force/weight ratio) in spite of their traditional drawbacks (friction, variation of the actuator dynamics with respect to load and piston position along the cylinder stroke, nonlinearities, etc.). For this specific application, a new experimental setup has been designed that is quite different to previous ones used by the authors [5], [21] because of actuator dynamics (faster), reference trajectories (higher frequency), presence of external disturbance force (springs), and actuator dimension (smaller

size). Then, through the design of an adequate benchmark, the goal is to evaluate the performance of pneumatic actuator controller by taking into account the aeronautic context: The actuator has to be lightweight and able to develop sufficient forces with high-accuracy/dynamic performances. The development of high-performance linear/nonlinear controllers [28], [15], [32], [12], [18], [5], [8], [9], [19], [27], [36], [37], [11] has shown the positioning feasibility for a pneumatic actuator. However, due to uncertainties, robust controllers are necessary to ensure positioning with high precision. In this way, sliding-mode controllers are used for electropneumatic actuators [3], [29], [40], [38]. However, since the sampling frequency of the controller is limited, chattering phenomena appear. Higher order sliding-mode control [23], [1], [24], [20], [21], [30], [31] is a recent approach which allows one to remove the standard sliding-mode restrictions while preserving the main sliding-mode features and improving its accuracy. In [1] and [23], results only concern second-order sliding-mode control. In [24], a general approach (for all sliding-mode order) is proposed, but the convergence time is only bounded, not exactly known in advance, and the convergence condition is not constructive. The controller proposed in [20] and [30] combines standard sliding-mode control with linear quadratic one over a finite-time interval with a fixed final state. The algorithm needs the relative degree of the system with respect to the sliding variable and the bounds of uncertainties. The upper bound of the convergence time is known and can be adjusted in advance, the condition on the gain implies that its tuning is constructive, and the structure of the controller is well adapted to practical implementations (pneumatic actuator control in [21]). However, two drawbacks appear with this approach. It ensures only a *practical* sliding-mode establishment (only convergence in finite time to an arbitrarily small vicinity of the origin is ensured), and the reaching time is bounded but cannot be fixed *exactly* and in advance. In [22] and [31], these two drawbacks (sliding variable and its time derivatives are *exactly* at 0 in finite time) are erased, and the convergence time is imposed by keeping all the features of the previous approach (general order of sliding mode, finite-time convergence, constructive approach). Results in [22] are based on integral sliding-mode concept and need an auxiliary dynamic system in order to compute the switching variable. In [31], the approach, which is selected for this paper, consists in computing adequate reference trajectories which ensure that the higher order sliding mode is established at the desired time in spite of uncertainties. In Section II, a benchmark is given, and the experimental setup is described. Section III displays the nonlinear and linear models of the system and the associated assumptions. Section IV presents a linear feedback control with experimental results in order to establish performance comparisons with other controllers. Section V displays the high-order sliding-mode controller in the single-input-single-output (SISO) context (only actuator position control) with experimental results. In Section VI, a multi-input-multioutput (MIMO) high-order sliding-mode controller (actuator position and chamber pressure control) is designed, and experimental results are given. For this system, the main advantage of multivariable control is no zero dynamics (in the SISO case, it is a very difficult task to formally prove

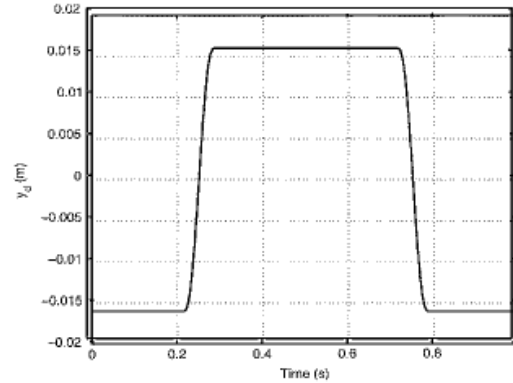


Fig. 2. **Low-altitude flight:** Actuator desired position (in meters) versus time (in seconds).

the zero-dynamics stability [5]). Furthermore, as one of the pressures is controlled, it is possible to act on actuator accuracy and rigidity in the case of perturbation. This latter feature is a key point for the current application because the steering mechanism position has to be as accurate and rigid as possible with respect to external perturbation.

II. BENCHMARK AND EXPERIMENTAL SETUP

Most of the aeronautic applications use electric or hydraulic actuators for steering mechanisms. Currently, pneumatic actuators are rarely used in such applications because of their weak (static and dynamic) performances when controlled by standard components and classical controllers. The new challenge exposed in this paper consists in improving their performances by application of advanced control strategies to obtain the high performances required in aeronautics. Thus, by taking into account the aeronautic context, a specific benchmark is designed for evaluation of controller performances.

A. Benchmark

In the sequel, the typical dynamic and static desired performances of the aeronautic steering mechanism in a *reduced scale* are described through a specific benchmark. Several desired actuator position trajectories are described in the following, with each trajectory being typical of a flight phase (high, medium, or low altitude) (see Fig. 2 for low-altitude trajectory):

- 1) high altitude: ± 4 -mm actuator position trajectory with 1-Hz frequency and ± 300 -N maximum load force;
- 2) medium altitude: ± 12 -mm actuator trajectory with 1-Hz frequency and ± 900 -N maximum load force;
- 3) low altitude: ± 16 -mm actuator trajectory with 1-Hz frequency and ± 1200 -N maximum load force.

Note that the desired position trajectories are such that velocity, acceleration, and jerk are continuous functions. In order to evaluate the dynamic performances of the closed-loop system, a Bode diagram is defined (black line in Fig. 8) by

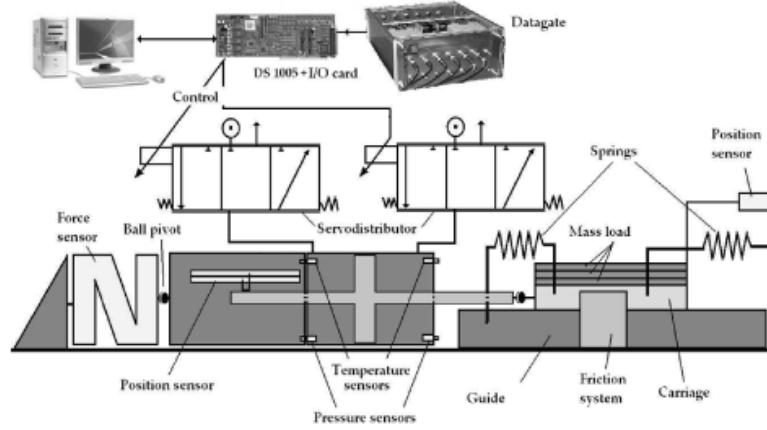


Fig. 3. Electropneumatic system scheme.

supposing that the desired position trajectory reads as a sinusoidal signal with an amplitude that is equal to 16 mm. For each desired trajectory shown in Fig. 2, the closed-loop system has to fulfill the following performances.

- 1) The static error ϵ_p is such that $\epsilon_p < 0.2$ mm.
- 2) The rise-time t_r maximum value is fixed through the minimum desired velocity of 0.4 m/s for 32-mm displacement, which gives $t_r < 0.08$ s.
- 3) The overshoot X_1 is such that $X_1 \leq 1.6\%$.

In aeronautic applications, space and weight are crucial for performances and technical solution feasibility. For this reason, in the case of pneumatic actuator, the total fluid consumption used during a typical flying sequence (succession of low-, medium-, and high-altitude trajectories) is evaluated. Of course, the objective is to bring the smaller fluid tank.

B. Electropneumatic System

The electropneumatic system under interest is a double-acting actuator controlled by two servodistributors (see Fig. 3) and composed by two chambers denoted by P (as positive) and N (as negative). The piston diameter is 63 mm, and the rod diameter is 16 mm. With a 7-bar source pressure, the actuator maximum force is 1750 N. The air mass flow rates q_m entering the chambers are modulated by two three-way servodistributors Servotronic (Asco–Joucomatic) controlled by a microcontroller. The pneumatic jack horizontally moves a load carriage of mass M . This carriage is coupled to four springs (which restrain the displacement of the carriage and restore the initial position in the middle of the total stroke that is equal to 50 mm—see Fig. 3) for a total of 63 000-N/m rate. Additional dry friction is controlled by two skates, with a maximum value that is equal to 40 N. As the maximal displacement of the carriage is 16 mm, the maximal disturbance spring force F_s equals 1200 N. The electropneumatic plant model is obtained from three physical laws: the mass flow rate through a restriction, the pressure behavior in a variable chamber volume, and the fundamental mechanical equation. The experimental setup

is simulated with a fluid-power-system-dedicated software AMESim (Imagine SA), and the control law is developed with Matlab/Simulink (Mathworks). These software choices imply a cosimulation program [7] and the development of the following two models.

