



**HAL**  
open science

# Contribution à la commande et l'observation des actionneurs électropneumatiques : de l'intérêt de la transformée A-T

Frédéric Abry

► **To cite this version:**

Frédéric Abry. Contribution à la commande et l'observation des actionneurs électropneumatiques : de l'intérêt de la transformée A-T. Autre. INSA de Lyon, 2013. Français. NNT : 2013ISAL0144 . tel-01011297

**HAL Id: tel-01011297**

**<https://theses.hal.science/tel-01011297>**

Submitted on 23 Jun 2014

**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.

Année 2013

**THÈSE DE DOCTORAT**

**Contribution à la commande et l'observation  
des actionneurs électropneumatiques :  
de l'intérêt de la transformée A-T**

Présentée devant :

**L'institut national des sciences appliquées de Lyon**

Pour obtenir :

**le grade de DOCTEUR**

Par :

**Frédéric ABRY**

soutenue devant le jury composé de :

Mme Isabelle QUEINNEC	Directrice de Recherche CNRS, LAAS, Toulouse, Rapporteur
M. Philippe MOUYON	Professeur à l'ISAE, ONERA, Toulouse, Rapporteur
M. Mohamed BOURI	Professeur Associé, École Polytechnique Fédérale de Lausanne, Suisse, Examineur
M. Franck PLESTAN	Professeur à l'Ecole Centrale de Nantes, IRCCyN, Examineur
M. Éric BIDEAUX	Professeur, Laboratoire Ampère, INSA de Lyon, Examineur
M. Jean OSWALD	Ingénieur CNES - Direction des Lanceurs, Paris, Examineur
Mme Sylvie SESMAT	Ingénieur de Recherche, Laboratoire Ampère, INSA de Lyon, Codirectrice de thèse
M. Xavier BRUN	Professeur, Laboratoire Ampère, INSA de Lyon, Directeur de thèse



INSA Direction de la Recherche - Ecoles Doctorales – Quinquennal 2011-2015

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
<b>CHIMIE</b>	<b>CHIMIE DE LYON</b> <a href="http://www.edchimie-lyon.fr">http://www.edchimie-lyon.fr</a>  Sec :Renée EL MELHEM Bat Blaise Pascal 3° etage Insa : R. GOURDON	<b>M. Jean Marc LANCELIN</b> Université de Lyon – Collège Doctoral Bât ESCPE 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 13 95 <a href="mailto:directeur@edchimie-lyon.fr">directeur@edchimie-lyon.fr</a>
<b>E.E.A.</b>	<b>ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE</b> <a href="http://edeea.ec-lyon.fr">http://edeea.ec-lyon.fr</a>  Secrétariat : M.C. HAVGOUDOUKIAN <a href="mailto:eea@ec-lyon.fr">eea@ec-lyon.fr</a>	<b>M. Gérard SCORLETTI</b> Ecole Centrale de Lyon 36 avenue Guy de Collongue 69134 ECULLY Tél : 04.72.18 60.97 Fax : 04 78 43 37 17 <a href="mailto:Gerard.scorletti@ec-lyon.fr">Gerard.scorletti@ec-lyon.fr</a>
<b>E2M2</b>	<b>EVOLUTION, ECOSYSTEME, MICROBIOLOGIE, MODELISATION</b> <a href="http://e2m2.universite-lyon.fr">http://e2m2.universite-lyon.fr</a>  Insa : H. CHARLES	<b>Mme Gudrun BORNETTE</b> CNRS UMR 5023 LEHNA Université Claude Bernard Lyon 1 Bât Forel 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cédex Tél : 06.07.53.89.13 <a href="mailto:e2m2@univ-lyon1.fr">e2m2@univ-lyon1.fr</a>
<b>EDISS</b>	<b>INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES- SANTÉ</b> <a href="http://www.ediss-lyon.fr">http://www.ediss-lyon.fr</a>  Sec : Insa : M. LAGARDE	<b>Mme Emmanuelle CANET-SOULAS</b> INSERM U1060, CarMeN lab, Univ. Lyon 1 Bâtiment IMBL 11 avenue Jean Capelle INSA de Lyon 696621 Villeurbanne Tél : 04.72.68.49.09 Fax :04 72 68 49 16 <a href="mailto:Emmanuelle.canet@univ-lyon1.fr">Emmanuelle.canet@univ-lyon1.fr</a>
<b>INFOMATHS</b>	<b>INFORMATIQUE ET MATHEMATIQUES</b> <a href="http://infomaths.univ-lyon1.fr">http://infomaths.univ-lyon1.fr</a>  Sec :Renée EL MELHEM Bat Blaise Pascal 3° etage <a href="mailto:infomaths@univ-lyon1.fr">infomaths@univ-lyon1.fr</a>	<b>Mme Sylvie CALABRETTO</b> LIRIS – INSA de Lyon Bat Blaise Pascal 7 avenue Jean Capelle 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72. 43. 80. 46 Fax 04 72 43 16 87 <a href="mailto:Sylvie.calabretto@insa-lyon.fr">Sylvie.calabretto@insa-lyon.fr</a>
<b>Matériaux</b>	<b>MATERIAUX DE LYON</b> <a href="http://ed34.universite-lyon.fr">http://ed34.universite-lyon.fr</a>  Secrétariat : M. LABOUNE PM : 71.70 –Fax : 87.12 Bat. Saint Exupéry <a href="mailto:Ed.materiaux@insa-lyon.fr">Ed.materiaux@insa-lyon.fr</a>	<b>M. Jean-Yves BUFFIERE</b> INSA de Lyon MATEIS Bâtiment Saint Exupéry 7 avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 83 18 Fax 04 72 43 85 28 <a href="mailto:Jean-yves.buffiere@insa-lyon.fr">Jean-yves.buffiere@insa-lyon.fr</a>
<b>MEGA</b>	<b>MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE</b> <a href="http://mega.universite-lyon.fr">http://mega.universite-lyon.fr</a>  Secrétariat : M. LABOUNE PM : 71.70 –Fax : 87.12 Bat. Saint Exupéry <a href="mailto:mega@insa-lyon.fr">mega@insa-lyon.fr</a>	<b>M. Philippe BOISSE</b> INSA de Lyon Laboratoire LAMCOS Bâtiment Jacquard 25 bis avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél :04.72 .43.71.70 Fax : 04 72 43 72 37 <a href="mailto:Philippe.boisse@insa-lyon.fr">Philippe.boisse@insa-lyon.fr</a>
<b>ScSo</b>	<b>ScSo*</b> <a href="http://recherche.univ-lyon2.fr/scso/">http://recherche.univ-lyon2.fr/scso/</a>  Sec : Viviane POLSINELLI Brigitte DUBOIS Insa : J.Y. TOUSSAINT	<b>M. OBADIA Lionel</b> Université Lyon 2 86 rue Pasteur 69365 LYON Cedex 07 Tél : 04.78.77.23.86 Fax : 04.37.28.04.48 <a href="mailto:Lionel.Obadia@univ-lyon2.fr">Lionel.Obadia@univ-lyon2.fr</a>

\*ScSo : Histoire, Géographie, Aménagement, Urbanisme, Archéologie, Science politique, Sociologie, Anthropologie



# Remerciements

La poursuite de ce doctorat et la rédaction de ce manuscrit n'auraient jamais été possibles sans un certain nombre de personnes à qui je tiens à adresser mes plus sincères remerciements.

## GRAND MERCI,

- à **M. Xavier Brun**, mon directeur de recherche, pour sa sympathie, sa patience, sa confiance, son ouverture d'esprit à toute épreuve sur un sujet qu'il connaissait pourtant déjà si bien et, ce n'est pas rien, pour m'avoir littéralement porté à bout de bras administrativement pendant ces trois longues années ;
- à **Mme. Sylvie Sesmat**, ma directrice de recherche, pour son infinie rigueur, son enthousiasme et sa bonne humeur contagieuse même face à l'adversité ;
- à **M. Christophe Ducat**, technicien notamment en charge de la conception et de la fabrication du banc d'essais, pour son ingéniosité, son professionnalisme et son soutien moral indéfectible. Puisse le laboratoire se remettre de son départ...
- à **M. Éric Bideaux** pour ses bonnes idées, ses suggestions souvent décisives et sa vision scientifique globale de l'automatique au sujet de laquelle j'ai particulièrement apprécié d'échanger ;
- à **MM. Michael Di Loreto, Wilfrid Marquis-Favre et Daniel Thomasset** pour les discussions que j'ai pu avoir avec eux et leurs nombreux éclaircissements dans leur domaine qu'ils maîtrisent si bien ;
- à **M. Jean-Marie Rétif et Mme. Xuefang Lin-Shi**, mes encadrants de Master pour m'avoir permis de rentrer sans encombre dans le monde de la recherche ;
- à l'ensemble des permanents, chercheurs, ingénieurs, techniciens, administratifs, enseignants, doctorants et autres stagiaires du laboratoire Ampère qui font de cet endroit un

environnement de travail particulièrement agréable où il fait bon passer quelques années loin du tumulte et du stress du reste du monde professionnel ;

- à **Claire et Jean Abry**, évidemment, mes parents, pour avoir depuis si longtemps attaché autant d'importance à mon éducation, depuis l'école maternelle jusqu'à ma soutenance de doctorat. J'ai conscience de tout ce que je dois à leurs efforts et espère bien qu'ils le savent ;
- à **mes colocataires**, bien trop nombreux pour être cités ici, qui ont vécu au plus près mon humeur massacrant et ont su me supporter dans les pires moments ;
- au **Bonk**, aux **Krapos** et à **Paracetamol**, pour avoir bien occupé l'autre moitié de mes journées ;
- et, finalement, au Rebirth Brass Band, à Galactic, au Hot 8 Brass Band, James Welsh Pepper, Antoine-Joseph Sax et Nat McIntosh pour être restés à mes côtés pendant cette rédaction.





## Résumé

La commande des actionneurs électropneumatiques a été un sujet largement traité au cours des dernières décennies. Le caractère fortement non-linéaire de son comportement en a fait un cas d'étude particulièrement pertinent dans le cadre d'une démarche d'application de la théorie de la commande des systèmes non-linéaires. L'utilisation de ces techniques a été comparée aux approches linéaires traditionnelles et généralement jugée largement supérieure notamment en termes de précision ou de temps de réponse.

Dans ce manuscrit nous abordons très spécifiquement l'aspect multivariable du système et introduisons la transformée A-T, similaire à la transformée de Park appliquée classiquement aux systèmes électriques, afin de donner une forme strict feedback à son modèle d'état, de clarifier les phénomènes physiques mis en jeu lors de sa commande et de distinguer les deux degrés de liberté du système. Cette transformée permet en outre une comparaison directe avec les moteurs électriques décrits dans le repère de Park. Ce parallèle rend notamment possible la solution du problème délicat de l'observation de la position à vitesse nulle en transférant des méthodologies déjà validées sur des systèmes électriques. L'exploitation des deux degrés de liberté est illustrée par la synthèse de lois de commande combinant le suivi d'une trajectoire de position du piston au respect d'un second critère variable (réglage de la pressurisation moyenne, optimisation de la consommation instantanée).

L'utilisation d'un actionneur électropneumatique asservi comme actionneur à compliance variable est étudiée. Une loi de commande basée sur la transformée A-T est proposée pour contrôler simultanément la position et la raideur pneumatique de l'actionneur. Une méthodologie de réglage des gains de commande est proposée pour définir l'impédance en boucle fermée du système. L'influence de la raideur pneumatique sur la raideur en boucle fermée est étudiée. L'utilisation d'une source d'énergie alternative (de l'hélium sous pression) est également pour la première fois mise en œuvre. L'influence du changement de gaz sur le dimensionnement de l'actionneur électropneumatique est étudiée et une méthodologie permettant d'utiliser les lois de commande prévues pour de l'air est proposée.

L'ensemble des propositions faites dans ce manuscrit est testée et validée sur un banc d'essais à la structure inédite. Ce dernier allie deux actionneurs, l'un électropneumatique (l'actionneur étudié) et l'autre, un moteur plat électrique (l'actionneur de charge). L'utilisation de celui-ci permet la génération d'efforts perturbateurs dans une large bande passante ainsi que la modification en temps réel des paramètres mécaniques dynamiques de la charge.

Enfin, les outils développés au cours de ce doctorat sont utilisés afin de valider la mise en œuvre d'une solution électropneumatique alimentée à l'hélium au problème du contrôle de vecteur de poussée d'un nanolanceur spatial. Des données fournies par le Centre National d'Études Spatiales sont utilisées pour définir un cahier des charges et les conditions de vol sont recrées sur le banc d'essais afin de juger de la qualité de la solution.

**Mots clefs :** Vérin pneumatique, banc d'essais, systèmes à fluides sous pression, multi-variable, commande non-linéaire, réglage des gains, actionneur compliant, hélium, contrôle du vecteur de poussée, backstepping, observateur.

## Abstract

Control of electropneumatic actuator is a subject which have been thoroughly dealt with in the past decades. The strongly non-linear behavior of those systems made them a particularly relevant case study for applications of the non linear control theory. The use of those techniques has been compared to the traditional linear approaches and is generally considered as more efficient in terms of precision and response time.

In this work, we specifically deal with the multivariable character of this actuator and we introduce the A-T transformation, similar to the Park Transformation used for electrical systems study, in order to give a strict feedback form to its state model, clarify the physical phenomena occurring during its control and distinguish the system's two degrees of freedom. This transformation allows a comparison with electrical motors described in the Park's frame. This parallel allows to solve the complex problem of zero speed observation of the piston's position by transferring the methodologies which have been previously used on electrical systems. The utilization of the two degrees of freedom is illustrated by the synthesis of control law which combines the piston position trajectory tracking with the respect of a given criterion (which can be the pressurization level or the instantaneous gas consumption optimization).

The use of an electropneumatic actuator as a variable stiffness actuator (VSA) is studied. A control law based on the A-T transform is proposed in order to simultaneously control the position and the pneumatic stiffness of the actuator. A control gains tuning strategy is proposed to allow the system closed loop impedance tuning. The influence of the pneumatic stiffness over the closed loop stiffness is studied.

An alternative energy source (pressurized helium) is also used for the first time. The influence of the change of gas over the actuator sizing is studied and a methodology allowing to use control laws designed for air applications is proposed.

Every propositions are tested and validated using an innovative test bench with an unique structure. The latter combines two actuators. One is an electropneumatic actuator (the one studied) and the other one is a linear motor (used as the load actuator). The use of the latter allows disturbance generation in a wide bandwidth and the real-time tuning of the load dynamic characteristics.

Finally, the tools developed in this PHD are used in order to validate the implementation of an electropneumatic solution to the thrust vector control problem of a nano scale space launcher. Data provided by the CNES (the French National Space Agency) are used to define specific requirements and the flight conditions are reproduced on the test bench to assess the solution quality.

**Keywords :** Pneumatic cylinder, test bench, fluid power, multivariable, non-linear control, gains tuning, variable stiffness actuator, helium, thrust vector control.