- 1) The first one takes into account physical phenomena as temperature variations, practical values of mass flow rate, and dynamics of servodistributors. It is developed under AMESim.
- 2) The second one is simpler than the previous one and is used to design the controller (Simulink). In this paper, experimental results are exclusively presented. Only control models are described in the sequel.

III. MODELS OF THE EXPERIMENTAL SETUP

A. Nonlinear Model

1) *Pressure Dynamics*: Each chamber of the pneumatic actuator is considered as a variable volume, in which air mass evolves with time. We state the following assumptions.

- A1) Air is a perfect gas, and its kinetics is inconsequential.
- A2) The pressure and the temperature are homogeneous in each chamber.
- A3) The mass flow is pseudostationary.
- A4) The temperature variations in each chamber are inconsequential with respect to the supply temperature T .
- A5) The process is polytropic and characterized by coefficient k (with $1 < k < 1.4$) [34].

Then, pressure dynamics read as (with $X = P$ or N)

$$\frac{dp_X}{dt} = -k \frac{p_X}{V_X} \frac{dV_X}{dt} + \frac{kr_g T}{V_X} (q_{mX_{in}} - q_{mX_{out}}) \quad (1)$$

with $q_{mX_{in}}$ being the mass flow rate brought inside the X chamber and $q_{mX_{out}}$ being the mass flow rate brought outside the X chamber.

A6) The leakages between the two chambers and between the servodistributor and jack are negligible.

By defining $q_m(u_X, p_X) := q_{mX_{in}} - q_{mX_{out}}$, one gets

$$\begin{aligned} \frac{dp_P}{dt} &= -k \frac{p_P}{V_P(y)} \frac{dV_P(y)}{dt} + \frac{kr_g T}{V_P} q_m(u_P, p_P) \\ \frac{dp_N}{dt} &= -k \frac{p_N}{V_N(y)} \frac{dV_N(y)}{dt} + \frac{kr_g T}{V_N} q_m(u_N, p_N). \end{aligned} \quad (2)$$

A7) The dynamic part of the servodistributor is neglected, and mass flow rate has been identified by the following function:

$$q_m(u_X, p_X) = \varphi_X(p_X) + \psi_X(p_X, \text{sign}(u_X)) u_X$$

with φ_X and ψ_X being defined as the fifth-order polynomials with respect to p_X [2].

A8) All dry friction forces are neglected.

A9) There is no control signal saturation.

2) *Mechanical Model:* The second Newton law gives

$$\begin{aligned} \frac{dv}{dt} &= \frac{1}{M} [S(p_P - p_N) - b_v v - F_s] \\ \frac{dy}{dt} &= v \end{aligned} \quad (3)$$

with F_s being the spring force.

A10) The spring force F_s is unknown and viewed as a bounded external perturbation,¹ i.e., $|F_s| < \Delta F$.

Let V_P and V_N be the volumes of chambers P and N , respectively, defined as $V_P(y) = V_0 + S \cdot y$ and $V_N(y) = V_0 - S \cdot y$ (with V_0 being equal to half of the cylinder volume). Knowing that uncertainties taken into account in the control design concern polytropic constant k (such that $k = 1.2 + \Delta k$, with $|\Delta k| \leq 0.2$), mass flow q_m , temperature T , mass M , and viscous friction coefficient b_v , and that there is a bounded external perturbation F_s , the experimental setup nonlinear model reads as

$$\begin{aligned} \dot{p}_P &= \frac{(1.2 + \Delta k)r_g(T + \Delta T)}{V_P(y)} \\ &\times \left[\varphi_P + \Delta\varphi + \frac{S}{r(T + \Delta T)} p_P v \right] \\ &+ \frac{(1.2 + \Delta k)r_g(T + \Delta T)}{V_P(y)} (\psi_P + \Delta\psi) u_P \\ \dot{p}_N &= \frac{(1.2 + \Delta k)r_g(T + \Delta T)}{V_N(y)} \\ &\times \left[\varphi_N + \Delta\varphi + \frac{S}{r(T + \Delta T)} p_N v \right] \\ &+ \frac{(1.2 + \Delta k)r_g(T + \Delta T)}{V_N(y)} (\psi_N + \Delta\psi) u_N \\ \dot{v} &= (M^{-1} + \Delta M^{-1}) [S p_P - S p_N - (b_v + \Delta b_v) v + F_s] \\ \dot{y} &= v \end{aligned} \quad (4)$$

¹This hypothesis is taken due to the context. In fact, on the experimental setup, springs model the air on the steering mechanism during the flight, in a very simple way (the air on the steering mechanism during the flight). Of course, in this latter real situation, this external force is not easy to evaluate. Then, controllers do not use this value.

where $|\Delta T| < T_M$, $|\Delta\varphi| < \varphi_M$, $|\Delta\psi| < \psi_M$, $|\Delta M^{-1}| > M_M^{-1}$, $|\Delta b_v| < b_{vM}$, and $|F_s| < \Delta F$ are all bounded values. Position, pressure, and control are limited by physical domain as $-18 \text{ mm} \leq y \leq +18 \text{ mm}$, $1 \text{ bar} \leq p_X \leq 7 \text{ bar}$ and $-10 \text{ V} \leq u_X \leq 10 \text{ V}$, respectively.

A11) In the SISO case, only the actuator position is controlled, which means that the control reads as $u_P = -u_N = u$.

B. Linear Model

The equilibrium set reads as

$$\dot{x} = f(x^e, u^e) = 0.$$

By supposing that there is no uncertainty in (4), it yields $y = y^e$, $v = v^e = 0$, $S(p_P^e - p_N^e) - b_v v^e = 0$, and $q_{mP}^e = q_{mN}^e = 0$. Note that, at the equilibrium set, for all positions y^e , the velocity v is null, and the pressure in both chambers p_P and p_N are the same. In fact, the spring tends to bring back the position to zero. For all positions except zero, the real equilibrium set is defined by $S(p_P^e - p_N^e) - F_s = 0$. Note that, for all control law syntheses, the spring force (viewed as an external perturbation) is considered unknown. From [4], the tangent linear model reads as

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{p}_P \\ \dot{p}_N \\ \dot{v} \\ \dot{y} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -\frac{1}{\tau_P^e} & 0 & -\frac{kr_g S}{V_P(y^e)} & 0 \\ 0 & -\frac{1}{\tau_N^e} & \frac{kr_g S}{V_N(y^e)} & 0 \\ \frac{S}{M} & -\frac{S}{M} & -\frac{b_v}{M} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_P \\ p_N \\ v \\ y \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} \frac{kr_g T}{V_P(y^e)} G_{uP}^e & -\frac{kr_g T}{V_N(y^e)} G_{uN}^e & 0 & 0 \end{bmatrix}^T u \end{aligned} \quad (5)$$

with τ_P^e and τ_N^e being defined as

$$\begin{aligned} \tau_P^e &= \frac{V_P(y^e)}{kr_g T C_{p_P P^e}} & \tau_N^e &= \frac{V_N(y^e)}{kr_g T C_{p_N N^e}} \\ C_{p_P P^e} &= \left. \frac{\partial q_m(u^e, p_P)}{\partial p_P} \right|_e \\ G_{u_P}^e &= \left. \frac{\partial q_m(u, p_P^e)}{\partial u} \right|_e \\ C_{p_N N^e} &= \left. \frac{\partial q_m(u^e, p_N)}{\partial p_N} \right|_e \\ G_{u_N}^e &= \left. \frac{\partial q_m(u, p_N^e)}{\partial u} \right|_e. \end{aligned} \quad (6)$$

In the pneumatic field, conventional position control laws consist in position, velocity, and acceleration feedbacks. The use of acceleration feedback instead of pressure or differential pressure can be justified by the fact that acceleration is quickly influenced by an external perturbation force. Moreover, the use of a pressure sensor is a hard task due to the very small size of the dead volume. Only position sensor is used, with velocity and acceleration being obtained via a robust differentiator [35]. In order to obtain a third-order model with position, velocity, and acceleration state variables, a solution consists in replacing each time constant of each chamber by an average time constant

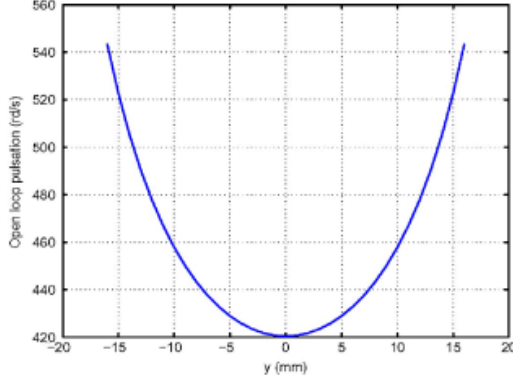


Fig. 4. **Reduced linear model.** Open-loop proper frequency ω_{ol} (in radians per second) versus rod position y (in millimeters).

$\tau_{m_i}^e$ (geometric mean) [26]. Then, a reduced linear model is obtained as

$$\begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{v} \\ \dot{a} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\omega_{ol}^2 & -2z_{ol}\omega_{ol} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ v \\ a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ b \end{bmatrix} u \quad (8)$$

with

$$b = \frac{k_{r_g} T}{M} \left[\frac{SG_{N_p}}{V_F(y^e)} + \frac{SG_{N_N}}{V_N(y^e)} \right]. \quad (9)$$

The damping coefficient denoted by z_{ol} reads as

$$z_{ol} = \frac{1}{2\omega_{ol}} \left[\frac{1}{\tau_m^e} + \frac{b_v}{M} \right]. \quad (10)$$

The open-loop proper frequency ω_{ol} equals

$$\omega_{ol} = \sqrt{\omega_{cyl}^2 + \frac{b_v}{\tau_m^e M}} \quad (11)$$

with

$$\omega_{cyl} = \sqrt{\frac{kS}{M} \left(\frac{p'_v}{V_F(y^e)} + \frac{p'_N}{V_N(y^e)} \right)} \quad (12)$$

Remark that all parameters depend on the piston position, as shown in Fig. 4; the open-loop proper frequency is minimum for the central position.

IV. LINEAR POSITION CONTROL

In this section, a SISO linear control based on gain scheduling (GS) and designed from the reduced linear model (8) is presented and experimentally evaluated on the experimental setup. This approach has still been applied on an electropneumatic actuator in [5] and is displayed here for comparison purposes only with more advanced robust nonlinear controllers. For this reason, its design is not detailed a lot.

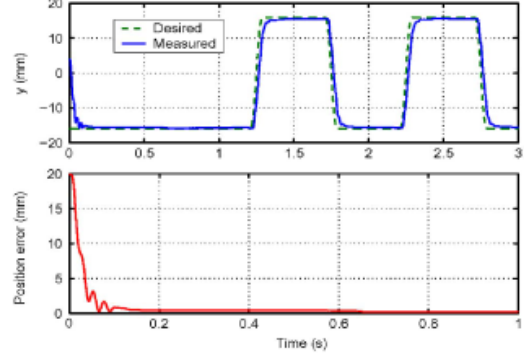


Fig. 5. **Nominal Case.** (Top) Desired and current positions (in millimeters) versus time (in seconds). (Bottom) Position tracking error (in millimeters) versus time (in seconds).

A. Control Design

The control law reads as

$$u = K_y(y_d)(y - y_d) + K_v(y_d)v + K_a(y_d)a. \quad (13)$$

This controller has been designed from (8) by computing gains K_y , K_v , and K_a by Ackerman's approach such that pole placement authorizes 4.6% overshoot [16], as defined in the benchmark (Section II).

The gains are calculated in order to have the maximum bandwidth compared to actuator variable position. Of course, K_y , K_v , and K_a depend on the desired position (GS method). As detailed in [5], for different positions along the stroke, gains are calculated. Then, each gain is viewed as a second-order polynomial with respect to position, with coefficients of this polynomial being obtained from interpolation and approximation with the least squares method.

B. Application on Experimental Setup

The control law is implemented on the DS1005 Board (dSpace Company) with a 1-ms sample time. Two kinds of experimental tests have been made. The first one, named "nominal case," consists in moving a mass that is equal to 0.8 kg (the control law has been designed with this hypothesis) in the presence of spring force disturbance. The second one, named "robust case," consists in increasing the moving mass to 1.8 kg (+125%) without changing the controller gains and always in the presence of spring force disturbance. For the sake of clarity, only results for "low-altitude trajectory" that is the most difficult trajectory are displayed in the sequel.

Nominal Case: The actuator position (Fig. 5) converges to the desired trajectory for more than 0.6 s with a control saturation at the initial time. The maximum position error in steady state is 0.48 mm [Fig. 6 (bottom)], which means that the developed actuator force allows to compensate the spring force. During all trajectory trackings, there is no pressure saturation

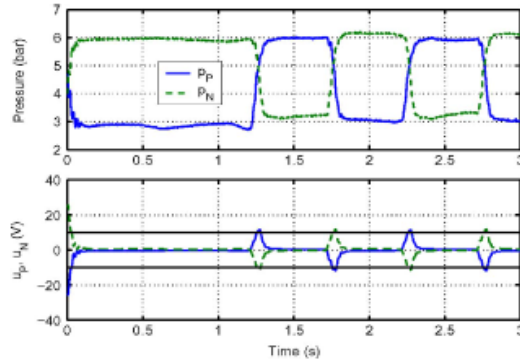


Fig. 6. **Nominal case.** (Top) Pressures p_P and p_N (in bars) versus time (in seconds). (Bottom) Control signals u_P and u_N (V), and saturation line (in volts) versus time (in seconds).

TABLE I
STATIC POSITION ERROR (IN MILLIMETERS) WITH GS CONTROLLER

Altitude	Low (± 16 mm)	Medium (± 12 mm)	High (± 4 mm)
Static position error	0.48	0.38	0.16

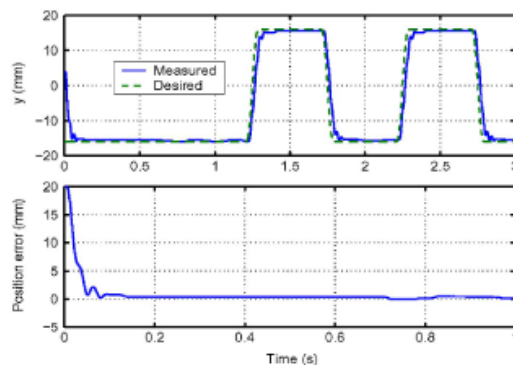


Fig. 7. **Robustness evaluation.** (Top) Desired and current positions (in millimeters) versus time (in seconds). (Bottom) Position tracking error (in millimeters) versus time (in seconds).

[Fig. 6 (top)], and the control input has wise values [Fig. 6 (bottom)]. Performances have been evaluated on three trajectories through the static position error. Results are summarized in Table I. The static position error is minimal when the amplitude trajectory is small. Of course, when position amplitude increases, spring force also increases. This result shows the limit of GS control in order to compensate for the unknown perturbations and then justifies the interest of the robust nonlinear controllers designed in the sequel.

Robustness Evaluation: The convergence time is 0.72 s (Fig. 7). The maximum position error in steady state is the same as that in the previous, and there is still control saturation at the initial time.

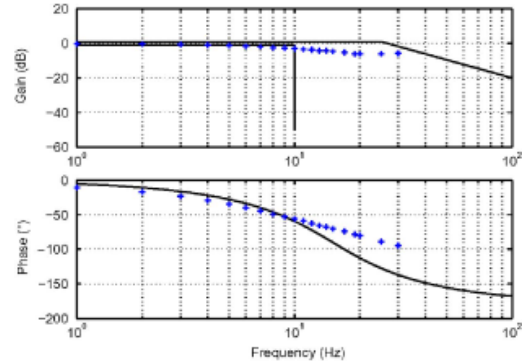


Fig. 8. Bode diagram of the closed-loop system.

TABLE II
GS CONTROLLER. TOTAL CONSUMPTION IN EACH CHAMBER DURING A FLYING SEQUENCE

Consumption C_P	463 g
Consumption C_N	420 g

Frequency Response: Frequency response (Fig. 8) is evaluated from the first harmonic of the position measurement. The gain (respectively the phase) is lower than the gain (respectively the phase) template, so the bandwidth is lower than the desired one. In fact, the gain is limited by mass flow rate saturation and could be significantly increased by using another servodistributor with the highest maximum mass flow rate. On the other hand, the phase can be increased by using another controller, as seen in the sequel of this paper.