# Nomenclature

Symbole	Description	unité
$y$	position du piston vis-à-vis du corps du vérin	m
$y_t$	position du piston vis-à-vis du bâti	m
$v$	vitesse de déplacement du piston par rapport au corps du vérin	m/s
$a$	accélération du piston par rapport au bâti	$m/s^2$
$q_{mP}$	débit massique entrant ou sortant de la chambre P	kg/s
$q_{mN}$	débit massique entrant ou sortant de la chambre N	kg/s
$q_{mA}$	débit massique actif	kg/s
$q_{mT}$	débit massique de pressurisation	kg/s
$u_P$	commande du servodistributeur P	V
$u_N$	commande du servodistributeur N	V
$u$	commande u	V
$p_P$	pression absolue dans la chambre P	Pa
$p_N$	pression absolue dans la chambre N	Pa
$p_T$	pression moyenne du vérin	Pa
$\Delta p$	différentiel de pression entre les deux chambres du vérin	Pa
$p_S$	pression de la source de gaz comprimé	Pa
$p_E$	pression à l'échappement du servodistributeur	Pa
$p_{atm}$	pression atmosphérique	Pa
$V_P$	volume de la chambre P	$m^3$
$V_N$	volume de la chambre N	$m^3$
$V_0$	demi volume complet du vérin	$m^3$
$V_{mo}$	volume mort du vérin	$m^3$
$S$	surface effective du piston	$m^2$
$l$	longueur totale du vérin	m
$L$	course totale du vérin	m
$M$	masse de la partie mobile	kg
$M_v$	masse de la partie fixe du vérin	kg

Symbole	Description	unité
$F_{pneu}$	Effort pneumatique délivré par le vérin	N
$F_{sec}$	effort de frottement sec	N
$F_s$	module de frottement sec	N
$b$	coefficient de frottement visqueux	$N/(m/s)$
$F_{frot}$	effort de frottement total	N
$F_{ext}$	effort extérieur appliqué sur la partie mobile	N
$K_{pneu}$	raideur pneumatique du vérin	$N/m$
$K_{cl}$	raideur en boucle fermée de l'actionneur électropneumatique	$N/m$
$B_{cl}$	amortissement en boucle fermée de l'actionneur électropneumatique	$N/(m/s)$
$y_d$	consigne de position	$m$
$v_d$	consigne de vitesse	$m/s$
$a_d$	consigne d'accélération	$m/s^2$
$\dot{j}_d$	consigne de jerk	$m/s^3$

# Table des matières

<b>Remerciements</b>	<b>5</b>
<b>Résumé</b>	<b>8</b>
<b>Nomenclature</b>	<b>11</b>
<b>Introduction générale</b>	<b>15</b>
<b>1 Les actionneurs électropneumatiques, description et modélisation</b>	<b>19</b>
1.1 Les actionneurs pneumatiques . . . . .	19
1.2 Description de l'actionneur électropneumatique . . . . .	22
1.2.1 Présentation du vérin . . . . .	22
1.2.2 Caractéristiques du modulateur de puissance . . . . .	23
1.2.3 Montage des servodistributeurs . . . . .	25
1.2.4 Mesure des pressions . . . . .	26
1.2.5 Mesure de la position . . . . .	27
1.3 Modélisation de l'actionneur électropneumatique . . . . .	28
1.3.1 Modélisation thermodynamique . . . . .	28
1.3.2 Modélisation des servodistributeurs . . . . .	33
1.3.3 Modèles de frottements . . . . .	38
1.3.4 Modèle de commande multivariable . . . . .	40
1.3.5 Modèle de commande monovariable . . . . .	41
1.4 Commande linéaire des actionneurs électropneumatiques . . . . .	42
1.4.1 Modèle linéarisé de l'actionneur électropneumatique . . . . .	42
1.4.2 Commande linéaire standard . . . . .	42
1.4.3 Commande linéaire à gains variables . . . . .	43
1.5 Conclusion . . . . .	43
<b>2 Description du banc d'essais</b>	<b>45</b>
2.1 Introduction . . . . .	45
2.2 Objectifs . . . . .	48
2.3 Conception . . . . .	48

2.3.1	La source d'énergie pneumatique . . . . .	48
2.3.2	La barre de flexion . . . . .	50
2.3.3	La masse en mouvement . . . . .	51
2.3.4	L'instrumentation . . . . .	52
2.3.5	Le module d'acquisition/commande . . . . .	54
2.3.6	L'actionneur de charge . . . . .	54
2.4	Structure générale du banc d'essais . . . . .	60
2.5	Validation expérimentale des caractéristiques du banc . . . . .	62
2.5.1	Vérification des débits massiques sur le banc d'essais . . . . .	62
2.5.2	Identification des frottements secs . . . . .	65
2.5.3	Identification de la masse et des frottements visqueux . . . . .	67
2.5.4	Identification de la raideur d'ancrage . . . . .	77
2.6	Conclusion . . . . .	81
<b>3</b>	<b>Avancées dans la commande multi-objectifs des actionneurs électropneumatiques</b>	<b>83</b>
3.1	Introduction . . . . .	83
3.2	Modèle inverse des servodistributeurs . . . . .	86
3.3	La transformée A-T . . . . .	88
3.3.1	Introduction : la transformée de Park . . . . .	88
3.3.2	Définition de la transformation A-T . . . . .	90
3.3.3	Résultats expérimentaux . . . . .	92
3.4	Commande simultanée position/pression moyenne " $y - p_T$ " . . . . .	98
3.4.1	Suivi de la trajectoire de position . . . . .	99
3.4.2	Suivi de la trajectoire de pression moyenne . . . . .	101
3.4.3	Résultats expérimentaux . . . . .	102
3.4.4	Conclusion . . . . .	103
3.5	Commande de suivi de trajectoire de position avec respect d'un critère énergétique " $y - opti$ " . . . . .	110
3.5.1	Principe de l'optimisation . . . . .	110
3.5.2	Gestion de la dynamique résiduelle . . . . .	112
3.5.3	Résultats expérimentaux . . . . .	113
3.5.4	Analyse des résultats et conclusion . . . . .	115
3.6	Reconstruction de la position du piston à vitesse nulle . . . . .	118
3.6.1	Introduction : cas des moteurs électriques synchrones . . . . .	118
3.6.2	Cas des vérins pneumatiques . . . . .	119
3.6.3	Synthèse d'un observateur . . . . .	121
3.6.4	Résultats expérimentaux . . . . .	125
3.6.5	Conclusion . . . . .	127
3.7	Conclusion . . . . .	128

<b>4</b>	<b>Commande des vérins pneumatiques : de la compliance à la raideur</b>	<b>129</b>
4.1	Introduction . . . . .	129
4.2	Les actionneurs compliants . . . . .	130
4.2.1	La compliance passive . . . . .	131
4.2.2	La compliance active . . . . .	133
4.3	Actionneur électropneumatique et compliance . . . . .	134
4.4	La raideur pneumatique . . . . .	135
4.4.1	Dimensionnement du vérin et raideur pneumatique . . . . .	137
4.5	Asservissement de position avec réglage de l'impédance ( $y - K_{pneu}$ ) . . . . .	139
4.5.1	Synthèse de la loi de commande MIMO . . . . .	139
4.5.2	Réponse du système à une perturbation . . . . .	142
4.5.3	Raideur pneumatique et raideur en boucle fermée . . . . .	146
4.5.4	Résultats expérimentaux . . . . .	149
4.6	Loi de commande SISO avec réglage de l'impédance . . . . .	160
4.6.1	Expression de la loi de commande . . . . .	160
4.6.2	Calcul de la commande à appliquer au servodistributeur . . . . .	162
4.6.3	Résultats expérimentaux . . . . .	164
4.7	Conclusion . . . . .	165
<b>5</b>	<b>Contrôle du vecteur de poussée d'un nanolanceur par actionneur électropneumatique alimenté à l'hélium</b>	<b>169</b>
5.1	Introduction . . . . .	169
5.2	Les lanceurs spatiaux . . . . .	170
5.3	Contrôle du vecteur de poussée (CVP) . . . . .	171
5.4	Formalisation du problème . . . . .	173
5.5	Difficultés et solutions . . . . .	175
5.5.1	CVP par actionneur hydraulique [Martinez et al., 1998] . . . . .	175
5.5.2	CVP par EMA [Renault et al., 2003] . . . . .	177
5.6	Utilisation de l'hélium sous pression comme source d'énergie . . . . .	179
5.6.1	L'hélium . . . . .	179
5.6.2	L'hélium et les servodistributeurs . . . . .	181
5.6.3	L'hélium et l'actionneur . . . . .	182
5.6.4	Essais expérimentaux . . . . .	185
5.6.5	Conclusion . . . . .	185
5.7	CVP d'un nanolanceur : cahier des charges . . . . .	192
5.8	CVP par actionneur électropneumatique . . . . .	193
5.9	Essais expérimentaux . . . . .	196
5.9.1	Essai 1 : suivi d'une consigne point à point . . . . .	196
5.9.2	Essai 2 : rampe à vitesse constante . . . . .	197
5.9.3	Essai 3 : caractéristiques statiques . . . . .	197
5.9.4	Essai 4 : suivi de trajectoire . . . . .	197



5.10 Conclusion . . . . .	205
<b>Conclusion générale</b>	<b>207</b>
<b>Annexe 1 : optimisation de la consommation : étude théorique</b>	<b>211</b>
<b>Annexe 2 : étude de l'observabilité de la position du piston à vitesse nulle</b>	<b>215</b>

# Introduction générale

Depuis plusieurs décennies, le laboratoire Ampère, par l'intermédiaire de son équipe dédiée au "fluid power", s'est attelé à l'étude des systèmes fluides. Qu'il s'agisse de systèmes hydrauliques ou pneumatiques, d'actionneurs rotatifs ou linéaires, toute étude passe avant tout par une bonne compréhension des phénomènes physiques mis en jeu. Dans le cas des systèmes fluides, cela se traduit avant tout par un travail de modélisation alliant thermodynamique, mécanique, voire électronique, afin d'obtenir des représentations réalistes des systèmes étudiés. Cette démarche est alors fondamentalement liée à celle de caractérisation qui consiste à obtenir des données expérimentales pour déterminer les paramètres de modèles théoriques ou établir des modèles de connaissance. La confrontation de ces derniers aux projections théoriques issues de la modélisation est au coeur de la méthodologie du laboratoire et c'est elle qui garantit la cohérence scientifique de ses travaux. L'obtention de modèles précis, dont les paramètres sont déterminés ou validés expérimentalement permet d'envisager la mise en oeuvre de lois de commande en s'appuyant sur des bases fiables et crédibles.

Les systèmes fluides, et en particulier les systèmes pneumatiques, étant par nature profondément non-linéaires à différents niveaux, la première approche a été d'approximer les modèles non-linéaires par une vision linéaire (dite "linéarisé tangent") se basant sur le comportement du système pris en un point de fonctionnement spécifique. Cette démarche a été développée autant que possible, en exploitant toute la théorie linéaire très complète notamment pour le réglage de performances et de robustesse et en développant des techniques de "gains variables" permettant de compenser partiellement la perte de réalisme du modèle linéaire loin du point de fonctionnement ayant servi à sa synthèse.

Pour autant, c'est le développement de la théorie de la commande non-linéaire, à partir de la fin des années 1980, et le début de sa mise en oeuvre, qui a redonné un élan d'intérêt pour l'étude de ces systèmes. Dès lors, et jusqu'à ce jour, les développements théoriques (retour linéarisant, platitude, backstepping, modes glissants) ont été appliquées avec succès sur ces systèmes et ont permis d'en améliorer considérablement les performances (précision, rapidité, consommation...) au prix, bien souvent, d'une complexification de la commande et de l'instrumentation. Le développement de lois de commande multivariables, appliqués à des actionneurs électropneumatiques équipés de deux servodistributeurs indépendants, a permis de démontrer la stabilité globale du système, problème toujours ouvert pour les commandes monovariables.

C'est dans ce contexte que s'inscrit ce doctorat, de nombreux travaux ont été menés concernant la commande non-linéaire des actionneurs électropneumatiques : des résultats expérimentaux

taux, confrontés à des cahiers des charges exigeants définis par des partenaires industriels, ont montré le niveau de performance pouvant être atteint. L'ambition portée par ce manuscrit est d'utiliser ces outils et d'étendre leur champ d'application dans diverses directions.

Un premier axe d'étude est de s'intéresser au caractère multivariable des actionneurs électropneumatiques. L'objectif est alors de dépasser la seule démonstration de stabilité et de réellement donner un sens aux deux degrés de liberté afin de permettre leur utilisation pour remplir un objectif spécifique. Ceci passe avant tout par une bonne compréhension des mécanismes physiques en jeu lors du contrôle de ces systèmes.

Un autre axe de développement consiste à tenter de diversifier les contextes technologiques où un actionneur électropneumatique pourrait être mis en oeuvre. L'un des aspects en partie négligés par les études précédentes concerne leur comportement en régulation, c'est-à-dire leur réponse vis-à-vis de perturbations extérieures. L'un des principaux reproches souvent émis à l'encontre des solutions électropneumatiques concerne le manque de raideur de ces actionneurs. Même s'il est vrai qu'il existe des solutions technologiques intrinsèquement plus raides, cette critique est souvent basée sur une mauvaise compréhension du système et une confusion entre raideur pneumatique et raideur en boucle fermée. Le clarification de ces concepts et la mise en place d'une méthodologie de réglage du comportement en boucle fermée permettra de formaliser les performances des systèmes électropneumatiques dans ce domaine en les liant au dimensionnement des éléments qui les composent.

Les applications pneumatiques proposées jusqu'ici sont toujours basées sur l'utilisation de l'air sous pression comme vecteur d'énergie. Il s'agit généralement d'un choix de bon sens dans la mesure où l'air est "gratuit" et presque toujours disponible. Pourtant, dans certains contextes très spécifiques, un autre gaz sous pression peut être disponible, pour d'autres tâches. C'est le cas dans l'application proposée dans ce manuscrit, où, en réponse à une attente du Centre National d'Études Spatiales (CNES), un actionneur électropneumatique est étudié pour un problème de contrôle de vecteur de poussée d'un nanolanceur, c'est-à-dire un lanceur spatial de très petite envergure. La présence d'hélium sous pression pour d'autres motifs fournit une source d'énergie pouvant potentiellement être utilisée pour effectuer des tâches de positionnement. La compatibilité de l'hélium avec un actionneur électropneumatique sera donc étudiée et les outils nécessaires au transfert d'expérience de l'air à l'hélium devront être développés.

Chaque avancée théorique de commande et d'observation a, dans un premier temps, été testée en simulation. Le choix a été fait dans ce manuscrit de ne pas présenter de résultats de simulation mais d'insister sur l'étude et l'analyse de résultats expérimentaux. En effet, dans la continuité de la démarche expérimentale du laboratoire, tous ces développements trouveront une première validation sur un banc expérimental innovant, conçu pour permettre des essais très divers en termes de contextes de mise en oeuvre et de type de charge. L'ambition est de pouvoir recréer des phénomènes dynamiques avec le réalisme d'un essai expérimental tout en se rapprochant de la simplicité et de la polyvalence de la simulation.

Le premier chapitre de ce manuscrit s'attache à présenter l'actionneur électropneumatique étudié. Il détaille le choix de ses composants et leur assemblage. En se basant sur le savoir-

faire décrit par la littérature scientifique en général et l'expérience du laboratoire Ampère en particulier, la modélisation de chaque élément est détaillée. Une démarche de simplification progressive du modèle basée sur des hypothèses successives est alors menée pour le rendre adapté à la synthèse de loi de commande.

Le second chapitre décrit le banc d'essais multi-énergie support de cette étude : un cahier des charges est tout d'abord établi concernant ses fonctionnalités puis une conception innovante est proposée en conséquence. La fin du chapitre est consacrée à la description de procédures expérimentales permettant de valider le modèle décrit précédemment et d'en calculer les paramètres.

Le chapitre trois introduit la transformée A-T, une transformation des entrées du système, similaire à la transformée de Park dédiée aux systèmes électriques triphasés. Celle-ci met en lumière les deux degrés de liberté du système et permet la réécriture de son modèle sous une forme avantageuse du point de vue de la synthèse de lois de commande. Diverses applications tirant partie de la transformée sont proposées.

Le chapitre quatre étudie plus précisément le concept d'impédance en boucle fermée d'un actionneur électropneumatique. Après une revue des solutions d'actionneurs à raideur variable présentée dans la littérature, son utilisation dans ce contexte est proposée en introduisant une loi de commande dont les comportements statique et dynamique en boucle fermée peuvent être réglés. La notion de raideur pneumatique est également étudiée et son rapport avec la raideur en boucle fermée est clarifiée.

Le chapitre cinq, enfin, présente une application concrète de la commande des actionneurs électropneumatiques dans un contexte aérospatial. Plus précisément, l'objectif est de réaliser la tâche du contrôle du vecteur de poussée d'un nanolanceur, c'est-à-dire un lanceur spatial de très petite envergure. Une des particularités de ce problème est l'utilisation d'hélium sous pression comme vecteur d'énergie en lieu et place d'air comprimé. En l'absence de résultats existants dans la littérature scientifique, l'impact du changement de gaz sur la modélisation et la commande sera étudié théoriquement puis expérimentalement. Enfin, un cahier des charges est établi à partir de données fournies par le Centre National d'Études Spatiales (CNES) et une procédure expérimentale visant à valider la solution pneumatique est mise en œuvre sur le banc d'essais présenté au chapitre deux.



# Chapitre 1

## Les actionneurs électropneumatiques, description et modélisation

### 1.1 Les actionneurs pneumatiques

Fondamentalement, l'énergie dite "pneumatique" est stockée sous la forme de gaz pressurisé dans une enceinte hermétique. La libération de ce dernier peut créer une différence de pression susceptible d'engendrer un effort (dit "effort pneumatique") capable d'entraîner un mouvement et donc de fournir un travail mécanique. Il s'agit d'un vecteur d'énergie connu et maîtrisé de longue date : dès la fin du 19<sup>ème</sup> siècle, des moteurs pneumatiques sont utilisés pour la traction de tramways ou trains (cf. figure 1.1). en particulier dans les zones où la pollution d'une machine à vapeur n'est pas acceptable (par exemple en milieu urbain ou dans des espaces confinés comme des mines).



FIGURE 1.1 – Une locomotive à air comprimé fabriquée par la société américaine Porter dans les années 1920 et employée dans des mines de charbon en Pennsylvanie jusqu'en aout 1985 !

Si la densité énergétique de l'air comprimé à des pressions raisonnables n'est pas aussi élevée (cf. tableau 1.1), loin de là, que celle du pétrole, elle présente l'évident avantage de la réversibilité :

un travail peut être converti facilement en énergie pneumatique pour être stocké puis être réutilisé quand cela est nécessaire. Dans cet esprit, le fabricant automobile français PSA a présenté en 2013 un système permettant de récupérer l'énergie de freinage en pressurant de l'air (cf. figure 1.2). Cette énergie est ensuite restituée au véhicule par l'intermédiaire d'un moteur pneumatique couplé à l'axe moteur. Le stockage électrique (sous la forme de batterie) de l'énergie possède aussi cette qualité de réversibilité mais les défauts bien connus de ces systèmes est leur faible durée de stockage et une dégradation rapide de leurs performances à chaque cycle de charge-décharge. Le cyclage d'un réservoir pneumatique, de part son évidente simplicité, est virtuellement illimité et les pertes d'énergie au fil du temps (c'est-à-dire les fuites de gaz) peuvent être prévenues et maintenues dans une limite raisonnable.



FIGURE 1.2 – Les réservoirs d'air sous pression montés sous une voiture Peugeot 308.