Consumption: Consumption is evaluated over a typical flying sequence (i.e., succession of low-, medium-, and high-altitude trajectories) and reads as (with $X = P$ or N , $q_m X_{in}$ being the mass flow rate brought inside the X chamber)

$$C_X = \int_0^{t_{ns}} q_m X_{in} dt. \quad (14)$$

Unfortunately, mass flow rate is not measurable in a dynamic context because adequate sensor with sufficient bandwidth does not exist. As seen previously, mass flow rate has been identified in terms of pressures and control input [33]. Then, consumption is computed by simulation [6] from (14) from experimental data (Table II).

V. HIGH-ORDER SLIDING-MODE POSITION CONTROLLER (SISO)

If a high-accuracy position control is the objective, assumptions for the model design imply that a robust control law with respect to uncertainties (frictions, mass flow rate, temperature variations, etc.) and perturbations (mass variation, spring force, etc.) is required. From [31], a high-order sliding-mode controller is derived. Its main features are robustness, finite convergence time, and high-accuracy performances. In the sequel,

theoretical aspects on this control and its application to the pneumatic system are developed.

A. Synthesis of High-Order Sliding-Mode Controller (SM)

Consider an uncertain nonlinear system

$$\begin{aligned} \dot{x} &= f(x) + g(x)w \\ z &= h(x) \end{aligned} \quad (15)$$

with $x \in \mathbb{R}^n$ being the state variable, $w \in \mathbb{R}$ being the input control, and $z \in \mathbb{R}$ being a measured smooth output function. Let $s(x, t)$ denote the sliding variable defined as $s(x, t) = h(x) - h_d(t)$, with $h_d(t)$ being the smooth desired trajectory. $f(x)$ and $g(x)$ are uncertain smooth nonlinear functions. Assume the following.

H1) The relative degree r [17] of (15) with respect to s is constant and known.

The control objective is to fulfill the constraint $s(x, t) = 0$ in finite time and to keep it exactly by feedback control.

Definition 1: [24] Consider the nonlinear system (15), which is closed by some possibly dynamical discontinuous feedback. Then, provided that $s, \dot{s}, \dots, s^{(r-1)}$ are continuous functions and that the set

$$S^r = \{x | s(x, t) = \dot{s}(x, t) = \dots = s^{(r-1)}(x, t) = 0\}$$

which is called the “ r th-order sliding set,” is nonempty and is locally an integral set in the Filippov sense [13], the motion on S^r is called the “ r th-order sliding mode” with respect to the sliding variable s .

The r th-order sliding-mode control approach allows the finite-time stabilization to zero of the sliding variable s and its $r - 1$ first time derivatives by defining a suitable discontinuous control function. The output s satisfies

$$\begin{aligned} s^{(r)} &= \bar{\chi}(x) + \Gamma(x)w - h_d^{(r)}(t) \\ &:= \chi(\cdot) + \Gamma(\cdot)w \end{aligned} \quad (16)$$

with³ $\Gamma := L_g L_f^{r-1} h$, $\bar{\chi} := L_f^r h$, and $\chi := \bar{\chi} - h_d^{(r)}(t)$ [31].

H2) The solutions are understood in the Filippov sense [13], and system trajectories are supposed to be infinitely extensible in time for any bounded Lebesgue measurable input.

H3) Functions $\chi(\cdot)$ and $\Gamma(\cdot)$ are bounded uncertain functions, and without loss of generality, the sign of the control gain χ is taken constant and strictly positive. Thus, there exist $K_m \in \mathbb{R}^{+*}$, $K_M \in \mathbb{R}^{+*}$, and $C_0 \in \mathbb{R}^+$ such that

$$0 < K_m < \Gamma < K_M \quad |\chi| \leq C_0 \quad (17)$$

for $x \in X \subset \mathbb{R}^n$, with X being a bounded open subset of \mathbb{R}^n within which the boundedness of system dynamics is ensured.

The synthesis of a high-order sliding-mode controller for (15) is made through the following idea: Switching variable is defined such that the system evolves, *early from* $t = 0$, on a

²Throughout this paper, $s^{(k)}$ ($k \in \mathbb{N}$) denotes the k th time derivative of the function $s(\cdot)$. This notation is also applied for every function.

³Given $\alpha(x)$ that is a real-valued function and $b(x)$ that is a vector field, both defined on $X \subset \mathbb{R}^n$, the derivative of $\alpha(\cdot)$ along $b(\cdot)$ is written as $L_b \alpha$ and is defined as $L_b \alpha = \langle \partial \alpha / \partial x, b(x) \rangle$ [17].

switching manifold. Furthermore, the sliding variable and its time derivatives reach the origin in finite time in spite of uncertainties thanks to discontinuous control. The design of the controller consists in the following two steps:

- 1) design of the switching variable for (16);
- 2) design of a discontinuous control input w maintaining the system trajectories on a switching manifold, which ensures the establishment of an r th-order sliding mode in finite time t_F in spite of uncertainties.

The switching variable described in the sequel is an adaptation of the result of [31]. Of course, it ensures that, *theoretically*, an r th-order sliding-mode behavior is established in an *a priori* well-known time, and *practically*, it ensures the stability of the system in a vicinity of the origin.

Switching Variable: Let S be the switching variable defined as

$$S = \begin{cases} \begin{aligned} &s^{(r-1)}(x, t) - \mathcal{F}^{(r-1)}(t) + \lambda_{r-2} \\ &[s^{(r-2)}(x, t) - \mathcal{F}^{(r-2)}(t)] \\ &+ \dots + \lambda_0 [s(x, t) - \mathcal{F}(t)], \end{aligned} & \text{for } 0 \leq t \leq t_k \\ \begin{aligned} &s^{(r-1)}(x, t) + \lambda_{r-2} s^{(r-2)}(x, t) \\ &+ \dots + \lambda_0 s(x, t), \end{aligned} & \text{for } t > t_F \end{cases} \quad (18)$$

with $\lambda_{r-2}, \dots, \lambda_0$ such that $P(z) = z^{(r-1)} + \lambda_{r-2} z^{(r-2)} + \dots + \lambda_0$ is a Hurwitz polynomial in the complex variable z . The function $\mathcal{F}(t)$ is a C^r one defined as

$$\begin{aligned} s[x(0), 0] &= \mathcal{F}(0), & s[x(t_F), t_F] &= \mathcal{F}(t_F) = 0 \\ \dot{s}[x(0), 0] &= \dot{\mathcal{F}}(0), & \dot{s}[x(t_k), t_k] &= \dot{\mathcal{F}}(t_k) = 0 \\ &\vdots & & \\ s^{(r-1)}[x(0), 0] &= \mathcal{F}^{(r-1)}(0), & s^{(r-1)}[x(t_F), t_F] &= \mathcal{F}^{(r-1)}(t_F) = 0. \end{aligned} \quad (19)$$

This choice ensures that the system is evolving *early from* $t = 0$ on the manifold $S = 0$ and that it is evolving on S^r *exactly from* $t = t_F$. A solution for $\mathcal{F}(t)$ reads as ($1 \leq j \leq r$) [31]

$$\mathcal{F}(t) = Ke^{Ft} T s^{(r-j)}(0) \quad (20)$$

with F being a $2r \times 2r$ -dimensional stable matrix (strictly negative eigenvalues) and T being a $2r \times 1$ -dimensional vector.

H4) The integer j is such that $s^{(r-j)}(0) \neq 0$ and bounded.

Lemma 1 ([31]): There exist a stable matrix F and a matrix T such that matrix K , defined as

$$K = \begin{bmatrix} F^{r-1} T s^{(r-j)}(0) \\ F^{r-1} e^{Ft_F} T \\ F^{r-2} T s^{(r-j)}(0) \\ F^{r-2} e^{Ft_F} T \\ \dots \\ T s^{(r-j)}(0) \\ e^{Ft_F} T \end{bmatrix}_{2r \times 2r} \quad (21)$$

is invertible.

From Lemma 1, as system (19) of $2r$ equations is linear in the $1 \times 2r$ -dimensional gain matrix K , its resolution is then trivial, and there always exists only a single solution⁴

$$K = \begin{bmatrix} s^{(r-1)}(0) & 0 & s^{(r-2)}(0) & \dots & s(0) & 0 \end{bmatrix} \cdot \mathcal{K}^{-1} \quad (22)$$

H5) There exists a finite positive constant $\Theta \in \mathbb{R}^+$ such that

$$\Theta > |KF^r e^{Ft} T s^{(r-j)}(0) - \lambda_{r-2} |s^{(r-1)} - KF^{r-1} e^{Ft} T s^{(r-1)}(0)| - \dots - \lambda_0 |\dot{s}(x, t) - KF e^{Ft} T s^{(r-j)}(0)|. \quad (23)$$

Equation $S = 0$ describes the desired dynamics which satisfy the finite-time stabilization of vector $[s^{(r-1)} s^{(r-2)} \dots s]^T$ to zero. Then, the *switching manifold* on which system (16) is forced to slide on via the discontinuous control w is defined as

$$S = \{x | S = 0\}. \quad (24)$$

Given (19), one gets $S(t = 0) = 0$. At the initial time, the system still evolves on the switching manifold. There is no reaching phase in opposition to previous approaches in [20] and [21].