Récemment, avec la multiplication des sources d'énergie intermittentes (c'est-à-dire dont la puissance délivrée varie fortement au fil du temps) liée à la "transition énergétique" voulue du fossile au renouvelable et la recherche intensive de moyens de "lisser le réseau", c'est-à-dire de stocker l'énergie non immédiatement utilisable pour la rendre disponible lors des pics de consommation, de nombreux projets de stockage d'énergie pneumatique (dits "CAES" pour *Compressed Air Energy Storage*) sont apparus. Vu la simplicité du stockage de l'énergie pneumatique, des installations à très grande échelle peuvent être réalisées à des coûts raisonnables en utilisant par exemple des cavités naturelles (de la même façon que pour le gaz à l'état naturel) ou des réservoirs sous-marins. C'est le cas du prototype "Energy Bag" de la société canadienne *Thin Red Line Aerospace* qui propose de stocker  $6000\text{ m}^3$  d'air comprimé à 600 m de profondeur afin d'utiliser l'importante pression sous-marine pour garantir l'étanchéité (cf. figure 1.3). Enfin, comparé à l'hydrogène par exemple, dont la densité énergétique est bien entendu largement plus importante (l'énergie résultant alors d'une transformation chimique et non mécanique), l'air comprimé a l'avantage d'être sûr, sans risque d'explosion ou de combustion, ce qui est une caractéristique indispensable à la mise en place d'installations de très grande ampleur dans des zones habitées.

Vecteur	Densité énergétique massique [kJ/kg]
Hydrogène à 200 bars	35 000
Essence	4700
Air comprimé à 200 bars	40 à 100

Tableau 1.1 – Quelques exemples de densités énergétiques massiques.



FIGURE 1.3 – Un prototype de "l'Energy Bag" lors d'un test de remplissage.

L'objectif fondamental d'un actionneur pneumatique est donc de convertir une énergie stockée sous la forme de gaz sous pression en un travail pouvant entrainer un déplacement. L'architecture de ces systèmes peut varier, proposer un mouvement pouvant être rotatif ou linéaire, mais le principe essentiel reste la création d'une différence de pression induisant la création d'un effort. La première vertu de ces systèmes réside dans leur incroyable simplicité : un vérin pneumatique linéaire ("linéaire" s'opposant ici à "rotatif") n'est composé que d'une enceinte hermétique divisée en deux chambres par une paroi mobile appelée le "piston". La différence de pression entre les deux chambres engendre un effort pneumatique qui peut provoquer le déplacement du piston et de la charge qu'il entraine. Dans le monde industriel, la simplicité est bien souvent synonyme de fiabilité et c'est pour cette raison que les actionneurs pneumatiques sont si fréquemment utilisés dans des contextes très différents. Ce type de systèmes se retrouve par exemple dans les chaînes de montage pour le convoyage, le vissage, le rivetage ou boulonnage mais aussi dans des outils portables comme les meuleuses ou les clouteuses pneumatiques qui sont plus légères et plus fiables que leurs équivalents électriques.

La plupart des applications utilisent toutefois une gestion basique de l'énergie pneumatique, les vérins sont presque systématiquement utilisés pour des opérations de positionnement simples entre deux positions d'équilibre. Ce type d'application correspond à une utilisation dite en "boucle ouverte" de ces actionneurs, sans mesure d'aucune sorte, ni loi de commande complexe. Le vérin est alors utilisé pour se déplacer de l'une de ses butées à l'autre : lorsqu'une chambre est pressurisée, l'autre est reliée à l'échappement et vice versa. Il s'agit d'applications dites "bang bang". Comme actionneur linéaire, le vérin pneumatique présente en outre l'avantage d'une



dynamique très rapide (notamment lorsqu'il est comparé aux actionneurs électromécaniques dont les caractéristiques dynamiques sont largement limitées par la mécanique) puisqu'il présente un mouvement naturellement linéaire sans besoin de mécanisme de transformation du mouvement.

Lorsque le vérin est asservi, c'est-à-dire lorsqu'il est contrôlé d'une position précise à une autre, voire pour suivre une trajectoire, le terme de "servovérin" est parfois employé. Ces applications sont bien moins nombreuses : la difficulté d'alimenter précisément les chambres et le comportement thermodynamique complexe de ces systèmes (qui tranche avec leur incroyable simplicité mécanique) rend la mise en œuvre de ces approches bien plus délicates ce qui a longtemps empêché l'utilisation des vérins pneumatiques comme actionneurs de positionnement précis. Pourtant, le développement conjoint de pré-actionneurs à hautes performances permettant de contrôler soigneusement les débits de gaz entrant ou sortant des chambres ainsi que les progrès en termes d'instrumentation, de modélisation et de commande des systèmes non-linéaires ont permis d'envisager la mise en œuvre de vérins pneumatiques dans des contextes dont ils étaient exclus jusque là : l'aéronautique, l'aérospatial ou encore la robotique médicale.

Dans ce qui suit, nous décrivons tout d'abord l'assemblage de notre système d'actionnement constitué d'un vérin pneumatique classique du commerce, de son modulateur de puissance et de son instrumentation afin d'obtenir un actionneur électropneumatique de positionnement précis, performant et polyvalent. Le système est ensuite modélisé de façon précise et complexe dans une optique de développement de modèles de simulations réalistes. Ces derniers sont ensuite progressivement simplifiés afin d'obtenir des modèles de commandes plus simples à manipuler dans une démarche de synthèse de loi de commande multivariable ou monovariable. Finalement, une étude bibliographique des différentes commandes linéaires établies essentiellement à partir du modèle linéarisé tangent et ayant été appliquées à ce type de système est présentée.

## 1.2 Description de l'actionneur électropneumatique

### 1.2.1 Présentation du vérin

Le vérin considéré est un produit du constructeur ASCO Numatics (cf. figure 1.4) conçu pour des applications à l'air. Plus précisément, il s'agit d'un vérin double effet (c'est-à-dire que chacune de ses chambres peut être alimentée) et dont la tige est traversante ; il a ainsi l'avantage de présenter un comportement symétrique (même surface utile des deux côtés du piston). Ce vérin a un diamètre de piston de 100 mm pour un diamètre de tige de 28 mm, ce qui correspond à un diamètre équivalent de 96 mm. Cette relativement grande section permet de générer un effort pneumatique important dès l'apparition d'une différence de pression entre les deux chambres, avec un effort maximal pour une différence de 6 bar de près de 4.5 kN. De façon à ne pas pénaliser la dynamique de mise en pression et, donc, celle du déplacement du piston, le vérin présente une course relative faible de  $\pm 25$  mm.

Ses caractéristiques sont résumées dans le tableau 1.2.



FIGURE 1.4 – Le vérin compact ASCO Numatics utilisé.

Paramètre	Valeur	Unité
Course totale	50	mm
Diamètre piston	100	mm
Diamètre tige	28	mm
Surface utile du piston	7238	$mm^2$
Effort max sous 7 barA	4343	N

Tableau 1.2 – Caractéristiques du vérin retenu.

### 1.2.2 Caractéristiques du modulateur de puissance

L'alimentation des chambres du vérin en gaz sous pression est assurée par un modulateur de puissance. Ces composants se divisent essentiellement en deux catégories : les distributeurs "tout ou rien" et les distributeurs proportionnels. La première catégorie a l'avantage d'être simple et bon marché mais présente des performances (notamment en terme de précision statique) très limitées, même en faisant appel à des algorithmes de modulation de largeur d'impulsion [Jin-feng et al., 2010], [Shen et al., 2004]. En effet, les dynamiques des composants "tout ou rien" sont à ce jour trop limitées pour permettre un hachage suffisamment rapide comme cela se pratique couramment en électronique de puissance. Par ailleurs la consommation de fluide peut s'en trouver augmentée. Les distributeurs proportionnels, quant à eux, permettent de contrôler le débit massique de gaz entrant ou sortant (*via* le déplacement d'un tiroir dont la position peut être elle-même asservie) et offre ainsi des perspectives bien plus larges dans le développement de la commande. C'est donc vers ce type de technologie que l'étude s'orientera.

Chacune des deux chambres devant être alimentée, il est indispensable de disposer de deux lignes de puissance. Pour cela il existe deux approches :

- un distributeur 5 voies permet de contrôler les deux débits massiques avec une seule commande : quand une chambre est à l'échappement, l'autre est alimentée par la pression source ;
- deux distributeurs 3 voies peuvent être employés simultanément, le débit de chacune des chambres étant alors contrôlé séparément. Dans ce cas-là, le système possède deux degrés de liberté qui permettront de contrôler deux objectifs différents.

La seconde option est nettement plus intéressante d'un point de vue commande et c'est donc celle-là qui a été adoptée. À noter que les composants choisis sont deux distributeurs proportionnels 5 voies Festo MPYE-5-1/8HF-010-B de débit nominal<sup>1</sup> 700 l/min (ANR<sup>2</sup>) dont **on n'utilisera que 3 voies**. Il a été choisi car ce servodistributeur est le seul du marché à posséder un débit adapté pour alimenter convenablement le vérin utilisé. La figure 1.6 présente une simulation de la pressurisation d'une chambre du vérin (lorsque le piston est maintenu en position centrale) par le servodistributeur choisi et pour une commande correspondant à un débit positif maximal ( $u = 10$  V). Ce résultat est obtenu en utilisant les modèles qui seront présentés sections 1.3.4 et 1.3.2. Le passage de la pression minimale à maximale, donc de l'effort pneumatique minimal à maximal, s'opère en moins de 70 ms ce qui confirme l'excellente dynamique du système ainsi dimensionné. Bien entendu, le caractère non-linéaire de cet actionneur, qui sera décrit section 1.3, ne permet pas de généraliser ce premier résultat à toute variation de pression dans les chambres du vérin mais fournit un premier ordre de grandeur.

La figure 1.5 présente le schéma de principe du distributeur proportionnel utilisé. Le réglage des débits est effectué à l'aide d'un ensemble tiroir-chemise [Scholz and Schewnzer, 1992]. Le tiroir est positionné grâce à l'action d'un électroaimant proportionnel luttant contre un ressort de rétroaction et est asservi en position à l'aide d'un capteur, ce qui conduit à une hystérésis de positionnement très faible ( $< 0.4\%$ ). Un ressort additionnel permet le retour en position centrale (isolement des chambres du vérin) en cas de coupure de l'alimentation électrique (position de sécurité).



FIGURE 1.5 – Le distributeur MPYE utilisé et son schéma de principe.

Les caractéristiques générales du distributeur sont résumées dans le tableau 1.3. La figure 1.7 représente l'allure de l'évolution du débit nominal en fonction de la tension de commande.

- 
1. Débit pour une pression source de 7 bar, une pression d'utilisation de 6 bar et une température de 20°C.
  2. Débit volumique ramené à l'Atmosphère Normalisée de Référence selon la norme ISO 8778 ( $\rho_0 = 1.185 \text{ kg/m}^3$ ).
  3. Fréquence de coupure à -3dB pour la course totale

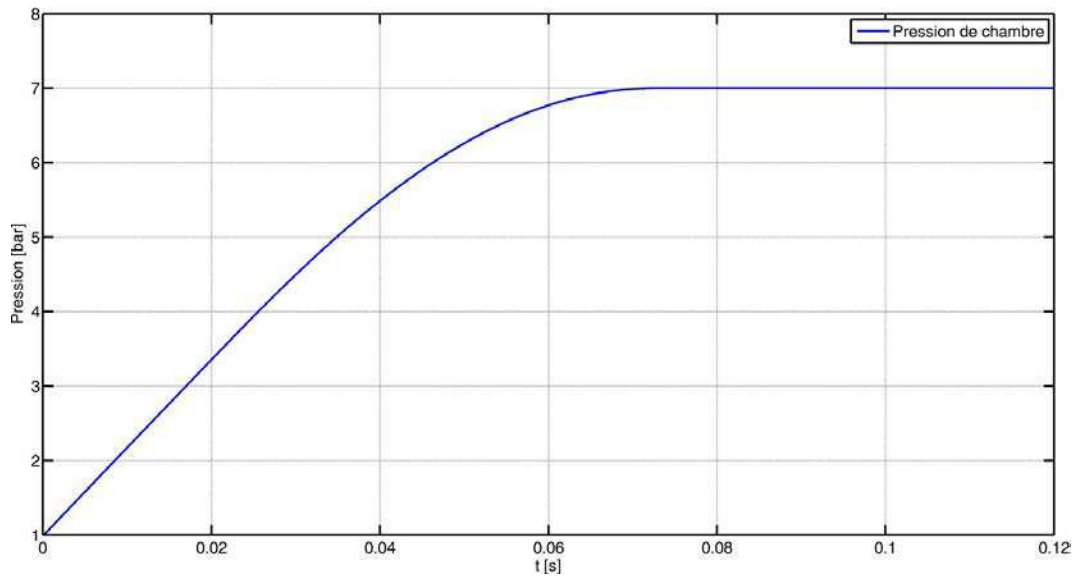


FIGURE 1.6 – Simulation de la pressurisation d’une chambre du vérin pour le piston en position centrale et pour la commande maximale du servodistributeur.

Débit nominal	Alimentation	Bande passante <sup>3</sup>	Commande	Pression de service
700 l/min (ANR)	17-30 V	100 Hz	0-10 V	0 - 10 bar

Tableau 1.3 – Caractéristiques du servodistributeur choisi.

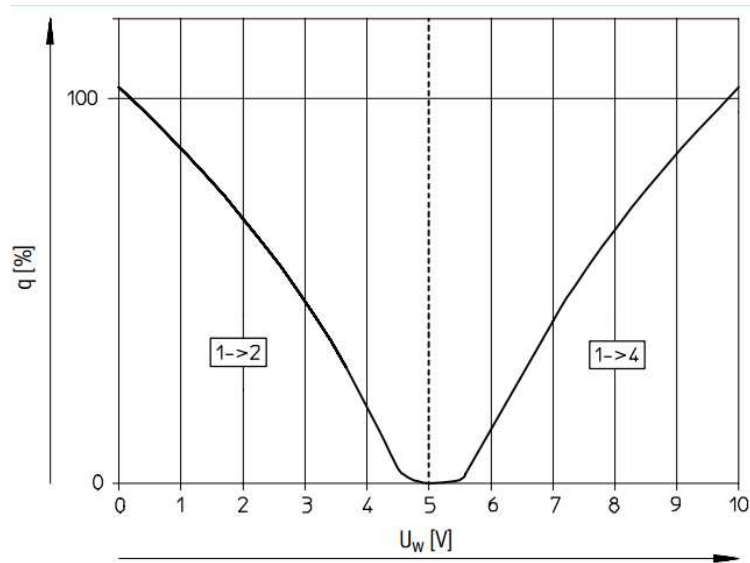


FIGURE 1.7 – Caractéristique des servodistributeurs de la famille MPYE fournie par FESTO. Le débit est indiqué en pourcentage du débit nominal pour une pression d’alimentation de 7 bar et une pression de travail de 6 bar.

### 1.2.3 Montage des servodistributeurs

Le vérin Asco est conçu de façon à limiter la dynamique de mise en pression (l’arrivée d’air se fait à travers une restriction étroite et coudée). Ceci a pour but de réduire les risques d’en-

dommagement lorsque l'alimentation est mal contrôlée en venant bloquer l'arrivée d'air lorsque le piston arrive vers sa butée dans une utilisation type "bang bang". Dans le cadre de notre application, une bonne instrumentation, la connaissance précise du comportement mécanique et thermodynamique ainsi que la haute précision des distributeurs permettent de se passer de cette limitation et d'utiliser sans risque (notamment par l'ajout de butées externes physiques et logicielles) le vérin au maximum de ses performances.

Les alimentations standard du vérin sont donc condamnées et un usinage est effectué pour relier la voie d'utilisation de chaque servodistributeur à la chambre du vérin lui correspondant pour limiter au maximum les pertes de charges et les fuites et obtenir ainsi un actionneur électropneumatique possédant la dynamique la plus élevée possible.

Comme évoqué précédemment, les servodistributeurs choisis sont de type "5/2", par conséquent une voie de travail doit être condamnée afin d'éviter de perdre inutilement du gaz pressurisé, la voie d'échappement correspondante doit par contre être laissée libre pour ne pas entraîner de surpression au sein du distributeur même, ce qui dégraderait ses performances dynamiques.

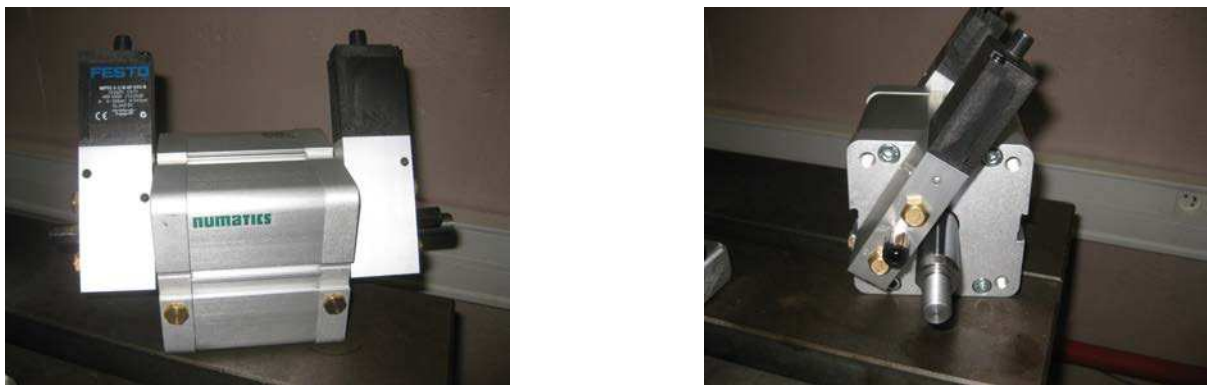


FIGURE 1.8 – Le montage des servodistributeurs sur le vérin pneumatique

#### 1.2.4 Mesure des pressions

La connaissance précise des pressions dans chacune des deux chambres est une donnée essentielle à la fois pour l'étude et la commande des actionneurs pneumatiques. Celle-ci peut être comparée à la mesure des courants dans un moteur électrique : elle permet, entre autres choses, le calcul de l'effort pneumatique et est donc une grandeur essentielle pour toute loi de commande exigeante en termes de performances.

Un capteur miniature ETL-1-140M-7BarG de marque Kulite a donc été intégré dans chacune des deux chambres du vérin (cf. figure 1.9). Leur grande précision et large bande passante ont déjà pu être validées lors de précédents travaux au sein du laboratoire Ampère [Girin, 2007]. Leurs principales caractéristiques sont résumées dans le tableau 1.4. Le modèle utilisé a le grand intérêt de proposer une électronique intégrée au niveau de la mesure, fournissant ainsi un signal 0 - 5 V relativement robuste vis-à-vis des éventuelles interférences électromagnétiques. En outre, ce capteur est de type "relatif" c'est à dire qu'il mesure la pression par rapport à la pression ambiante (qui doit donc être connue). Cette technologie a été préférée aux capteurs dits "absolus"

où la mesure est effectuée par rapport à celle d'une chambre de référence. La motivation de ce choix est de rendre compatible le vérin ainsi instrumenté avec d'autres gaz que l'air, typiquement des gaz très volatiles comme l'hélium, dont une partie pourrait passer la membrane de mesure et venir perturber la chambre de référence où la pression doit demeurer très précisément constante.

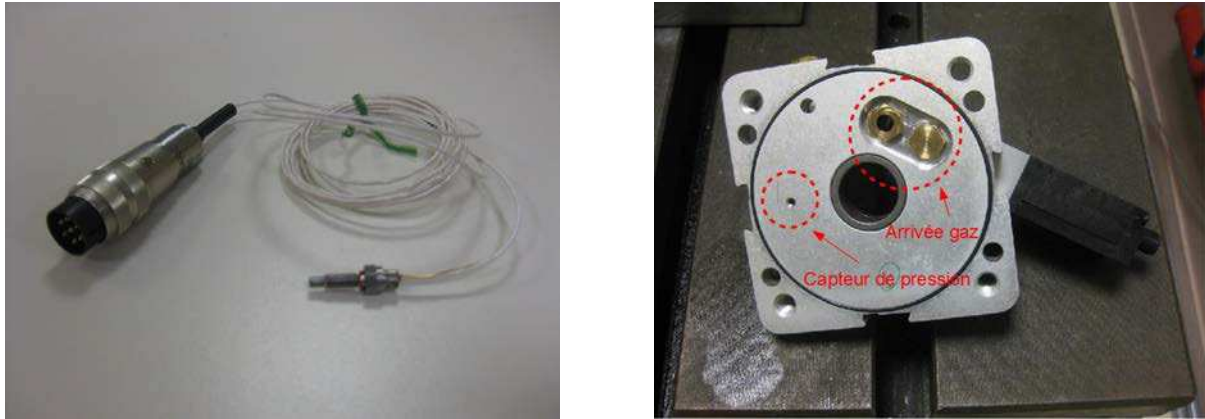


FIGURE 1.9 – Le capteur de pression utilisé et son montage dans la paroi de l'une des chambres.

Caractéristique	Valeur
Résolution de la mesure	$35 \times 10^{-3}$ bar
Bande passante	400 kHz
Domaine de température compensée	-55°C à 175°C

Tableau 1.4 – Caractéristiques du capteur de pression ETL-1-140M-7BarG

### 1.2.5 Mesure de la position

L'autre grandeur essentielle à la commande du vérin pneumatique est la position linéaire  $y$  du piston vis-à-vis du corps du vérin. Sa mesure est effectuée par l'intermédiaire d'un capteur DC-EC 1000 de la société Measurement Specialites (cf. figure 1.10). Il s'agit d'un capteur de type LVDT d'une course de 100 mm fournissant un signal -10/10 V image de la position avec une bande passante de l'ordre de 200 Hz. La mesure est obtenue à partir du déplacement d'un noyau (solidaire du corps du vérin) à l'intérieur d'un transformateur (solidaire de la tige du piston). La position du noyau modifie la distribution du champ magnétique à l'intérieur du transformateur ce qui permet de reconstruire la position absolue.

Ces capteurs sont réputés pour leur grande précision (avec une résolution théoriquement infinie), leur bonne robustesse vis-à-vis des bruits magnétiques et le fait qu'ils n'ont pas besoin d'être initialisés (car ils mesurent une position absolue).



FIGURE 1.10 – Un capteur de position LVDT de la famille DC-EC.

### 1.3 Modélisation de l'actionneur électropneumatique

La démarche de modélisation préliminaire de l'actionneur présenté dans la section précédente a deux objectifs principaux :

- le développement de modèles de simulation, aussi réalistes que possible permettant une simulation raisonnablement précise du comportement du système ;
- la simplification des modèles de simulation afin d'obtenir des représentations adaptées à la synthèse de lois de commande. Nous parlerons alors de "modèles de commande".

Le vérin étant symétrique, l'effort qu'il fournit est directement proportionnel à la différence de pression entre les deux chambres :

$$F_{pneu} = S.(p_P - p_N) \quad (1.1)$$

Si le piston entraîne une masse  $M$ , son comportement mécanique peut s'exprimer de la façon suivante :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dv}{dt} = \frac{S.(p_P - p_N) - F_{frot}(v) - F_{ext}}{M} \\ \frac{dy}{dt} = v \end{array} \right. \quad (1.2)$$

où  $F_{frot}(v)$  est une fonction dépendant généralement de la vitesse du piston qui regroupe l'ensemble des efforts de frottement s'opposant au déplacement de l'actionneur. Son expression sera explicitée dans la section 1.3.3.  $F_{ext}$  représente les éventuels efforts extérieurs non modélisés s'exerçant sur le piston.

La suite de la démarche de modélisation concerne les phénomènes thermodynamiques permettant d'exprimer les dynamiques des pressions des chambres  $p_P$  et  $p_N$ .

#### 1.3.1 Modélisation thermodynamique

##### Modèle avec échanges de chaleur

La plupart des modèles de vérins pneumatiques proposés dans la littérature se base sur les modèles de chambres à volume variable établis dès les années 1950 [Shearer, 1956,

Gerhard et al., 1966, Jebar, 1977]. Dans un premier temps, intéressons-nous à une chambre de volume variable  $V$  contenant un gaz à la pression  $p$  et la température  $T$  représentée figure 1.11.

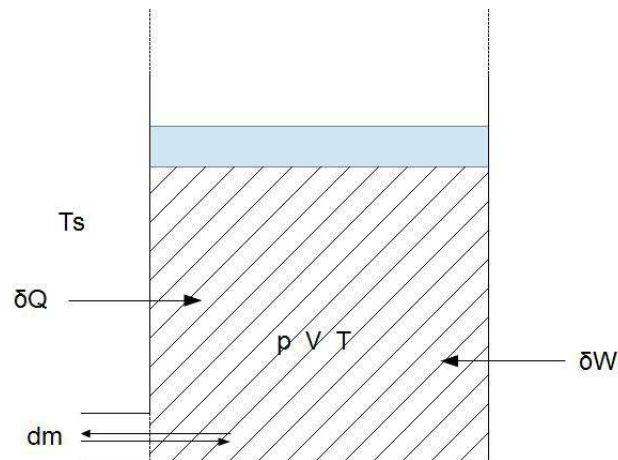


FIGURE 1.11 – Schéma de principe d'une chambre du vérin

La variation de masse de gaz dans la chambre correspond au débit massique entrant ( $q_m > 0$ ) ou sortant ( $q_m < 0$ ) :

$$\frac{dm}{dt} = q_m \quad (1.3)$$

La variation d'énergie interne  $dE$  contenue dans le volume  $V$  est obtenue selon le principe de conservation de l'énergie (premier principe de la thermodynamique) :

$$dE = h_m \cdot dm + \delta W + \delta Q \quad (1.4)$$

Sous l'hypothèse de réversibilité mécanique, il est possible d'écrire :

$$\delta W = -p \cdot dV \quad (1.5)$$

Par ailleurs, en utilisant l'hypothèse du gaz parfait, la masse  $m$  et l'énergie interne  $E$  du gaz contenu dans la chambre se calculent comme suit :

$$m = \frac{p \cdot V}{r \cdot T} \quad (1.6)$$

$$E = m \cdot c_v \cdot T \quad (1.7)$$

Où  $c_v$  est la chaleur spécifique massique du gaz à volume constant. De même,  $h_m$  l'enthalpie massique du flux de matière entrant ou sortant est donnée par :

$$h_m = c_p \cdot T_m \quad (1.8)$$



avec :

$$T_m = \begin{cases} T_S & \text{si } dm > 0, \\ T & \text{si } dm < 0 \end{cases} \quad (1.9)$$

où  $c_p$  est la chaleur spécifique massique du gaz à pression constante,  $T_S$  la température de la source et  $T$  la température de la chambre.

En négligeant les échanges de chaleur par rayonnement et l'inertie thermique des parois du vérin et en supposant que la température des parois est identique à celle de la source, l'échange thermique s'écrit de la façon suivante :

$$\frac{\delta Q}{dt} = S_e \cdot \lambda \cdot (T_S - T) \quad (1.10)$$

Avec  $S_e$  la surface d'échange entre le gaz et les parois de la chambre et  $\lambda$  le coefficient de transfert thermique par convection entre le gaz et la paroi.

Nous rappelons enfin les propriétés thermodynamiques données par la loi de Mayer dans le cas d'un gaz parfait :

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (1.11)$$

$$c_v = \frac{r}{\gamma - 1} \quad (1.12)$$

L'ensemble de ces équations permet d'écrire les deux équations d'état régissant l'évolution de la température et de la pression en fonction du volume, de sa dérivée et du débit entrant ou sortant :

$$\begin{cases} \frac{dp}{dt} = \frac{\gamma}{V} \cdot (r \cdot T_m \cdot q_m - p \cdot \frac{dV}{dt}) + \frac{\gamma - 1}{V} \cdot \lambda \cdot S_e \cdot (T_S - T) \\ \frac{dT}{dt} = \frac{T}{p \cdot V} \cdot [(1 - \gamma) \cdot \frac{dV}{dt} \cdot p + r \cdot (\gamma \cdot T_m - T) \cdot q_m + \lambda \cdot S_e \cdot (T_S - T) \cdot (\gamma - 1)] \end{cases} \quad (1.13)$$

Le vérin est composé de deux chambres de volumes respectifs  $V_P$  et  $V_N$ . Du fait de la symétrie de l'actionneur (tige traversante) ils s'expriment de la façon suivante :

$$\begin{cases} V_P(y) = V_0 + S \cdot y \\ V_N(y) = V_0 - S \cdot y \end{cases} \quad (1.14)$$

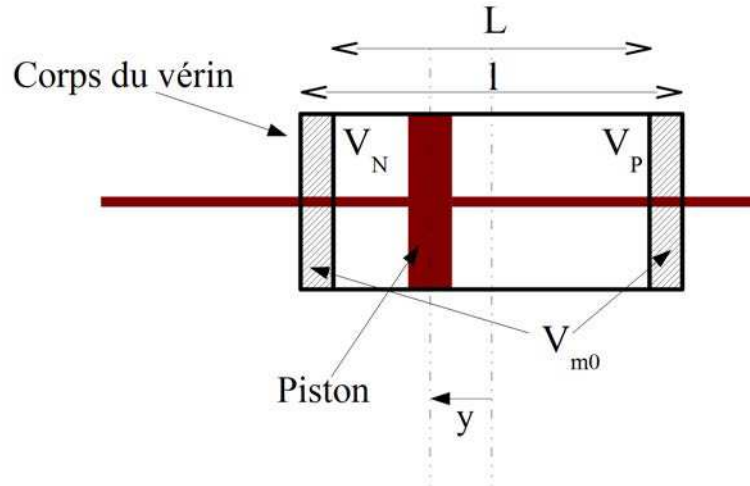


FIGURE 1.12 – Schéma de principe du vérin

avec  $V_0 = V_{m0} + \frac{L}{2} \cdot S$  où  $V_{m0}$  représente le volume mort du vérin et  $L$  sa course totale (cf. figure 1.12). Nous définissons également la longueur totale du vérin  $l$  telle que  $V_0 = \frac{S \cdot l}{2}$ . Celle-ci comprend donc les longueurs équivalentes aux volumes morts de part et d'autre. Par conséquent :

$$|y| < \frac{l}{2} \quad (1.15)$$

Les bornes de  $y$  définies par (1.15) correspondent à la condition de stricte positivité des volumes  $V_P$  et  $V_N$ . Il s'agit d'une donnée importante à laquelle nous ferons référence régulièrement au cours des chapitres suivants.

Il convient également de définir respectivement pour chacune des deux chambres P et N :  $T_P$  et  $T_N$  les températures,  $p_P$  et  $p_N$  les pressions et  $q_{mP}$  et  $q_{mN}$  les débits massiques entrant ou sortant.

Les dérivées des volumes de chambre s'expriment alors de la façon suivante :

$$\begin{cases} \frac{dV_P}{dt} = S \cdot v \\ \frac{dV_N}{dt} = -S \cdot v \end{cases} \quad (1.16)$$

où  $v$  représente la dérivée première de la position c'est-à-dire la vitesse du piston. Il vient alors à partir de (1.13) :

Chambre P :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_P}{dt} = \frac{\gamma}{V_P} \cdot (r \cdot T_{mp} \cdot q_{mP} - p_P \cdot S \cdot v) + \frac{\gamma - 1}{V_P} \cdot \lambda \cdot S_{eP} \cdot (T_S - T_P) \\ \frac{dT_P}{dt} = \frac{T_P}{p_P \cdot V_P} \cdot [(1 - \gamma) \cdot S \cdot v \cdot p_P + r \cdot (\gamma \cdot T_{mp} - T_P) \cdot q_{mP} + \lambda \cdot S_{eP} \cdot (T_S - T_P) \cdot (\gamma - 1)] \\ S_{eP}(y) = S + \pi \cdot d \cdot \left(\frac{l}{2} + y\right) \end{array} \right. \quad (1.17)$$

Chambre N :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_N}{dt} = \frac{\gamma}{V_N} \cdot (r \cdot T_{mn} \cdot q_{mN} + p_N \cdot S \cdot v) + \frac{\gamma - 1}{V_N} \cdot \lambda \cdot S_{eN} \cdot (T_S - T_N) \\ \frac{dT_N}{dt} = \frac{T_N}{p_N \cdot V_N} \cdot [(\gamma - 1) \cdot S \cdot v \cdot p_N + r \cdot (\gamma \cdot T_{mn} - T_N) \cdot q_{mN} + \lambda \cdot S_{eN} \cdot (T_S - T_N) \cdot (\gamma - 1)] \\ S_{eN}(y) = S + \pi \cdot d \cdot \left(\frac{l}{2} - y\right) \end{array} \right. \quad (1.18)$$

Il est à noter que ce modèle néglige les fuites de gaz pouvant survenir entre les chambres ou entre une chambre et l'environnement. Cette hypothèse n'est pas excessive au regard des précautions prises pour le développement de l'actionneur électropneumatique présenté section 1.2.

Les équations (1.17) et (1.18) définissent la partie thermodynamique du modèle de simulation. Les hypothèses qui vont suivre permettent sa simplification afin d'obtenir le modèle de commande.

### Approximation polytropicque

Une approximation fréquemment adoptée consiste à supposer une relation préalable entre pression et température au sein d'une chambre. Il s'agit d'un modèle dit "polytropicque" :

$$T = T_0 \cdot \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1-k}{k}} \quad (1.19)$$

Avec  $p_0$  et  $T_0$  les pressions et températures initiales,  $k$  la constante polytropicque choisie expérimentalement. Par conséquent, en choisissant  $\gamma = k$ , le modèle thermodynamique des deux chambres devient :

Chambre P :

$$\begin{cases} \frac{dp_P}{dt} = \frac{k.r.T_P}{V_P} \cdot (q_{mP} - \frac{S}{r.T_P} \cdot p_P \cdot v) \\ T_P = T_0 \cdot \frac{p_0}{p_P} \frac{1-k}{k} \end{cases} \quad (1.20)$$

Chambre N :

$$\begin{cases} \frac{dp_N}{dt} = \frac{k.r.T_N}{V_N} \cdot (q_{mN} + \frac{S}{r.T_N} \cdot p_N \cdot v) \\ T_N = T_0 \cdot \frac{p_0}{p_N} \frac{1-k}{k} \end{cases} \quad (1.21)$$

Une ultime simplification peut être effectuée en considérant les variations de température comme négligeables, c'est-à-dire en supposant que  $T_P = T_N = T_S = T$ . Le modèle thermodynamique devient alors :

$$\begin{cases} \frac{dp_P}{dt} = \frac{k.r.T}{V_P} \cdot (q_{mP} - \frac{S}{r.T} \cdot p_P \cdot v) \\ \frac{dp_N}{dt} = \frac{k.r.T}{V_N} \cdot (q_{mN} + \frac{S}{r.T} \cdot p_N \cdot v) \end{cases} \quad (1.22)$$

Même s'il est possible que  $p_P$  ou  $p_N$  sorte brièvement de cet intervalle lors de phases transitoires, en règle générale les pressions de chambres sont bornées par les limites physiques de la pression atmosphérique  $p_{atm}$  et de la pression d'alimentation  $p_S$ .