Controller Design: The attention is now focused on the design of the discontinuous control law w which forces the system trajectories of (16) to slide on S to reach in finite time the origin and to maintain the system at the origin.

Theorem 1 ([31]): Consider the nonlinear system (15) with a relative degree r . Suppose that it is a minimum phase system and that hypotheses H1), H2, H3), and H4) are fulfilled. Let r be the sliding-mode order and $0 < t_F < \infty$ be the desired convergence time. Define $S \in \mathbb{R}$ by (18) with K unique solution of (20) given by (22), and suppose that assumption H5) is fulfilled. The control input w defined by

$$w = -\alpha \operatorname{sign}(S) \quad (25)$$

where

$$\alpha \geq \frac{C_0 + \Theta + \eta}{K_m} \quad (26)$$

with C_0 and K_m being defined by (17), Θ being defined by (23), and $\eta > 0$, leads to the establishment of an r th-order sliding mode with respect to s . The convergence time is t_F . ■

Sketch of Proof: Condition (26) allows one to satisfy the η -attractivity condition $\dot{S}S \leq -\eta|S|$. For more details, see [31].

B. Application to Pneumatic Actuator Position Control

The objective consists in designing a robust (with respect to uncertainties/disturbances) position controller. Then, define the sliding variable s as $s = y - y_d(t)$. From (4), its relative degree with respect to u equals three, which implies that a third-order sliding-mode controller can be designed. One has

$$s^{(3)} = \tilde{\chi}(\cdot) + \tilde{\Gamma}(\cdot)u \quad (27)$$

⁴ \mathcal{K}^{-1} denote the inverse of the transpose.

with

$$\begin{aligned} \tilde{\chi}(\cdot) &= (M^{-1} + \Delta M^{-1})(1.2 + \Delta k)r_g(T + \Delta T)S \\ &\quad \times \left(\frac{\varphi_P + \Delta\varphi}{V_P(y)} - \frac{\varphi_N + \Delta\varphi}{V_N(y)} \right) - (M^{-1} + \Delta M^{-1}) \\ &\quad \times (1.2 + \Delta k)S^2 v \left(\frac{p_P}{V_P(y)} - \frac{p_N}{V_N(y)} \right) \\ &\quad - (M^{-1} + \Delta M^{-1})^2 (b_v + \Delta b_v) (S(p_P - p_N) \\ &\quad - (b_v + \Delta b_v)v) - y_d^{(3)} \\ \tilde{\Gamma}(\cdot) &= (M^{-1} + \Delta M^{-1})(1.2 + \Delta k)r_g(T + \Delta T)S \\ &\quad \times \left(\frac{\psi_P + \Delta\psi}{V_P(y)} + \frac{\psi_N + \Delta\psi}{V_N(y)} \right). \end{aligned} \quad (28)$$

The control law is defined as⁵ $u = \Gamma_{nom}^{-1} \cdot [-\chi_{nom} + w]$, with Γ_{nom} (respectively χ_{nom}) being the nominal value of $\tilde{\Gamma}$ (respectively $\tilde{\chi}$), i.e., derived from (28) with no uncertainty. Note that Γ_{nom} is always strictly positive. Then, u has the same sign as $(-\chi_{nom} + w)$. From (27), χ_{nom} and w are independent of u . One gets

$$s^{(3)} = \chi(\cdot) + \Gamma(\cdot)w \quad (29)$$

with $\chi = \tilde{\chi} - \tilde{\Gamma}\Gamma_{nom}^{-1}\chi_{nom}$ and $\Gamma = \tilde{\Gamma}\Gamma_{nom}^{-1}$. As introduced in Section V-A, the design follows two steps. The first one consists in computing offline matrix K [(22)] which gives function $\mathcal{F}(t)$ [(20)]. These latter ones and their time derivatives are computed online in order to ensure the convergence of s , \dot{s} , and \ddot{s} to zero at a fixed time t_F . The second step is the synthesis of discontinuous control which ensures the convergence in spite of uncertainties.

Switching Variable: The switching variable S reads as [from (18)]

$$S = \begin{cases} \ddot{s} - KF^2 e^{Ft} T s(0) \\ + 2\xi\omega_n [\dot{s} - KF e^{Ft} T s(0)] \\ + \omega_n^2 [s - Ke^{Ft} T s(0)], & \text{for } 0 \leq t \leq 0.5 \\ \ddot{s} + 2\xi\omega_n \dot{s} + \omega_n^2 s, & \text{for } t > 0.5. \end{cases} \quad (30)$$

with $\xi = 1$ and $\omega_n = 250 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ (ω_n has been chosen close to the open-loop proper frequency ω_{ol}). Initial conditions are $\ddot{s}(0) = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, $\dot{s}(0) = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, and $s(0) = 0.020 \text{ m}$. The convergence time is stated as $t_F = 0.5 \text{ s}$. K is computed from (22) with F and T defined as (Lemma 1)

$$T = [1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1]^T$$

$$F = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1.1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1.2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1.3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1.4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1.5 \end{bmatrix}. \quad (31)$$

Discontinuous Part w : $w = -\alpha \cdot \operatorname{sign}(S)$, with $\alpha = 12 \cdot 10^4$ (in order to satisfy (26) by taking into account the bounded uncertainties and mass variations (+125%).

⁵An interest of equivalent control is to reduce the value of discontinuous part gain [10], which implies a reduction of the chattering effect.

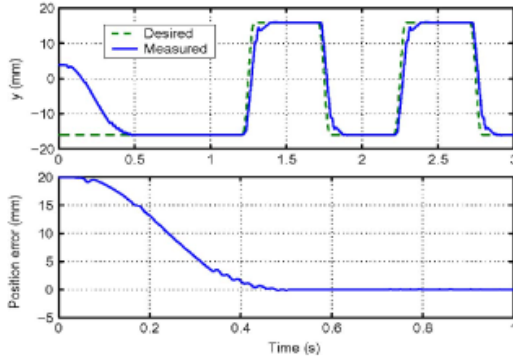


Fig. 9. **Nominal case.** (Top) Desired and current positions (in millimeters) versus time (in seconds). (Bottom) Position tracking error (in millimeters) versus time (in seconds).

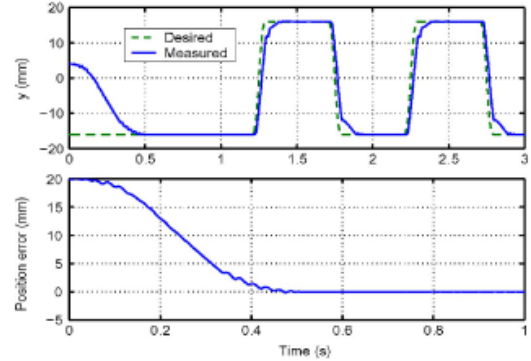


Fig. 11. **Robustness Evaluation.** (Top) Desired and current positions (in millimeters) versus time (in seconds). (Bottom) Position tracking error (in millimeters) versus time (in seconds).

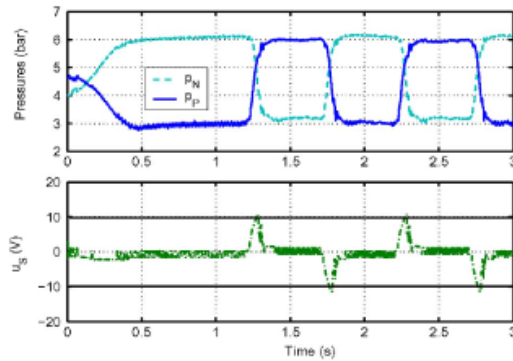


Fig. 10. **Nominal case.** (Top) Pressures p_P and p_N (in bars) versus time (in seconds). (Bottom) Control signals u_P and u_N (V), and saturation line (in volts) versus time (in seconds).