### 1.3.2 Modélisation des servodistributeurs

Pour une pression d'alimentation donnée, le débit massique d'un servodistributeur dépend de la tension de commande qui lui est appliquée et de la pression de la chambre qu'il alimente. Il existe essentiellement deux démarches de modélisation dans la littérature.

#### Modélisation issue d'une loi d'écoulement à deux paramètres

Nous rappelons l'expression du débit massique [Gerhard et al., 1966, Wartelle, 1972] à travers une restriction depuis un volume source à pression et température respective  $p_{up}$  et  $T_{up}$  vers le volume de destination à pression  $p_{dn}$  :

$$q_m = A.C_q.C_m \left( \frac{p_{dn}}{p_{up}} \right) \cdot \frac{p_{up}}{\sqrt{T_{up}}} \quad (1.23)$$

avec :

- $q_m$  le débit massique ;

- $A$  la section de passage ;
- $C_q$  un coefficient de perte de charge prenant en compte la perte entre la restriction réelle et une restriction idéale (c'est-à-dire une tuyère convergente).

Le paramètre  $C_m$  se calcule alors de la façon suivante :

$$C_m = \begin{cases} C_m \left( \frac{p_{dn}}{p_{up}} \right) = \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{r \cdot (\gamma - 1)}} \cdot \sqrt{\left( \frac{p_{dn}}{p_{up}} \right)^\gamma - \left( \frac{p_{dn}}{p_{up}} \right)^\frac{\gamma + 1}{\gamma}} & \text{si } \frac{p_{dn}}{p_{up}} > r_{cr} \\ C_m \left( \frac{p_{dn}}{p_{up}} \right) = \sqrt{\frac{\gamma}{r} \cdot \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}} & \text{si } \frac{p_{dn}}{p_{up}} \leq r_{cr} \end{cases} \quad (1.24)$$

avec  $r_{cr}$  le rapport de pression critique séparant les régimes d'écoulement sonique et subsonique tel que :

$$r_{cr} = \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^\frac{\gamma}{\gamma - 1} \quad (1.25)$$

Dans le cas d'un servodistributeur, le débit résulte en réalité de deux débits : l'un s'opère depuis l'alimentation vers la voie de travail et l'autre de la voie de travail vers l'échappement. Le débit entrant ou sortant de la chambre du vérin est donc en réalité la différence entre ces deux débits.

La figure 1.13 montre la représentation d'un des deux servodistributeurs utilisés (ici, celui alimentant la chambre P) par un pont de Wheatstone. Nous rappelons qu'il s'agit d'un distributeur 5/2 dont n'utilisons qu'une voie, c'est pour cette raison que la voie 2 est condamnée. Le débit massique entrant ou sortant de la chambre P se calcule donc à partir de la différence de deux débits (1.26) :

$$q_{mP} = q_{mSP} - q_{mPE} \quad (1.26)$$

avec  $q_{mSP}$  le débit de la voie l'alimentation vers la chambre P à travers la section de passage  $A_{SP}(u_P)$  et  $q_{mPE}$  le débit de la chambre P vers l'échappement à travers la section de passage  $A_{PE}(u_P)$ . Bien entendu, les sections de passage  $A_{SP}$  et  $A_{PE}$ , découlant de la position du tiroir du servodistributeur, sont complémentaires, c'est-à-dire que la première est maximale pour  $u_P = 10$  et l'autre pour  $u_P = 0$ .

Selon la loi d'écoulement définie par (1.23), (1.24) et (1.25), le débit massique  $q_{mP}$  s'exprime alors de la façon suivante :

$$\begin{aligned} q_{mP}(u_P) &= q_{mSP}(u_P) - q_{mPE}(u_P) \\ &= A_{SP}(u_P) \cdot C_q \cdot C_m \left( \frac{p_P}{p_S} \right) \cdot \frac{p_S}{\sqrt{T_S}} - A_{PE}(u_P) \cdot C_q \cdot C_m \left( \frac{p_E}{p_P} \right) \cdot \frac{p_P}{\sqrt{T_P}} \end{aligned} \quad (1.27)$$

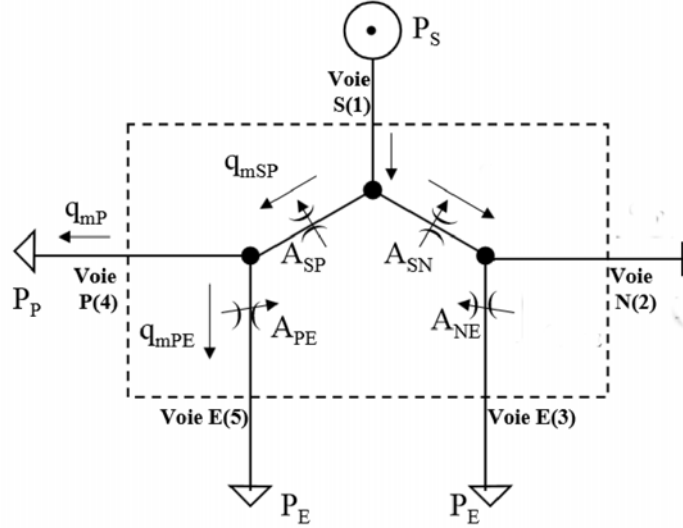


FIGURE 1.13 – Représentation schématique d'un servodistributeur selon le principe du pont de Wheatstone.

Bien entendu, le principe de cette modélisation est identique pour le débit massique  $q_{mN}(u_N)$ .

Cette modélisation est très utile afin de bien comprendre le principe de fonctionnement d'un servodistributeur et peut être utilisée à des fins de simulation. Cependant, la difficile identification des paramètres qui la composent ( $C_q$ ,  $A_{SP}$ ,  $A_{PE}...$ ) ainsi que son expression algébrique complexe rendent son utilisation inadaptée à la synthèse de loi de commande. Nous lui préférons donc, dans ce contexte, un modèle de connaissance basé sur une caractérisation expérimentale.

### Modélisation identifiée à partir d'une caractérisation

Dans le cas où des données expérimentales précises sont disponibles, il peut être intéressant de se passer complètement d'une modélisation physique approximative et d'utiliser directement les mesures sous la forme d'un tableau en trois dimensions pression - tension de commande - débit massique. Afin d'exploiter simplement ces données, il a été proposé [Belgharbi et al., 1999] de modéliser le débit massique par une fonction polynomiale en la pression et affine en la commande :

$$\begin{cases} q_{mP}(u_P, p_P) = \varphi(p_P) + \psi(p_P, \text{sgn}(u_P)).u_P \\ q_{mN}(u_N, p_N) = \varphi(p_N) + \psi(p_N, \text{sgn}(u_N)).u_N \end{cases} \quad (1.28)$$

Nous retenons pour l'ensemble de ce manuscrit l'expression suivante de la fonction  $\text{sgn}(x)$  :

$$\text{sgn}(x) = \begin{cases} 1 & \text{si } x > 0, \\ -1 & \text{si } x < 0 \\ 0 & \text{si } x = 0 \end{cases} \quad (1.29)$$

$\varphi(p)$  peut être assimilée au débit de fuite et  $\psi(p, \text{sgn}(u))$  à la réponse du servodistributeur à la commande  $u$  en fonction de la pression  $p$  de la chambre alimentée. En choisissant  $\varphi$  et  $\psi$  comme des polynômes de degrés respectifs 4 et 5, il a été montré [Olaby et al., 2005a] que l'erreur relative engendrée par cette approximation ne dépasse pas les 15% sur tout le domaine d'utilisation (pression - commande) du distributeur.

Cette modélisation assure une bonne cohérence avec les essais expérimentaux et fournit une expression des débits sous une forme intéressante d'un point de vue commande (modèle non linéaire affine en la commande).

### Résultat expérimentaux, caractéristiques du servodistributeur utilisé

Étant donné le savoir-faire du laboratoire Ampère dans le domaine [Olaby et al., 2005b], la démarche retenue dans cette étude consiste en une caractérisation complète des servodistributeurs. Jusqu'à présent, cette caractérisation [Sesmat and Scarvarda, 1996] était effectuée en régime stationnaire. Il s'agit d'une méthode de caractérisation très gourmande en temps et en consommation d'air et délicate à mettre en œuvre. En effet, pour chaque point de mesure effectué pour une tension de commande fixe, il faut régler la pression d'alimentation et la pression d'utilisation, et parcourir ainsi toute l'étendue des pressions d'utilisation. Ces mesures se font à la fois pour des débits d'alimentation (de l'alimentation vers l'utilisation) et des débits d'échappement (de l'utilisation à l'échappement). Depuis une vingtaine d'années, des méthodes de caractérisation en débit des composants pneumatiques ont été proposées à partir de la charge ou de la décharge d'un réservoir ([Benchabane, 1994], [Oneyama et al., 2003], [de Giorgi, 2008]). La méthode la plus simple reste pour l'instant celle utilisant un réservoir dit "isotherme" car aucun modèle d'échange thermique n'est nécessaire. Le réservoir est rempli d'une laine métallique permettant d'augmenter la surface d'échange thermique et donc de limiter la variation de température lors de son remplissage ou de sa vidange à moins de 3°C. La température étant supposée constante, le débit massique instantané est alors calculé à chaque instant à partir de la dérivée de la pression dans le réservoir isotherme. Une norme internationale décrivant plus précisément la procédure expérimentale pour les composants à section de passage fixe a été récemment publiée [ISO 63582, 2013]. Cette méthode peut être adaptée afin de déterminer le réseau de caractéristiques en débit des distributeurs proportionnels [Wang et al., 2007b]. Cette caractérisation consiste à effectuer pour chaque valeur de commande (sections de passage fixes), un essai de charge du réservoir pour obtenir le débit d'alimentation en fonction de la pression d'utilisation et un essai de décharge donnant l'évolution du débit d'échappement. Un banc de caractérisation utilisant un volume isotherme de 20 litres a été monté au Laboratoire Ampère et a permis la caractérisation d'un distributeur Festo de la même série que les deux exemplaires montés sur notre actionneur. Cette technique permet d'obtenir des résultats précis et rapides sur toute l'étendue physique d'utilisation du composant (pression de 1 à 7 bar absolus ici).

Les résultats obtenus sous la forme d'un tableau en trois dimensions pression - tension de commande - débit massique sont représentés figure 1.14 et partiellement figure 1.15. Ils montrent une zone morte très importante autour du débit nul (commande entre 4.8V et 5.3V) caracté-

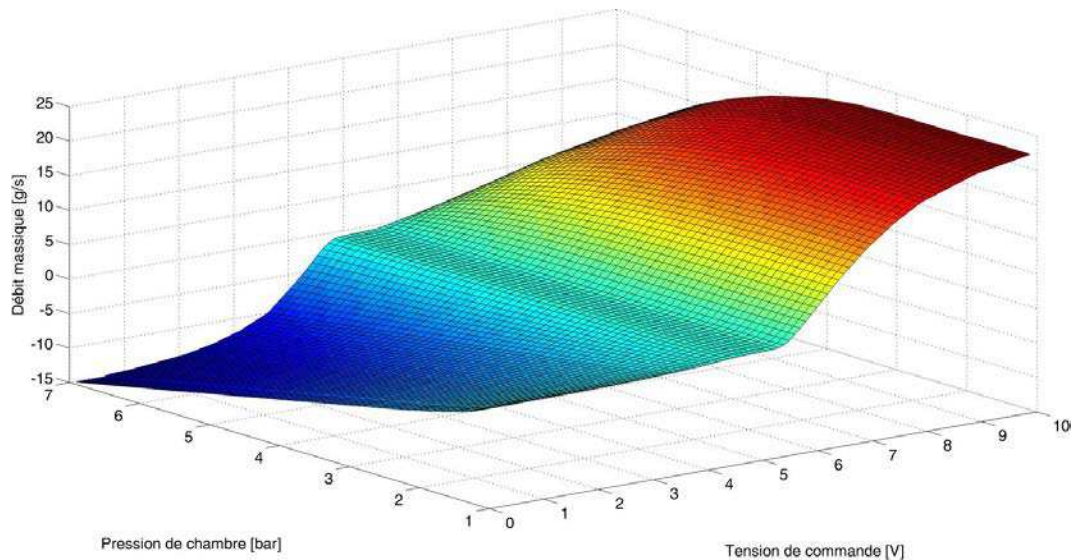


FIGURE 1.14 – Caractérisation en trois dimensions du servodistributeur MPYE Festo.

ristique d'un grand recouvrement<sup>4</sup>. Cette spécificité est handicapante pour la mise en place d'une loi de commande car elle implique que le tiroir devra se déplacer d'une course correspondante à une variation de tension de commande d'environ 0.5 V pour changer le signe du débit. Immanquablement des oscillations autour des valeurs limites de la zone morte (entre 4.8 V et 5.3 V) auront lieu lorsqu'un débit proche de zéro sera demandé. Celles-ci pourront avoir des conséquences néfastes sur le vieillissement des composants.

### Modèle dynamique

Il est à noter que les deux approches présentées ci-dessus concernent la réponse statique du servodistributeur. Afin d'affiner davantage la modélisation de ces préactionneurs, il convient de considérer leur réponse dynamique. Celle-ci est non-linéaire par rapport au déplacement du tiroir : une grande variation de débit demandant un plus grand déplacement du tiroir prendra davantage de temps qu'un petit déplacement. Par conséquent la bande passante à - 3dB fournie par les constructeurs est généralement donnée pour une ouverture complète qui correspond à la bande passante "pire cas". Afin de prendre ce phénomène en compte, il convient d'ajouter un modèle dynamique linéaire du second ordre :

$$H_{servo} = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot \xi}{\omega_n} \cdot s + \frac{s^2}{\omega_n^2}} \quad (1.30)$$

L'amortissement  $\xi$  est généralement réglé à 1 afin d'obtenir la réponse la plus rapide possible sans dépassement et la pulsation propre  $\omega_n$  peut être facilement calculée à partir de la bande passante fournie par le constructeur.

4. C'est-à-dire que lorsqu'il se trouve en position centrale, le tiroir obture l'orifice d'utilisation du servodistributeur et recouvre de part et d'autre les arêtes de la chemise.



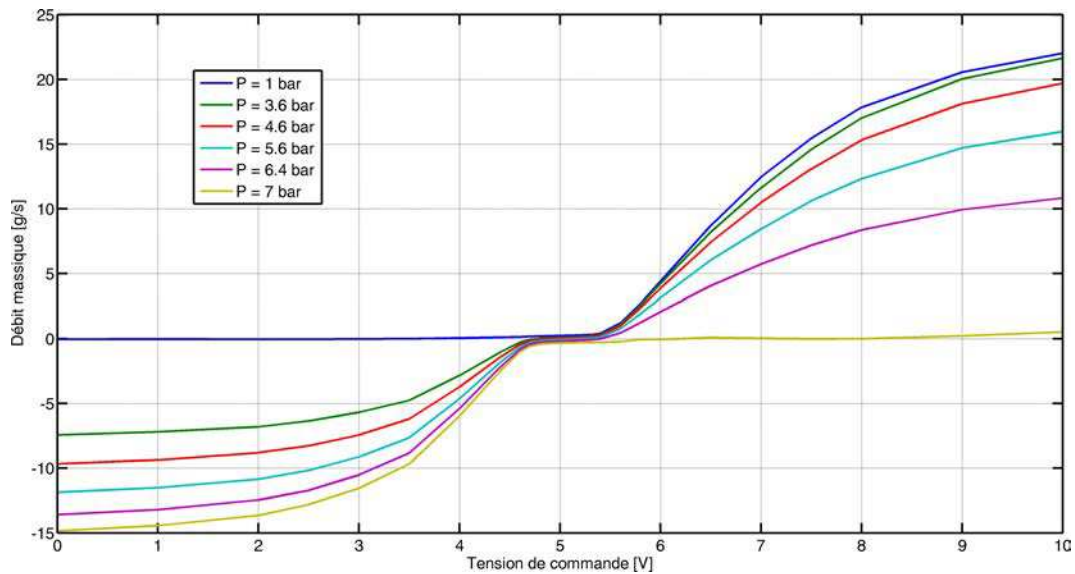


FIGURE 1.15 – Résultats partiels de la caractérisation du servodistributeur MPYE utilisé.

### 1.3.3 Modèles de frottements

Un autre aspect délicat de la modélisation du système électropneumatique concerne les forces engendrées par les phénomènes de frottement. Ceux-ci ont lieu essentiellement au niveau des joints (entre la tige et le corps du vérin et entre le piston et le corps du vérin). Un compromis incontournable est fait à la conception du vérin entre frottements et risques de fuite : plus un joint sera efficace au niveau de l'étanchéité, plus il engendrera de phénomènes de frottements.

#### Frottements visqueux

Il s'agit de l'aspect le mieux connu de l'ensemble des phénomènes de frottements : un déplacement d'une surface par rapport à une autre engendre une force essentiellement fonction de la vitesse relative qui s'oppose au mouvement et dissipe l'énergie cinématique du système. À condition que les surfaces soient homogènes, l'effort engendré par ce phénomène s'exprime tel que :  $F_v = b.v$  avec  $v$  la vitesse relative et  $b$  le coefficient de frottement visqueux, coefficient dépendant du type de fluide entre les deux surfaces et des paramètres thermodynamiques auxquels il est soumis.

#### Frottement de Coulomb

Ce phénomène est connu depuis très longtemps, il a lieu entre deux surfaces en contact se déplaçant l'une par rapport à l'autre. Il s'oppose au mouvement et sa norme est égale à l'effort normal multiplié par le coefficient de Coulomb.