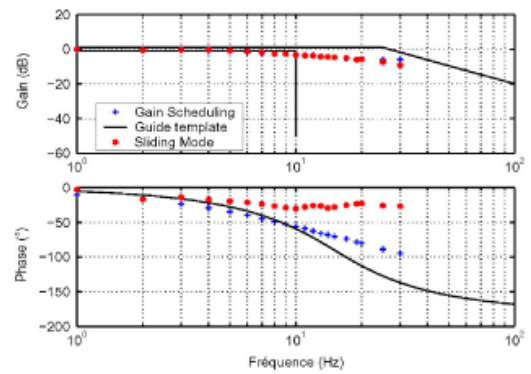


Fig. 12. Closed-loop system bode diagram.

TABLE III
STATIC POSITION ERROR (IN MILLIMETERS) WITH (TOP) GS AND (BOTTOM) SLIDING-MODE SISO CONTROLLERS

Altitude	Low	Medium	High
Gain scheduling SISO controller	0.48	0.38	0.16
Higher order sliding mode SISO controller	0.02	0.01	0.08

Experimental Results: As detailed in the previous section, “nominal case” and “robust case” tests are made in order to evaluate the performances and robustness of the controller.

Nominal Case: The actuator position (Fig. 9) converges to the desired trajectory in 0.5 s as scheduled *without control saturation* [Fig. 10 (bottom)]. The maximum position error in steady state is 0.02 mm in spite of spring forces. There is no pressure saturation [Fig. 10 (top)]. In order to compare performances between GS and high-order sliding-mode SISO controllers, static position errors are summarized in Table III. Recalling that the maximum position error allowed by the benchmark is 0.2 mm, the sliding-mode SISO controller fulfills this constraint, which is not the case for the GS one.

TABLE IV
TOTAL CONSUMPTION IN EACH CHAMBER DURING A FLYING SEQUENCE

Controller	Gain scheduling SISO	Higher order sliding mode SISO
Consumption C_P	463 g	551 g
Consumption C_N	420 g	546 g

Robustness Evaluation (Fig. 11): The controller still ensures convergence in 0.5 s without overshoot or control saturation. In steady state, the maximum position error equals 0.02 mm, which confirms the efficiency and robustness of this controller.

Frequency Response (Fig. 12): Frequency response is evaluated in the same conditions with that in the previous. This test shows that, as previously mentioned in Section IV-B (frequency response item), the gain is not significantly improved by non-linear control. However, the phase is now lower than the phase template, which is not the case with linear controller and is a key point with respect to the desired performances.

Consumption: Consumption is evaluated in the same way as in the previous, and results are displayed in Table IV. With the current controller, the chattering effect appears and leads to high-frequency control variations. These latter imply variation

of mass flow rate during the steady-state position: Fluid consumption is increasing.

VI. HIGH-ORDER SLIDING-MODE POSITION-PRESSURE CONTROLLER (MIMO)

Given the structure of the experimental setup, the use of two servodistributors allows one to define two different control objectives. Then, in this section, a MIMO controller is displayed. As mentioned in the Introduction, in order to improve system performances, in particular actuator positioning accuracy and rigidity, the controller is now designed such that both actuator position and pressure in one chamber are controlled. As pressure is now controlled, accuracy and rigidity are also improved, which is also a crucial point for steering mechanism application. Note also that, in the MIMO case, there is no more zero dynamics, which ensures the stability of the whole system. The first objective consists in controlling the actuator position, and the second objective consists in designing a robust pressure controller in order to fix pressure p_P in a high level (for rigidity and accuracy improvement). Define the sliding variables s_1 and s_2 as

$$s_1 = y - y_d(t) \quad s_2 = p_P - p_{P,c}(t). \quad (32)$$

From (4), the relative degree of s_1 w.r.t. u equals three, which implies that *at least* a third-order sliding-mode controller has to be designed for position. The relative degree of s_2 w.r.t. u equals one, which implies that at least a first-order sliding-mode controller has to be designed for pressure. From (4), defining $h(x) = [h_1 \ h_2]^T := [y \ p_P]^T$, one gets

$$\begin{bmatrix} s_1^{(3)} \\ s_2^{(1)} \end{bmatrix} = \tilde{\chi}_M(x, t) + \tilde{\Gamma}_M(x) \cdot \begin{bmatrix} u_P \\ u_N \end{bmatrix} \quad (33)$$

with

$$\tilde{\chi}_M = \begin{bmatrix} L_f^3 h_1 - y_d^{(3)}(t) \\ L_f h_2 - \dot{p}_{P,c}(t) \end{bmatrix} \\ \tilde{\Gamma}_M = \begin{bmatrix} L_{g_1} L_f^2 h_1 & L_{g_2} L_f^2 h_1 \\ L_{g_1} h_2 & 0 \end{bmatrix}.$$

Denoting $\tilde{\chi}_{M_{nom}}$ and $\tilde{\Gamma}_{M_{nom}}$ as the nominal values (i.e., without uncertainty) of $\tilde{\chi}_M$ and $\tilde{\Gamma}_M$, respectively, the control input u reads as⁶

$$u = \begin{bmatrix} u_P \\ u_N \end{bmatrix} \\ = \tilde{\Gamma}_{M_{nom}}^{-1} \left[-\tilde{\chi}_{M_{nom}} + \begin{bmatrix} \alpha_1 \cdot \text{sign}(S1) \\ \alpha_2 \cdot \text{sign}(S2) \end{bmatrix} \right] \quad (34)$$

with w being the discontinuous input displayed in the sequel. From (33), one gets

$$\begin{bmatrix} s_1^{(3)} \\ s_2^{(1)} \end{bmatrix} = \tilde{\chi}_M + \tilde{\Gamma}_M \left[\tilde{\Gamma}_{M_{nom}}^{-1} [-\tilde{\chi}_{M_{nom}} + w] \right] \\ = \underbrace{\tilde{\chi}_M - \tilde{\Gamma}_M \tilde{\Gamma}_{M_{nom}}^{-1} \tilde{\chi}_{M_{nom}}}_{\chi} + \underbrace{\tilde{\Gamma}_M \tilde{\Gamma}_{M_{nom}}^{-1}}_{\Gamma} w. \quad (35)$$

⁶Matrix $\tilde{\Gamma}_M$ is invertible on the work domain.

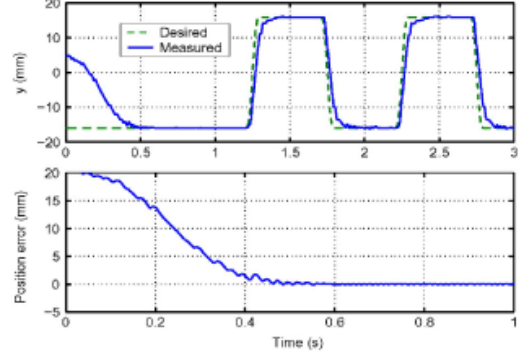


Fig. 13. **Nominal case.** (Top) Desired and current positions (in millimeters) versus time (in seconds). (Bottom) Position tracking error (in millimeters) versus time (in seconds).

Switching vector S : Switching vector is composed of two switching variables, $S = [S_1 \ S_2]^T$, with S_1 being the same as that in the SISO case and with S_2 being read as [from (18)]

$$\begin{cases} S_2 = s_2 - K_2 e^{F_2 t} T_2 s_2(0), & \text{for } 0 \leq t \leq t_{F_2} \\ S_2 = s_2, & \text{for } t > t_{F_2}. \end{cases} \quad (36)$$

For S_1 , one states that $\xi_1 = 0.7$, $\omega_{n_1} = 180 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$, $t_{F_1} = 0.5 \text{ s}$, $\dot{s}_1(0) = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, $\dot{s}_1(0) = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, and $s_1(0) = 0.020 \text{ m}$. From (22), one gets

$$K_1 = [\bar{s}_1(0) \ 0 \ \dot{s}_1(0) \ 0 \ s_1(0) \ 0] \cdot \begin{bmatrix} F_1^2 T_1 s_1(0) \\ F_1^2 e^{F_1 t_{F_1}} T_1 \\ F_1 T_1 s(0) \\ F_1 e^{F_1 t_{F_1}} T_1 \\ T_1 s(0) \\ e^{F_1 t_{F_1}} T_1 \end{bmatrix}^{-1}$$

with F_1 and T_1 being the same as that in the SISO case. For S_2 , one has $t_{F_2} = 0.5 \text{ s}$ and $s_2(0) = 5 \text{ bar}$. From (22), one gets

$$K_2 = [s_2(0) \ 0] \cdot \begin{bmatrix} T_2 s_2(0) \\ e^{F_2 t_{F_2}} T_2 \end{bmatrix}^{-1}$$

with F_2 and T_2 being defined as (Lemma 1)

$$F_2 = \begin{bmatrix} -1 & 0 \\ 0 & -1.1 \end{bmatrix} \quad T_2 = \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix}.$$

Discontinuous Input w : The input w is tuned through gains α_1 and α_2 in order to satisfy (26) by taking into account the uncertainties and variations of mass (+125%). The experimental tests have been made with $\alpha_1 = 2 \cdot 10^3$ and $\alpha_2 = 8 \cdot 10^6$.

Nominal Case: The actuator position (Fig. 13) converges to the desired trajectory in $t_{F_1} = 0.5 \text{ s}$ without control saturation. The maximum position error in steady state is 0.02 mm in spite of spring force disturbance. There is no pressure saturation [Fig. 14 (top)]. The control input is shown in Fig. 14 (bottom). In Table V, the results on static position error for different trajectories (corresponding to different altitude flights) are summarized. The MIMO high-order sliding-mode controller appears to be the most efficient controller w.r.t. the static position error.

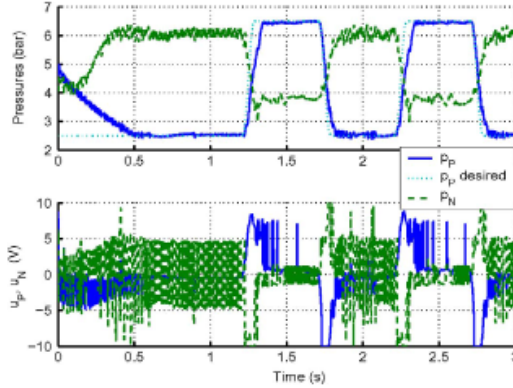


Fig. 14. **Nominal case.** (Top) Pressures p_P and p_N (in bars) versus time (in seconds). (Bottom) Control signals u_P and u_N (in volts) versus time (in seconds).

TABLE V
STATIC POSITION ERROR (IN MILLIMETERS) WITH (TOP) GS, (MIDDLE) SISO SLIDING-MODE, AND (BOTTOM) MIMO SLIDING-MODE CONTROLLERS

Trajectory	Low	Medium	High
Gain scheduling SISO controller	0.48	0.38	0.16
Higher order sliding mode SISO controller	0.02	0.01	0.08
Higher order sliding mode MIMO controller	0.01	0.01	0.01

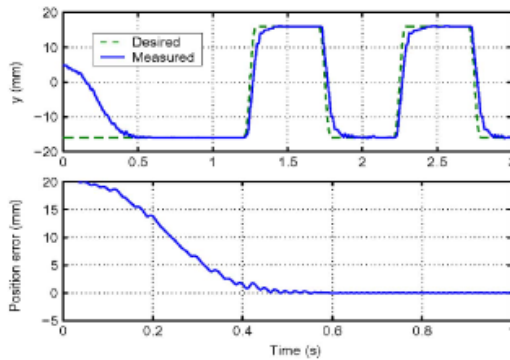


Fig. 15. **Robustness evaluation.** (Top) Desired and current positions (in millimeters) versus time (in seconds). (Bottom) Position tracking error (in millimeters) versus time (in seconds).

Robustness Evaluation (Fig. 15): The controller ensures convergence in 0.5 s without overshoot in spite of mass variation. The maximum position error in steady state equals 0.02 mm, which confirms the efficiency/robustness of this controller.

Frequency Response (Fig. 16): Frequency response is evaluated in the same conditions as that in the previous, and results are close to the SISO ones.

Consumption: The desired pressure trajectory has been computed in order to have a maximum pressure in each chamber,

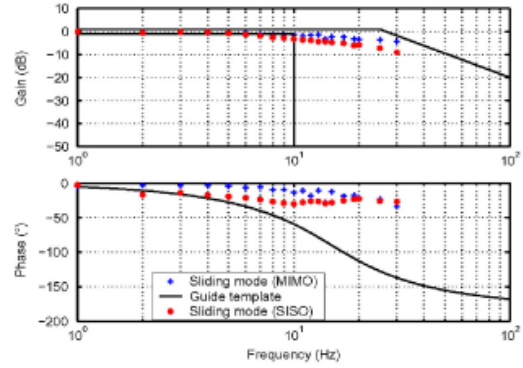


Fig. 16. Bode diagram of the closed-loop system.

TABLE VI
TOTAL CONSUMPTION IN EACH CHAMBER DURING A FLYING SEQUENCE

Controller	Gain scheduling	Sliding mode SISO	Sliding mode MIMO
Consumption C_P	463 g	551 g	623 g
Consumption C_N	420 g	546 g	544 g

which implies that rigidity is maximum with better accuracy. Experimental results also show that the high-order sliding-mode controller in the MIMO case increases chattering on pressure p_P (as the pressure controller is the first-order sliding-mode one). It induces a more important consumption through the mass flow rate (see Table VI). A solution would be to find, through an optimization way, a pressure trajectory with minimum consumption and maximum rigidity and/or to increase the order of sliding-mode pressure controller.

VII. CONCLUSION

The structure of an experimental setup and a benchmark are designed in order to check controllers of pneumatic actuators in the aeronautic context. In this framework, two controllers are designed and tested. The experiments show that a linear GS feedback controller is not sufficient for this application. Higher order sliding-mode controllers (SISO and MIMO) fulfill the main benchmark objectives. However, one of the performance criteria, the bandwidth at -1 dB of the closed-loop system, is still limited. In order to improve this point, a solution is the use of another servodistributor to be able to ensure a higher mass flow rate. Another key point is fluid consumption. High-order sliding-mode controllers need more fluid but have greatly better accuracy and robustness performances. A future work will consist in designing pressure trajectory references (through optimization study) such that accuracy and robustness are kept.

ACKNOWLEDGMENT

The authors would like to thank C. Dubreuil, Y. Rivey, and L. Burlion of the LRBA-DGA and R. Rossi and D. Lambert of MBDA Company for their very helpful discussions.