#### Frottements de *stiction*

Il s'agit de la composante la plus perturbante pour une commande en position : elle introduit une discontinuité dans le comportement du vérin entre la vitesse nulle et le démarrage. À vitesse

nulle, si l'effort fourni par le vérin augmente progressivement, le piston reste bloqué jusqu'à atteindre un certain seuil de force (communément noté  $F_s$ ). Se produit alors un décollement brutal : l'adhérence est rompue et le frottement sec disparaît. Ce type de frottement est à l'origine du phénomène bien connu de "redécollage", qui gêne considérablement le positionnement du vérin en rendant délicate l'utilisation d'une commande comprenant une action intégrale [Brun, 1999].

### Frottement de Stribeck

C'est en 1902 que Stribeck constate expérimentalement la baisse rapide de l'effort de frottement après le décollage. Le frottement de Stribeck se définit donc comme le transitoire qui suit la mise en translation du piston, le frottement sec décroît jusqu'à tendre vers le frottement de Coulomb et le frottement visqueux.

### Le modèle de Tustin

Il s'agit du premier modèle [Tustin, 1947] prenant en compte la totalité des phénomènes évoqués précédemment. Il s'écrit mathématiquement de la façon suivante :

$$F_{frot}(v) = sgn(v).(F_c + b.|v| + (F_s - F_c).e^{-C.|v|}) \quad (1.31)$$

Cette expression correspond bien au comportement évoqué précédemment :

- à vitesse nulle un frottement constant :  $F_s$  ;
- lorsque la vitesse est faible, un transitoire (fixé par la constante de temps  $C$ ) où le frottement sec diminue et le frottement visqueux augmente ;
- à partir d'un certain seuil de vitesse, le frottement sec est égal à  $F_c$  le frottement de Coulomb et le frottement visqueux demeure proportionnel à la vitesse.

### Le modèle de Karnopp

Le modèle de Tustin est complet et réaliste mais n'est pas adapté à une mise en œuvre de loi de commande pour deux raisons : il requiert trop de paramètres délicats à identifier et a une expression algébrique potentiellement difficile à intégrer sur un ordinateur embarqué (calcul de l'exponentielle). Ce modèle est donc simplifié en n'en gardant que l'essentiel [Karnopp, 1985]. Dans ce cas, les deux phénomènes prépondérants sont le frottement sec et le frottement visqueux. Le premier est choisi égal au frottement de Coulomb et représente donc la discontinuité entre les deux sens de déplacement du piston. Le second augmente proportionnellement à la vitesse. L'expression de l'effort de frottement est alors :

$$F_{frot}(v) = F_s.sgn(v) + b.v \quad (1.32)$$

Ce modèle néglige donc le phénomène de Stribeck (cf. figure 1.16) et est donc entièrement

caractérisé par deux paramètres : le frottement sec  $F_s$  constant et dépendant du signe de la vitesse et  $b$  le coefficient de frottement visqueux.

### Le modèle de frottement adapté à la commande

Le modèle (1.32) est facile à paramétrer et peut sembler adapté à la mise en œuvre d'une loi de commande. Pourtant, sa structure discontinue (terme proportionnel au signe de la vitesse) peut entraîner un comportement erratique de la commande. Une solution simple et pratique consiste à remplacer la discontinuité par une pente autour du zéro (cf. figure 1.16). Le modèle devient alors :

$$F_{frot}(v) = \begin{cases} F_s \cdot \frac{v}{v_L} + b \cdot v & \text{si } |v| \leq v_L, \\ F_s \cdot \text{sgn}(v) + b \cdot v & \text{si } |v| > v_L \end{cases} \quad (1.33)$$

Dans ce cas le modèle est continu mais la dérivée présentera une discontinuité en  $\pm v_L$ . Plus la valeur de  $v_L$  sera prise faible, plus le modèle de commande se rapprochera du modèle de Karnopp.

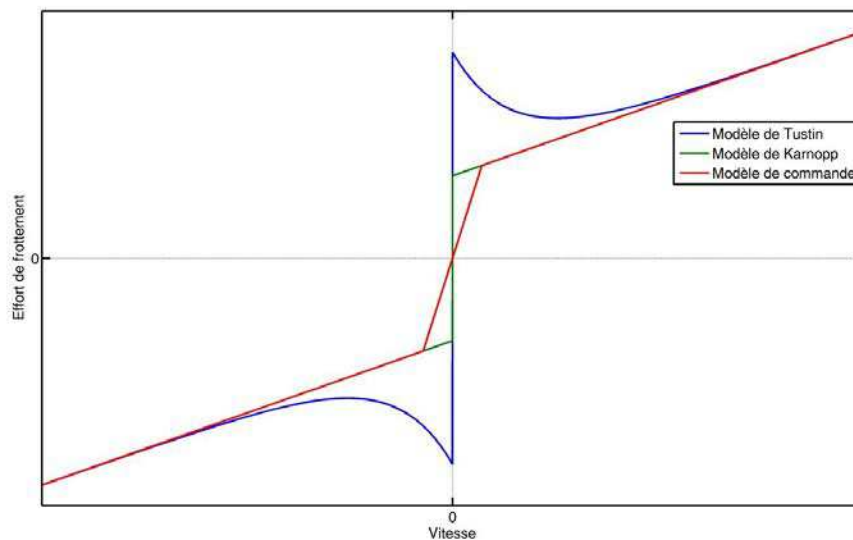


FIGURE 1.16 – Comparaison entre le modèle de frottements de Tustin, le modèle de Karnopp et le modèle choisi pour la commande.

#### 1.3.4 Modèle de commande multivariable

En combinant (1.22) et (1.2), en adoptant le modèle de frottement adapté à la commande (1.33) et en considérant les efforts extérieurs non modélisés  $F_{ext}$  comme une perturbation, nous

obtenons l'ensemble d'équations d'état suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_P}{dt} = \frac{k.r.T}{V_P(y)} \cdot (q_{mP}(u_P, p_P) - \frac{S}{r.T} \cdot p_P \cdot v) \\ \frac{dp_N}{dt} = \frac{k.r.T}{V_N(y)} \cdot (q_{mN}(u_N, p_N) + \frac{S}{r.T} \cdot p_N \cdot v) \\ \frac{dv}{dt} = \frac{S \cdot (p_P - p_N) - F_{frot}(v)}{M} \\ \frac{dy}{dt} = v \end{array} \right. \quad (1.34)$$

(1.34) définit le modèle de commande couramment utilisé dans la synthèse de commande non-linéaire multivariable. L'expression des débits massiques  $q_{mP}(u_P, p_P)$  et  $q_{mN}(u_N, p_N)$  en fonction des pressions et commandes respectives peut être obtenue par l'intermédiaire des méthodes proposées section 1.3.2. Dans le chapitre 3, nous proposons une solution innovante exploitant au mieux la richesse des données expérimentales dont nous disposons.

### 1.3.5 Modèle de commande monovariabile

Dans le cas où le vérin est alimenté par un servodistributeur 5/2 ou, comme ce sera le cas dans notre application, par deux servodistributeurs 3/2 alimentés de façon symétrique, une seule commande  $u$  contrôle les deux débits massiques. La plage de commande des servodistributeurs varie de 0 à 10V, la position centrale correspondant à sa fermeture est donc atteinte pour une tension de 5 V (à  $\pm 0.1$  V d'après la documentation du constructeur Festo). Les commandes  $u_P$  et  $u_N$  se calculent donc à partir de  $u$  de la façon suivante (afin d'obtenir le zéro pneumatique pour la tension nulle) :

$$\begin{aligned} u_P &= 5 + u \\ u_N &= 5 - u \end{aligned} \quad (1.35)$$

où  $u$  varie de -5 à 5 V. Il vient alors :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_P}{dt} = \frac{k.r.T}{V_P(y)} \cdot (q_{mP}(5 + u, p_P) - \frac{S}{r.T} \cdot p_P \cdot v) \\ \frac{dp_N}{dt} = \frac{k.r.T}{V_N(y)} \cdot (q_{mN}(5 - u, p_N) + \frac{S}{r.T} \cdot p_N \cdot v) \\ \frac{dv}{dt} = \frac{S \cdot (p_P - p_N) - F_{frot}(v)}{M} \\ \frac{dy}{dt} = v \end{array} \right. \quad (1.36)$$

## 1.4 Commande linéaire des actionneurs électropneumatiques

Les différentes non-linéarités affichées par les modèles présentés jusqu'ici (variation de la dynamique de mise en pression selon la position du vérin, débit massique du distributeur dépendant de la pression, frottement sec...) semblent exclure *a priori* une solution linéaire à la problématique du contrôle d'un vérin pneumatique. Pourtant, l'ensemble des développements rentrant dans cette catégorie demeure incontournable. Tout d'abord, l'essentiel des applications industrielles se base sur ce type de lois de commande, et, même si elles peuvent sembler "dépassées" d'un point de vue scientifique et ne seront pas abordées dans cette thèse, c'est bien à leurs résultats que doivent être comparées les lois de commande innovantes, notamment celles basées sur la théorie non-linéaire la plus récente. Il est également important de noter que les solutions linéaires ne nécessitent en général pas de capteurs de pression et sont réputées comme faciles à mettre en œuvre et à régler.

### 1.4.1 Modèle linéarisé de l'actionneur électropneumatique

Le développement d'une loi de commande linéaire permettant de commander efficacement un vérin pneumatique passe avant tout par la définition du modèle linéarisé-tangent. À partir du modèle non-linéaire monovarié (cf. section 1.3.5 page 41) et s'en tenant à une modélisation strictement "visqueuse" des frottements (cf. section 1.3.3 page 38), les premiers développements [Shearer, 1956, Kellal, 1987, Bouhal, 1994] dans le domaine ont permis d'établir un modèle du troisième ordre dont le vecteur d'état est  $\Delta x = [\Delta y, \Delta v, \Delta a]^T$ , c'est à dire la variation de position de la tige du vérin par rapport à l'équilibre choisi et ses deux dérivées successives. Autour du point d'équilibre choisi, le modèle d'état linéarisé se réduit à :

$$\frac{d\Delta x}{dt} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\omega_{ol}^2 & -2.\xi_{ol}.\omega_{ol} \end{bmatrix} .\Delta x + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ b_3 \end{bmatrix} .\Delta u \quad (1.37)$$

Il est évident que selon le point d'équilibre, la pulsation propre  $\omega_{ol}$ , l'amortissement  $\xi_{ol}$  ainsi que le gain  $b_3$  de la fonction de transfert auront des valeurs différentes.

### 1.4.2 Commande linéaire standard

En se basant sur cette modélisation, plusieurs approches sont alors possibles. La plus simple d'entre elles consiste en un classique retour d'état [Shearer, 1956], [Kellal, 1987]. Toute la théorie de la commande linéaire traditionnelle [Zadeh and Desoer, 1963] est alors disponible pour fixer les performances du système en boucle fermée. Dans le cadre de la commande d'actionneurs électropneumatiques, l'influence des gains sur la répétabilité a été étudiée de façon analytique et expérimentale [Wang et al., 1999].

Dans [Shih and Tseng, 1995], les auteurs proposent un modèle linéaire dont les coefficients sont identifiés à partir d'essais expérimentaux. Une optimisation au sens des moindres carrés permet d'obtenir un modèle qui "moyenne" le comportement du vérin sur l'ensemble de son

domaine d'application. Afin de simplifier le système et limiter l'influence des non-linéarités, un premier retour en position peut être ajouté [Hamiti, 1996] pour éliminer le pôle à l'origine avant de définir un contrôleur PID standard synthétisé pour l'ensemble du système ainsi modifié. Dans [Wang et al., 1999], l'importance du retour d'accélération comme alternative au retour de différence de pression est soulignée et une méthode simple permettant de réduire le temps de réponse est proposée.

La variation de la dynamique en boucle ouverte du système pneumatique selon la position du piston pourrait amener à penser que le système une fois rebouclé présente la même variation de comportement en boucle fermée (avec, par exemple, un temps de réponse plus faible dans les positions extrêmes). Pourtant, il a été observé [Brun, 1999] qu'avec des gains synthétisés en position centrale, et pour des données géométriques spécifiques de l'actionneur, la dynamique en boucle fermée reste sensiblement identique sur toute la course du vérin. Ceci s'explique par la prédominance des pôles du système ne dépendant pas de la position [Brun et al., 1999c].

### 1.4.3 Commande linéaire à gains variables

Il a été vu précédemment que la commande linéaire à gains fixes ne permet pas de tirer pleinement partie du potentiel dynamique d'un vérin : la synthèse d'une commande en position centrale assure la stabilité du processus jusqu'aux extrémités du vérin mais limite largement les performances en celles-ci. La solution évidente à ce problème consiste à faire varier les gains du retour d'état selon la position du piston [Shamma and Athans, 1992].

De nombreuses méthodes ont été proposées pour faire convenablement varier les gains, par logique floue [Schulte and Hahn, 2004], par approximation quadratique [Brun et al., 1999a]. Des critères autres que la position du piston ont été intégrés, [Situm et al., 2004] propose par exemple d'adapter les gains à la variation de pression de la source ou à l'erreur de positionnement.

Tous les essais expérimentaux [Girin, 2007] montrent un gain de performance important pour une utilisation du vérin loin de sa position centrale, notamment en termes de temps de réponse et de répétabilité. Un des défauts majeurs de ce type de solution concerne l'absence de garantie concernant la robustesse. Cette approche est bien entendu particulièrement adaptée aux vérins pneumatiques présentant une course importante.

## 1.5 Conclusion

Ce chapitre décrit la conception de l'actionneur électropneumatique étudié dans la suite de ce manuscrit. Composé d'éléments disponibles "sur étagères", il associe un vérin symétrique compact à deux servodistributeurs permettant la régulation fine des débits entrant ou sortant de chacune des deux chambres. Deux capteurs de pression lui sont intégrés afin de mesurer les pressions mises en jeu. Enfin, un capteur de position LVDT fournit la mesure de déplacement entre le corps du vérin et le piston.

Une revue bibliographique de la modélisation de ces actionneurs, notamment concernant les aspects thermodynamiques (lois d'écoulement, évolution de la température et pression d'une

chambre de volume variable) et mécaniques (lois de frottement), a permis d'établir une modélisation fine du système dite "modèle de simulation". La simplification de cette représentation mathématique, sous diverses hypothèses successives, a permis d'obtenir un modèle de commande, expression simplifiée permettant d'une part la synthèse plus aisée de lois de commande et d'autre part nécessitant un nombre réduit de paramètres. Il est à noter que, si ce manuscrit ne propose pas de résultats de simulation (afin de ne pas le surcharger dans la mesure où des résultats expérimentaux sont disponibles), il s'agit néanmoins d'un outil qui a été utilisé de façon systématique préalablement aux essais pratiques.

Enfin, une brève revue des stratégies de commandes classiques issues de la théorie linéaire a été proposée afin de poser les bases de la commande de ces systèmes. Les développements de lois de commandes proposés dans ce manuscrit se basent sur la théorie non-linéaire plus récente et plus adaptée à ces systèmes mais les notions linéaires sont des outils très utiles à la compréhension du comportement des systèmes et nous nous attacherons à nous en rapprocher en particulier au chapitre 4.

Le chapitre suivant décrira le banc d'essais spécifiquement conçu pour étudier la mise en œuvre de notre actionneur dans des contextes très variés et exigeants en termes de performances. Il permettra, en outre, par divers essais expérimentaux préliminaires de déterminer ou de valider les valeurs des paramètres constitutifs du modèle de commande présenté ici.

# Chapitre 2

## Description du banc d'essais

### 2.1 Introduction

Dans le cadre de cette thèse, au caractère résolument appliqué, nous avons pour objectif de développer de nouvelles stratégies de commande en se basant sur la théorie de la commande et de l'observation non-linéaire. Pour autant, nous devons également veiller à ce que l'ensemble des travaux s'inscrive dans une démarche résolument pratique : l'objectif est de fournir des solutions de commande applicables dans un contexte d'ingénierie, sur des systèmes industriels réels. Par conséquent, la conception et le développement d'un banc d'essais dédié est incontournable afin de fournir une validation expérimentale systématique à toutes les avancées proposées.

Un certain nombre de structures expérimentales permettant la mise en œuvre de lois de commande sur des vérins pneumatiques a été développé au fil des années. Leur complexité est allée croissante, notamment au niveau de la charge mécanique, permettant ainsi d'évaluer l'efficacité de cette technologie d'actionneurs dans des contextes de plus en plus variés et exigeants.

[Brun et al., 1999c] décrit un banc (cf. figure 2.1) composé d'un vérin pneumatique à grande course fortement non-symétrique. Ses chambres sont alimentées par deux servodistributeurs indépendants. Le seul paramètre mécanique pouvant alors être modifié afin d'évaluer la robustesse des lois de commande est la masse. L'actionneur utilisé peut fournir un effort de 420 N dans un sens et de 300 N dans l'autre.

[Girin et al., 2009] propose un banc (cf. figure 2.2) spécifiquement conçu pour la validation d'une solution électropneumatique à un cahier des charges aéronautique de contrôle de la trajectoire d'un objet volant. Il est composé d'un vérin compact symétrique entraînant une charge inertielle variable. Pour une vitesse aérodynamique donnée, l'effort aérodynamique sur la gouverne de l'objet volant varie linéairement suivant l'angle de braquage. Par conséquent, la charge est équipée de ressorts de rappel précontraints permettant de recréer les efforts aérodynamiques subits pendant le vol. Pour finir, des patins en téflon offrent la possibilité de régler le frottement sec.