REFERENCES

- [1] G. Bartolini, A. Ferrara, and E. Usai, "Chattering avoidance by second-order sliding mode control," *IEEE Trans. Autom. Control*, vol. 43, no. 2, pp. 241–246, Feb. 1998.
- [2] M. Belgharbi, D. Thomasset, S. Scavarda, and S. Sesmat, "Analytical model of the flow stage of a pneumatic servo-distributor for simulation and nonlinear control," in *Proc. SICFP*, Tampere, Finland, 1999, pp. 847–860.
- [3] M. Bouri and D. Thomasset, "Sliding control of an electropneumatic actuator using an integral switching surface," *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, vol. 2, no. 2, pp. 368–375, Mar. 2001.
- [4] X. Brun, S. Sesmat, D. Thomasset, and S. Scavarda, "A comparative study between two control laws of an electropneumatic actuator," in *Proc. ECC*, Karlsruhe, Germany, 1999.
- [5] X. Brun, M. Belgharbi, S. Sesmat, D. Thomasset, and S. Scavarda, "Control of an electropneumatic actuator: Comparison between some linear and nonlinear control laws," *J. Syst. Control Eng.*, vol. 213, no. 5, pp. 387–406, 1999.
- [6] X. Brun, D. Thomasset, S. Sesmat, and S. Scavarda, "Limited energy consumption in positioning control of electropneumatic actuator," in *Power Transmiss. Motion Control*, Bath, U.K., 1999, pp. 199–211.
- [7] X. Brun, D. Morand, S. Scavarda, and D. Thomasset, "Contributions of the cosimulation in the chain of design of an electropneumatic system," in *Proc. ICFP Transmiss. Control*, Hangzhou, China, 2001, pp. 195–199.
- [8] M. Smaoui, X. Brun, and D. Thomasset, "A study on tracking position control of electropneumatic system using backstepping design," *Control Eng. Pract.*, vol. 14, no. 8, pp. 923–933, Aug. 2006.
- [9] X. Brun, D. Thomasset, and E. Bideaux, "Influence of the process design on the control strategy: Application in electropneumatic field," *Control Eng. Pract.*, vol. 10, no. 7, pp. 727–735, Jul. 2002.
- [10] R. Castro-Linares, A. Glumineau, S. Laghrouche, and F. Plestan, "High order sliding mode observer-based control," in *Proc. 2nd IFAC Symp. Syst. Struct. Control*, Oaxaca, Mexico, 2004.
- [11] M. H. Chiang, C. C. Chen, and T. N. Tsou, "Large stroke and high precision pneumatic-piezoelectric hybrid positioning control using adaptive discrete variable structure control," *Mechatronics*, vol. 15, no. 5, pp. 523–545, Jun. 2005.
- [12] K. A. Edge, "The control of fluid power systems—Responding to the challenge," *J. Syst. Control Eng.*, vol. 211, no. 2, pp. 91–110, 1997.
- [13] A. F. Filippov, *Differential Equations With Discontinuous Right-Hand Side*. Dordrecht, The Netherlands: Kluwer, 1988.
- [14] A. Girin, F. Plestan, X. Brun, and A. Glumineau, "A third order sliding mode controller based on integral sliding mode for an electropneumatic system," in *Proc. IEEE CDC*, San Diego, CA, 2006, pp. 1617–1622.
- [15] K. Hamiti, A. Voda-Besancon, and H. Roux-Buisson, "Position control of a pneumatic actuator under the influence of stiction," *Control Eng. Pract.*, vol. 4, no. 8, pp. 1079–1088, Aug. 1996.
- [16] G. F. Franklin, J. D. Powell, and A. Emami-Naeini, *Feedback Control of Dynamic Systems*. Reading, MA: Addison-Wesley, 1987.
- [17] A. Isidori, *Nonlinear Control Systems: An Introduction*, 3rd ed. Berlin, Germany: Springer-Verlag, 1995.
- [18] T. Kimura, S. Hara, T. Fujita, and T. Kagawa, "Feedback linearization for pneumatic actuator systems with static friction," *Control Eng. Pract.*, vol. 5, no. 10, pp. 1385–1394, Oct. 1997.
- [19] A. Kyoungkwan and Y. Shinichi, "Intelligent switching control of pneumatic actuator using on/off solenoid valves," *Mechatronics*, vol. 15, no. 6, pp. 683–702, Jul. 2005.
- [20] S. Laghrouche, F. Plestan, and A. Glumineau, C. Edwards, E. F. Colet, and L. Fridman, Eds., "Practical higher order sliding mode control: Optimal control based approach and application to electromechanical systems," in *Advances in Variable Structure and Sliding Mode Control*. Berlin, Germany: Springer-Verlag, 2006, vol. 334, Lecture Notes in Control and Information Sciences.
- [21] S. Laghrouche, M. Smaoui, F. Plestan, and X. Brun, "Higher order sliding mode control based on optimal approach of an electropneumatic actuator," *Int. J. Control*, vol. 79, no. 2, pp. 119–131, Feb. 2006.
- [22] S. Laghrouche, F. Plestan, and A. Glumineau, "Higher order sliding mode control based on optimal sliding mode," *Automatica*, vol. 43, no. 3, pp. 531–537, Mar. 2007.
- [23] A. Levant, "Sliding order and sliding accuracy in sliding mode control," *Int. J. Control*, vol. 58, no. 6, pp. 1247–1263, Dec. 1993.
- [24] A. Levant, "Universal SISO sliding-mode controllers with finite-time convergence," *IEEE Trans. Autom. Control*, vol. 49, no. 9, pp. 1447–1451, Sep. 2001.
- [25] A. Levant and L. Alelishvili, "Integral high-order sliding modes," *IEEE Trans. Autom. Control*, vol. 52, no. 7, pp. 1278–1282, Jul. 1993.
- [26] A. Kellal, S. Scavarda, and J. G. Fontaine, "Electropneumatic servodrive for a robot," in *Proc. 16th ISIR*, Brussels, Belgium, Sep./Oct. 1986, pp. 117–128.
- [27] T. Miyajima, T. Fujita, K. Sakaki, K. Kawashima, and T. Kagawa, "Development of a digital control system for high-performance pneumatic servo valve," *Precis. Eng.*, vol. 31, no. 2, pp. 156–161, Apr. 2007.
- [28] S. Ming-Chang and T. Shy-I, "Identification and position control of a servo pneumatic cylinder," *Control Eng. Pract.*, vol. 3, no. 9, pp. 1285–1290, Sep. 1995.
- [29] A. K. Paul, J. K. Mishra, and M. G. Radke, "Reduced order sliding mode control for pneumatic actuator," *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, vol. 2, no. 3, pp. 271–276, Sep. 1994.
- [30] F. Plestan, S. Laghrouche, and A. Glumineau, "Multivariable practical higher order sliding mode control," in *Proc. IEEE CDC-ECC*, Sevilla, Spain, 2005, pp. 1252–1257.
- [31] F. Plestan, A. Glumineau, and S. Laghrouche, "A new algorithm for high-order sliding mode control," *Int. J. Robust Nonlinear Control*, vol. 18, no. 4/5, pp. 441–453, 2008.
- [32] E. Richard and S. Scavarda, "Comparison between linear and nonlinear control of an electropneumatic servodrive," *Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, vol. 118, no. 2, pp. 245–252, 1996.
- [33] S. Sesmat and S. Scavarda, "Static characteristics of a three way servo-valve," in *Proc. Conf. Fluid Power Technol.*, Aachen, Germany, 1996, pp. 643–652.
- [34] J. L. Shearer, "Study of pneumatic processes in the continuous control of motion with compressed air," *Trans. ASME*, vol. 78, no. 2, pp. 233–249, 1956.
- [35] M. Smaoui, X. Brun, and D. Thomasset, "A robust differentiator-controller design for an electropneumatic system," in *Proc. IEEE CDC-ECC*, Sevilla, Spain, 2005, pp. 4385–4390.
- [36] Z. Rao and G. M. Bone, "Modeling and control of a miniature servo pneumatic actuator," in *Proc. IEEE ICRA*, Orlando, FL, 2006, pp. 1806–1811.
- [37] H. Schultea and H. Hahn, "Fuzzy state feedback gain scheduling control of servo-pneumatic actuators," *Control Eng. Pract.*, vol. 12, no. 5, pp. 639–650, May 2004.
- [38] M. Smaoui, X. Brun, and D. Thomasset, "A combined first and second order sliding mode approach for position and pressure control of an electropneumatic system," in *Proc. ACC*, Portland, OR, 2005, pp. 3007–3012.
- [39] M. Smaoui, X. Brun, and D. Thomasset, "Systematic control of an electropneumatic system: Integrator backstepping and sliding mode control," *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, vol. 14, no. 5, pp. 905–913, Sep. 2006.
- [40] L. Yang and J. H. Lilly, "Sliding mode tracking for pneumatic muscle actuators in bicep/tricep pair configuration," in *Proc. ACC*, Denver, CO, 2003, pp. 4669–4674.



Alexis Girin received the Ph.D. degree in automatic control from the Ecole Centrale de Nantes, Nantes, France, in 2007.

Since January 2008, he has been with the Ecole Centrale de Nantes, where he is currently a Research Engineer with the IRCCyN, UMR CNRS 6597. His research interests include robust nonlinear control (higher order sliding mode), theoretical aspects of nonlinear observer design, and control of electropneumatic actuators and control of translational parallel mechanism for machining applications.



Franck Plestan (M'99) received the Ph.D. degree in automatic control from the Ecole Centrale de Nantes, Nantes, France, in 1995.

From September 1996 to August 2000, he was with Louis Pasteur University, Strasbourg, France. Since September 2000, he has been with the Ecole Centrale de Nantes, where he is currently an Assistant Professor with the IRCCyN, UMR CNRS 6597. His research interests include robust nonlinear control (higher order sliding mode), theoretical aspects of nonlinear observer design, and control of electromechanical and mechanical systems (pneumatic actuators, biped robots, and electrical motors).



Xavier Brun received the Ph.D. degree from INSA-Lyon Scientific and Technical University, Villeurbanne, France, in 1999.

From 2001 to 2006, he was an Associate Professor with the Laboratoire d'Automatique Industrielle (LAI), INSA de Lyon, Villeurbanne, France. Since 2007, he has been the Head of the Control Team, Ampère Laboratory, UMR CNRS 5005, Villeurbanne. The Ampère Laboratory is the result of the merging of the CEGELY Laboratory (Lyon Electrical Engineering Laboratory), LAI (Lyon Industrial Control Laboratory), and the Environmental Microbial Genomics Group. The general objectives of the research in the Ampère Laboratory concern the efficient management and development of energy in systems in relation with their environment. His current interests include the implementation and comparison of control laws for fluid power and mechatronic systems.



Alain Glumineau received the Ph.D. degree in automatic control from the Ecole Nationale Supérieure de Mécanique, Nantes, France, in 1981.

Since 1982, he has been with the Ecole Centrale de Nantes, Nantes, France, where he is currently a Full Professor (previously Associate Professor) with the IRCCyN, UMR CNRS 6597. He is an Associate Editor of *Control Engineering Practice*. His current interests include theoretical issues in nonlinear control and observer design and their applications mainly to electric and pneumatic systems.