Enfin, [Girin and Plestan, 2009] propose un banc d'essais plus évolué (cf. figure 2.3) permettant de générer des efforts antagonistes. Face au vérin pneumatique étudié, il ajoute un second vérin pneumatique dit "actionneur de perturbation" dont le rôle est de générer des perturbations



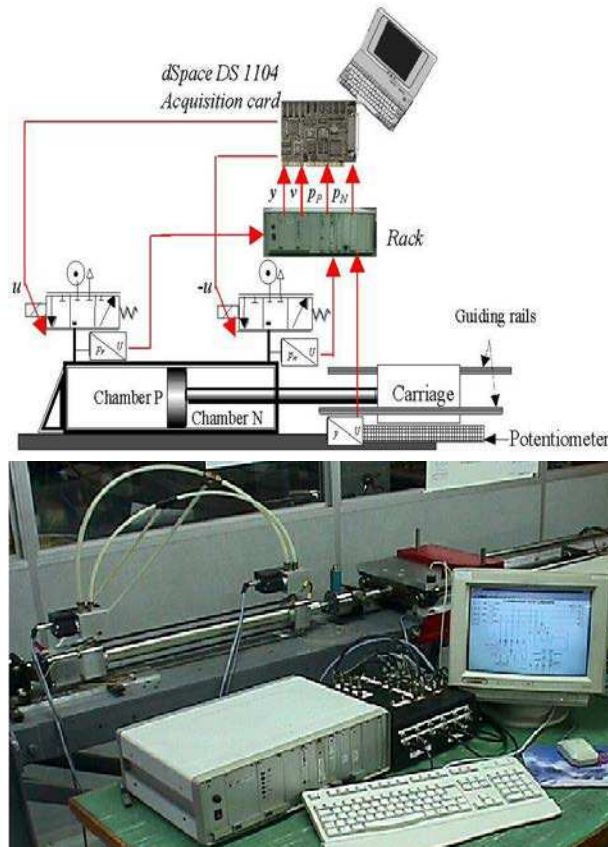


FIGURE 2.1 – Schéma de principe et photo du banc expérimental proposé par [Brun et al., 1999c]

permettant d'évaluer la réponse de l'actionneur principal dans ces conditions. L'actionneur de perturbation n'est commandé que par un seul servodistributeur 5/2 régulé sommairement par un contrôleur PID.

Le banc d'essais développé dans le cadre de notre étude s'inscrit directement dans cette évolution en allant vers la complexification de la charge. L'ambition générale est de pouvoir reproduire le comportement mécanique d'une charge réelle de la façon la plus automatisée et polyvalente possible sans avoir recours à de complexes artifices mécaniques. Pour ce faire, nous proposons une architecture innovante combinant à l'actionneur électropneumatique présenté au chapitre 1, un actionneur électrique jouant le rôle d'actionneur de charge.

Dans un premier temps, nous définirons le cahier des charges fixant les fonctionnalités du banc d'essais, puis nous détaillerons les solutions de conception retenues afin d'y répondre. Enfin, après avoir proposé une modélisation de son comportement mécanique, nous proposerons une démarche de caractérisation permettant, en accord avec la modélisation retenue au chapitre 1, d'en déterminer les paramètres.

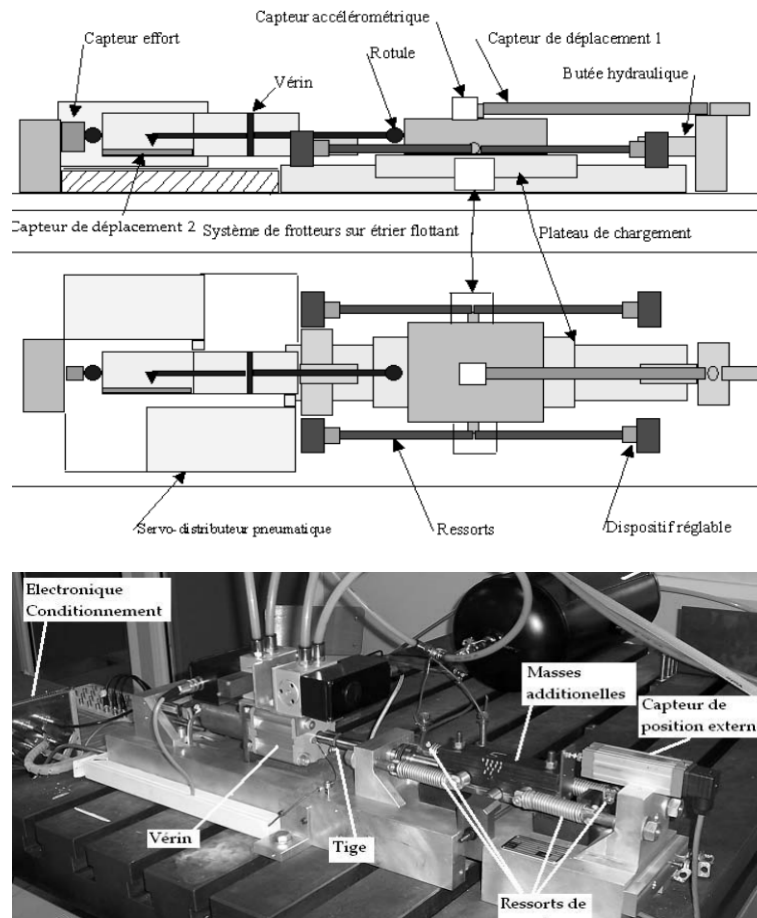


FIGURE 2.2 – Schéma de principe et photo du banc expérimental proposé par [Girin et al., 2009]



FIGURE 2.3 – Photo du banc expérimental proposé par [Girin and Plestan, 2009]

## 2.2 Objectifs

Plus précisément, le banc d'essais conçu dans cette étude doit offrir les possibilités suivantes :

- génération d'efforts extérieurs avec une large bande passante afin de pouvoir tester la réponse du vérin électropneumatique à des perturbations de tout type (sinusoïdes hautes fréquences, échelons, signaux pistes multifréquentiels, etc.) ;
- masse en mouvement réglable sur une très grande plage afin de pouvoir utiliser le banc dans des contextes très différents : fonctionnement à faible bande passante dans le cas d'une grande masse ou au contraire à haute fréquence pour les charges réduites ;
- intégration d'une raideur d'ancrage variable entre le bâti et l'actionneur afin de tester sa mise en œuvre dans un système réel ;
- banc multi-gaz : le vérin électropneumatique pourra être alimenté en air ou hélium sous pression.

Ces choix constituent la génération suivante de banc d'essais dans le domaine de la commande d'actionneurs électropneumatiques au sein du laboratoire Ampère et des propositions de la littérature scientifique en général. Les nouveaux essais vont permettre de faire émerger de nouvelles problématiques d'un point de vue commande et, potentiellement, de valider le principe de l'utilisation d'un actionneur pneumatique dans des contextes dont il était exclu jusqu'ici.

## 2.3 Conception

### 2.3.1 La source d'énergie pneumatique

Le banc d'essais est prévu pour fonctionner à la fois avec de l'air ou de l'hélium sous pression comme source d'énergie. La pression source retenue est de 7 bars, elle correspond au standard industriel.



FIGURE 2.4 – Le réservoir tampon et son capteur de pression.

L'hélium est fourni par la société Air Liquide dans un réservoir haute pression (cf. figure 2.5) possédant un détendeur réglable permettant de s'approcher de cette pression de travail. Le

gaz (air ou hélium) traverse ensuite deux filtres successifs de 25 puis 5  $\mu m$  (afin d'améliorer sa pureté et de protéger autant que possible les composants pneumatiques - notamment les servodistributeurs - pour maximiser leur durée de vie) puis un régulateur qui permet d'ajuster plus précisément la pression source. En aval de ces éléments se trouve un réservoir tampon de 20 litres : il joue le rôle de capacité de découplage, assurant par l'importance de son volume une pression de travail relativement constante indépendamment des débits des servodistributeurs. Le réservoir est équipé d'un capteur de pression afin de juger de la constance de la pression source. Le gaz est enfin acheminé jusqu'aux servodistributeurs.



FIGURE 2.5 – Le réservoir d'hélium sous pression et son détendeur.

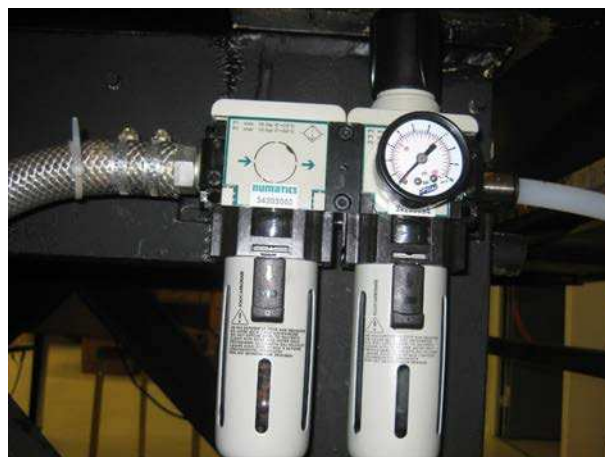


FIGURE 2.6 – Le dispositif de filtrage/régulation de l'alimentation en gaz.

### 2.3.2 La barre de flexion

Afin de simuler le comportement d'une possible raideur d'ancrage de l'actionneur sur un système mécanique global, une barre de flexion est intercalée entre le bâti et l'actionneur électropneumatique. Il s'agit d'une barre d'acier S355 de section carrée maintenue par des plots de

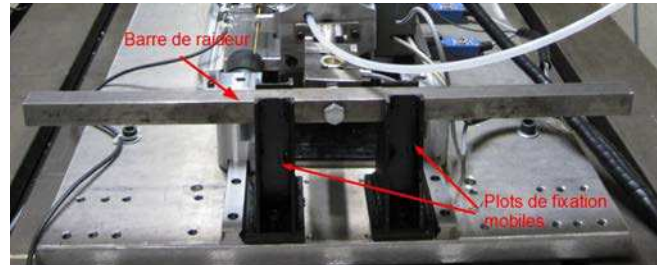


FIGURE 2.7 – La barre de flexion.

fixation dont la distance peut être modifiée : plus la distance entre les encastrement sera grande plus la raideur sera faible. La théorie des poutres fournit l'expression suivante permettant de calculer la flèche  $f$  induite par un effort  $F$  exercé au centre d'une poutre :

$$f = \frac{F.L^3}{48.E.I_Z} \quad (2.1)$$

avec  $E$  le module de Young du matériau constitutif et  $I_Z$  le moment quadratique de la poutre.

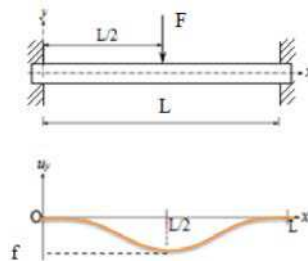


FIGURE 2.8 – Principe de la déformation de la poutre servant à l'intégration de la raideur.

Dans le cas d'une section carrée de côté  $a$ , le moment quadratique s'exprime de la façon suivante :

$$I_Z = \frac{a^4}{12} \quad (2.2)$$

En combinant les équations (2.1) et (2.2), l'expression de la raideur  $K_{barre}$  est :

$$K_{barre} = \frac{F}{f} = 4.E.\frac{a^4}{L^3} \quad (2.3)$$

La barre est choisie d'une section de 2.5 cm ce côté et le module de Young de l'acier vaut 210 GPa. La figure 2.10 donne la raideur de la barre en fonction de la distance entre les plots

de fixation. Des repères de fixation sont donc prévus sur le marbre supportant le banc afin de positionner les plots de fixation pour choisir la raideur.

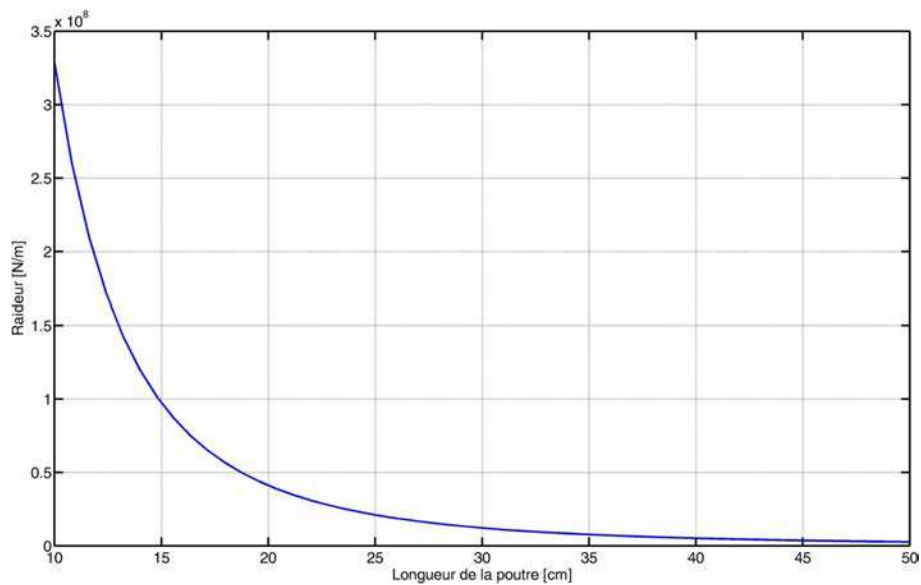


FIGURE 2.9 – Évolution de la raideur de la barre en fonction de sa longueur.

### 2.3.3 La masse en mouvement

Afin de réaliser un premier réglage de l'inertie, des masses de 20 kg peuvent être ajoutées sur la partie mobile. Au total dix plaques peuvent être positionnées ce qui permet donc de rajouter jusqu'à 200 kg à la charge. Étant donné l'importance de l'effort maximal du vérin pneumatique

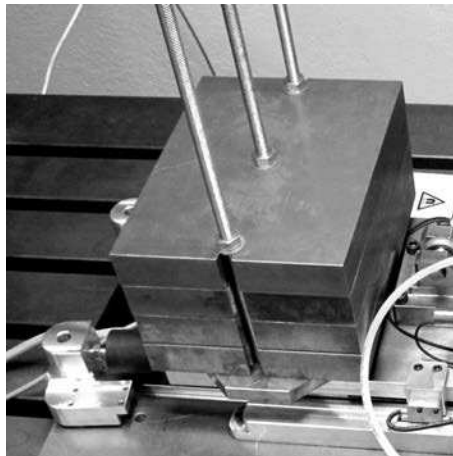


FIGURE 2.10 – Le chargement de la partie mobile.

considéré (plus de 4300 N sous 7 bars), l'actionneur électropneumatique est capable d'entraîner une masse largement supérieure. Afin de ne pas surcharger le banc d'essais avec une masse mobile très encombrante, il a été choisi d'augmenter activement l'inertie du système par l'intermédiaire de l'actionneur de charge. Ce principe est décrit dans la section 2.3.6.

### 2.3.4 L'instrumentation

Afin d'exploiter au maximum les essais effectués, plusieurs capteurs ont été prévus pour suivre précisément les phénomènes physiques mis en jeu. Ceux-ci viennent s'ajouter aux capteurs directement intégrés à l'actionneur (capteurs de pression et capteur LVDT de position) dont les mesures servent avant tout au bon fonctionnement des lois de commande.

#### Les mesures de position

La présence de la raideur d'ancrage sur le banc d'essais augmente l'ordre du système et entraîne l'existence de deux positions (cf. figure 2.11) : celle du piston par rapport au corps du vérin - la seule mesure généralement disponible dans une application réelle - et celle de la masse en mouvement par rapport au bâti - la mesure correspondant à la sortie du système réel. La construction d'un système représentatif d'un cas réel est plus aisée en positionnant la barre de raideur à l'une des extrémités : en l'occurrence entre le bâti et le corps du vérin plutôt qu'entre le piston et la charge. Par conséquent, une mesure doit être effectuée "localement" entre le corps du vérin et le piston : il s'agit de  $y$ . La sortie réelle du système  $y_t$  doit, elle, être mesurée entre le marbre et la masse en mouvement : elle intégrera bien l'influence de la raideur.

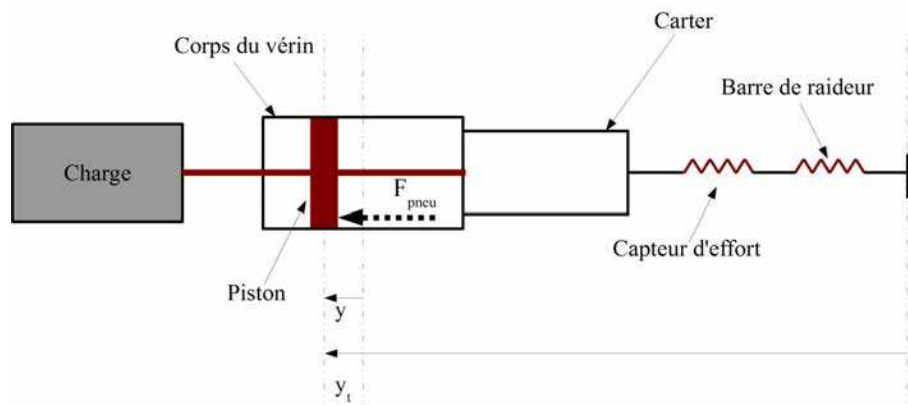


FIGURE 2.11 – Définition des deux positions mesurées  $y$  et  $y_t$ .

La première mesure, celle de  $y$ , est effectuée grâce au capteur DC-EC 1000 présenté chapitre 1, sa mesure constitue la seule information de position disponible pour les algorithmes de commande. La seconde mesure,  $y_t$ , est effectuée à l'aide d'un capteur magnétorésistif : le PMIS3 Posimag de la société ASM. Il s'agit d'un capteur sans contact : une tête de lecture fixée à la partie mobile se déplace au-dessus d'une règle magnétique fixée sur le marbre, permettant ainsi de reconstruire la position. Le signal de sortie est de type HTL, c'est-à-dire logique TTL en 24V, donc très robuste vis-à-vis des éventuelles perturbations électro-magnétiques. Sa résolution est de  $5 \times 10^{-6}$  m.

Ce type de capteur est relatif, c'est à dire qu'il ne permet que la mesure d'un déplacement, il convient donc de l'initialiser ce qui peut être fait grâce à un unique "top" magnétique situé à la mi-course du vérin. Une fois que le capteur a passé ce repère, il est initialisé et sa mesure est juste.

En outre, ce capteur est utilisé afin de calculer la vitesse de déplacement de la partie mobile par rapport au bâti. Grâce au FPGA du module de commande, dont l'horloge peut être cadencée au delà de la dizaine de MHz, il est possible de mesurer très précisément le temps écoulé (typiquement avec une précision de  $0.1 \times 10^{-6}s$ ) entre deux tops capteurs ce qui permet de reconstruire la vitesse  $\dot{y}_t$  du piston par rapport au bâti de façon très précise.

**Il est important de noter que, contrairement à ce que pourrait laisser croire la figure 2.11, les deux positions  $y$  et  $y_t$  sont confondues lorsqu'aucune déformation liée à la raideur n'existe.**

### La mesure d'accélération

La mesure d'accélération est effectuée par l'intermédiaire d'un capteur 4810A de la société Measurement Specialities. Positionné sur la partie mobile du moteur linéaire, il fournit l'accélération du piston du vérin, soit la dérivée seconde de la position  $y_t$ , sortie du système considéré. Celle-ci sera également notée  $a$  dans la suite de ce manuscrit.

Caractéristique	Valeur
Étendue de mesure	$\pm 2g$
Sensibilité	1 V/g
Bande passante	0 - 2kHz

Tableau 2.1 – Caractéristiques de l'accéléromètre

### Dérivation numérique de la position $y$

Comme précédemment évoqué, le capteur d'accélération et la mesure précise du temps entre deux "tops" du capteur magnétorésistif permettent d'obtenir efficacement les mesures de vitesse et d'accélération du piston par rapport au bâti, c'est-à-dire les grandeurs  $\dot{y}_t$  et  $\ddot{y}_t$ . Afin de déterminer la vitesse et l'accélération du piston vis-à-vis du vérin, donc dans le repère local de l'actionneur, une technique de dérivation numérique robuste est alors employée pour calculer en temps réel les valeurs de  $\dot{y}$  et  $\ddot{y}$ . Dans notre application nous avons mis en œuvre un algorithme adaptatif basé sur les modes glissants du deuxième ordre [Sidhom et al., 2011]. Dans la suite de ce manuscrit la vitesse du piston vis-à-vis du corps du vérin  $\dot{y}$  sera notée  $v$ .

**Il est important de noter que, dans le but d'alléger les notations dans la suite de ce chapitre, l'accélération  $a$  fait référence à l'accélération du piston vis-à-vis du bâti, donc à la dérivée seconde  $\ddot{y}_t$  quand la vitesse  $v$  fait référence à la vitesse du piston par rapport au corps du vérin, donc à la dérivée première  $\dot{y}$ .**

### Les mesures d'effort

Afin de mesurer l'effort fourni par l'actionneur, une jauge de contrainte est placée entre la barre de flexion et le corps du vérin. Il s'agit d'un capteur S9M de la société HBM, conçu pour



des efforts nominaux de 5000 N, il peut supporter un effort maximum de 15 kN. Un montage par rotule sur le corps du vérin garantit l'absence de transmission d'efforts transversaux pouvant endommager le capteur. Sa bande passante est de l'ordre de 1.5 kHz et il est livré avec un étalonnage complet sur toute sa gamme de mesure en traction et compression.

En outre, dans la mesure où la section effective  $S$  du piston est connue, les mesures des pressions des chambres déjà évoquées permettent le calcul en temps réel de l'effort pneumatique  $F_{pneu}$  selon l'équation (1.1). Celui-ci sera utilisé aussi bien à des fins de commande que dans le cadre d'une démarche de caractérisation.

### 2.3.5 Le module d'acquisition/commande

L'ensemble de l'électronique du banc d'essais est conçu autour d'un module National Instruments cRIO (cf. figure 2.14). Ce dernier comprend un processeur 533 Mhz et un FPGA permettant la mise en œuvre rapide des algorithmes de commande par l'intermédiaire de l'interface Labview. Le module est équipé de nombreuses cartes d'acquisition/traitement parmi lesquelles :

- un module d'entrées analogiques 16 bits 250 kHz ;
- un module de sorties analogiques 16 bits 100 kHz ;
- un module de relais ;
- un module d'entrées numériques 24V ;
- un module d'entrées par pont de jauge 24 bits.

### 2.3.6 L'actionneur de charge

Comme évoqué précédemment, les essais envisagés imposent le choix d'un actionneur de charge très performant. En effet, ce dernier doit :

- générer les efforts perturbateurs ;
- simuler des phénomènes dynamiques comme l'effort inertiel de la masse ou un frottement ;
- générer des efforts à hautes fréquences pour mener à bien une étude fréquentielle.

Contrairement au banc présenté dans [Girin and Plestan, 2009], il est donc indispensable de disposer d'un actionneur de perturbation dont les performances sont supérieures à celles de l'actionneur principal (notamment en terme de bande passante) afin de pouvoir tester ce dernier dans des cas particulièrement exigeants. Le choix a donc été fait d'utiliser un moteur linéaire comme actionneur de charge. Cette technologie de moteur électrique correspond à un moteur synchrone à aimants permanents dont le stator (comprenant les enroulements servant à générer le champ magnétique) et le rotor (constitué des aimants permanents) auraient été "déroulés". La structure même de cet actionneur (pas de transformation du mouvement, faibles frottements) lui confère une très haute dynamique de mise en effort et lui permet donc de générer les phénomènes évoqués précédemment. Le modèle choisi est le TB 30 de la société Tecnotion (dont les caractéristiques principales sont résumées dans le tableau 2.2).



FIGURE 2.12 – Le capteur de position Posimag et sa réglette de mesure.

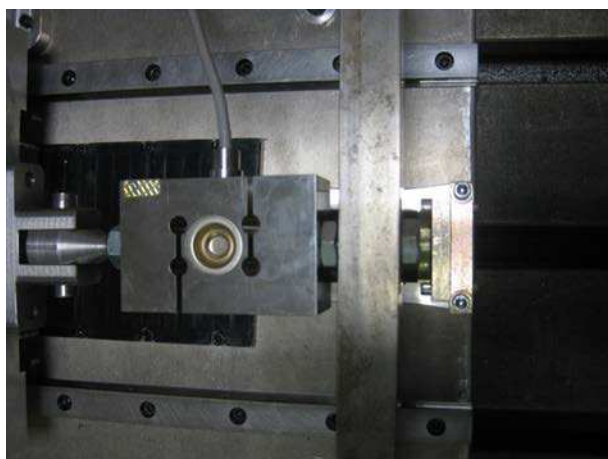


FIGURE 2.13 – Le capteur d'effort monté sur la barre de flexion.

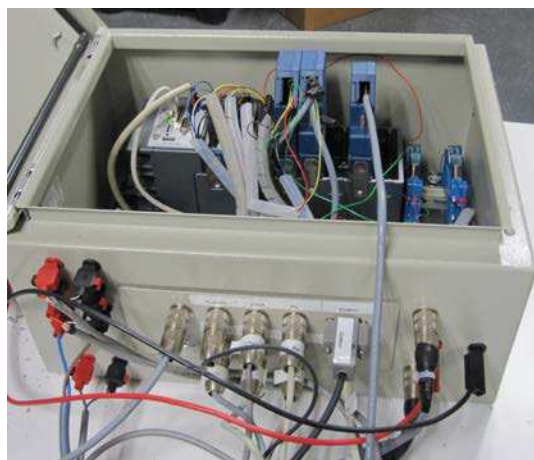


FIGURE 2.14 – L'électronique du banc d'essais.

<b>Caractéristique</b>	<b>Valeur</b>
Force maximale	4500 N
Force continue	2000 N
Constante de temps électrique	8 ms
Masse mobile	11.7 kg

Tableau 2.2 – Caractéristiques du moteur linéaire

Les moteurs linéaires sont encore assez peu répandus que ce soit dans l'industrie ou les laboratoires de recherche, ils sont chers et, pour la plupart des applications, un moteur électrique rotatif traditionnel couplé à un mécanisme de transformation de mouvement leur est préféré. Par conséquent, l'offre commerciale est assez limitée et trouver un moteur complet avec son architecture mécanique de guidage est délicat. Le choix a donc été fait d'acheter les différents éléments du moteur (cf. figure 2.15) et de procéder à l'assemblage.

Le moteur est donc livré sous la forme des pistes aimantées et d'une partie mobile qui contient les enroulements. Paradoxalement, la partie mobile joue le même rôle électromécanique que le stator d'un moteur synchrone rotatif traditionnel : elle génère le champ magnétique induisant l'effort à partir du courant triphasé que lui fournit un variateur. La piste aimantée, bien que fixe, joue donc le rôle du rotor en produisant le champ magnétique permanent sous la forme de pôles nord-sud successifs. Le nombre de pistes permet de définir la course du moteur. Pour notre application trois pistes permettent une course supérieure à celle du vérin pneumatique et sont donc suffisantes.

L'utilisation du moteur dans de bonnes conditions exige un guidage en translation de la partie mobile par rapport aux pistes d'aimants permanents et un entrefer inférieur à 1 mm doit être assuré. Ceci est d'autant plus délicat que les aimants permanents génèrent une force d'attraction de plus de 8000 N sur les enroulements rendant le montage délicat et le choix d'une solution de guidage haut de gamme incontournable.

Ce dernier est donc assuré par une glissière de la société Schaeffler présentant quatre rangées de billes jointives, capables de supporter nominalement 1800 kg en dynamique et près de 4 tonnes en statique.

Le moteur est alimenté par un variateur traditionnel (cf. tableau 2.3) CDD34.017 du fabricant LTI. En effet un moteur linéaire peut être piloté exactement de la même façon qu'un moteur synchrone rotatif. Le principe général de la commande de ce type d'actionneur consiste à synchroniser le champ magnétique généré par les enroulements de façon à le maintenir perpendiculaire à celui des aimants permanents ce qui produit un effort électromagnétique. Afin d'assurer la bonne synchronisation, un capteur (dit "résolveur") est intégré au moteur et vient mesurer la position de la partie mobile directement à partir de la piste d'aimants. Cette position est uniquement utilisée par le variateur pour le contrôle du moteur : elle ne sera pas prise en considération lors des essais. En pratique, l'effort est directement proportionnel au courant imposé par le variateur dans les enroulements. Le moteur est utilisé en asservissement d'effort : le variateur reçoit une consigne analogique image de la consigne d'effort et assure l'asservissement de courant permettant de répondre à cette consigne. La dynamique de mise en effort est imposée

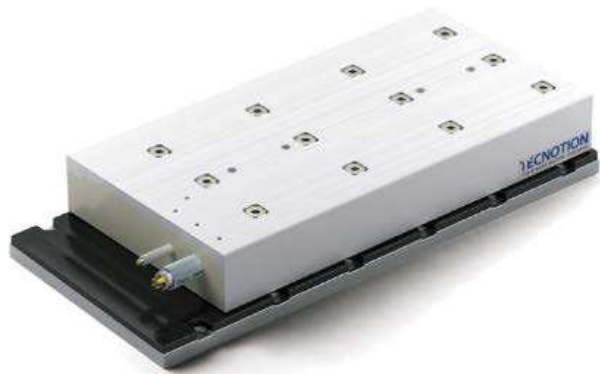


FIGURE 2.15 – Le moteur linéaire choisi



FIGURE 2.16 – Détails du guidage du moteur de charge

par la constante de temps électrique du moteur qui est très faible, il sera donc possible de suivre des consignes d'effort très rapides.

Caractéristique	Valeur
Puissance nominale	11.8 kVA
Fréquence de hachage	4, 8 ou 16 kHz
Tension d'alimentation	triphase 380 V
Courant nominal vers moteur	17 A
Courant maximal vers moteur	31 A

Tableau 2.3 – Principales caractéristiques du variateur

Comme évoqué précédemment, le moteur plat a essentiellement pour fonction :

- la génération d'un effort perturbateur extérieur  $F_{ext}(t)$  ;
- la génération d'un effort inertiel représentatif d'une masse virtuelle  $M_{vir}$  ;
- la génération d'un effort représentatif d'un frottement visqueux virtuel de coefficient  $b_{vir}$  ;
- la génération d'un effort représentatif d'un frottement sec virtuel de module  $F_{svir}$ .

Dans la mesure où la commande du moteur est réalisée par le variateur, il est seulement nécessaire de calculer la tension de commande  $V_m$  à lui appliquer. Celui-ci assure ensuite un contrôle en courant - image directe de l'effort - de telle sorte que :  $F_{moteur} = K_m \cdot V_m$  où  $F_{moteur}$  est l'effort du moteur et  $K_m$  un gain de réglage du variateur. Ceci n'est bien entendu vrai qu'en négligeant la dynamique de courant de l'ensemble variateur + moteur. Dans la mesure où la constante de temps électrique du moteur est de 8 ms et que la constante de temps de la boucle fermée de courant peut être réduite à 4 ms par le variateur, le temps de réponse de l'effort moteur est très faible comparé aux dynamiques thermodynamiques mises en jeu dans le cas du vérin (70 ms pour pressuriser une chambre de 1 à 7 bar en position centrale par exemple, cf. figure 1.6) et cette approximation n'est donc pas très éloignée de la réalité.

### Inertie et frottements virtuels

L'effort inertiel est calculé à partir de l'accélération du piston :  $F_{inertielvir} = M_{vir} \cdot a$  et l'effort de frottement à partir de la vitesse :  $F_{frotvir} = b_{vir} \cdot v + F_{secvir}(v)$ . L'effort de frottement sec est calculé selon la modélisation retenue pour la commande (1.34) au chapitre 1 :

$$F_{secvir}(v) = \begin{cases} F_{svir} \cdot \frac{v}{v_L} & \text{si } |v| \leq v_L, \\ F_{svir} \cdot \text{sgn}(v) & \text{si } |v| > v_L \end{cases} \quad (2.4)$$

$v_L$  définit la pente autour de la vitesse nulle qui permet de limiter les discontinuités sur la commande du moteur. La tension de commande à appliquer au variateur pour obtenir le comportement désiré est donc théoriquement :

$$V_m = \frac{F_{ext}(t) + b_{vir} \cdot v + F_{secvir}(v) + M_{vir} \cdot a}{K_m} \quad (2.5)$$

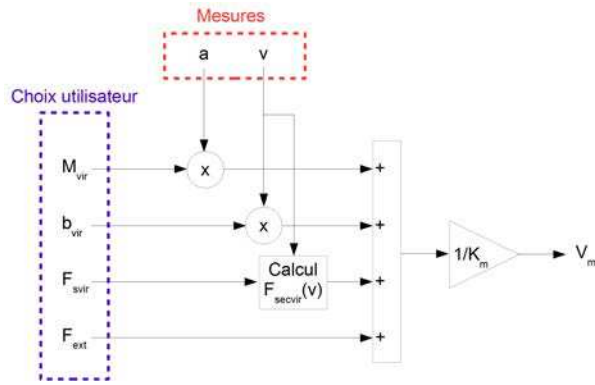


FIGURE 2.17 – Le calcul de la tension de commande  $V_m$  appliquée au variateur.

Nous rappelons que  $a$  fait référence à l'accélération du piston par rapport au bâti quand  $v$  fait référence à la vitesse du piston par rapport au corps du vérin.

Pourtant, l'augmentation virtuelle de la masse par retour en accélération n'est pas triviale à réaliser en pratique : les temps de réponse du capteur d'accélération et du moteur électrique linéaire introduisent un retard important pouvant se traduire par un déphasage conséquent notamment dans les hautes fréquences. Le risque est alors de provoquer un phénomène d'emballement en haute fréquence lorsque le paramètre de la masse virtuelle  $M_{vir}$  devient trop important.

Dans ce cas, une première solution peut être de procéder à un filtrage de la mesure d'accélération afin de ne réinjecter que les fréquences fondamentales de cette grandeur. Le choix se porte alors sur un filtre passe-bas numérique de Butterworth qui possède la propriété intéressante de présenter un gain aussi constant que possible dans sa bande passante. Le choix de la fréquence de coupure est délicat : en effet il s'agit de limiter au maximum la réinjection de hautes fréquences pouvant déstabiliser le système sans pour autant trop déphaser les principales harmoniques de la mesure d'accélération (ce qui tendrait à fausser le comportement inertiel désiré). En outre, toujours pour minimiser le déphasage entre l'accélération réelle et l'effort du moteur, l'algorithme de calcul de la tension de commande à appliquer au moteur est mis en œuvre directement sur le FPGA afin d'atteindre des fréquences d'échantillonnage de plus de 10 kHz largement supérieures à celles des autres routines de commande cadencées à 1 KHz.

Enfin, pour des valeurs très importantes du réglage de la masse virtuelle, le filtrage ne suffit plus à endiguer l'emballement haute fréquence. Dans ce cas une autre solution est mise en œuvre afin d'atteindre les valeurs maximales de masse prévues : la mesure d'accélération est remplacée par la consigne d'accélération (ou, si celle-ci n'est pas disponible, la dérivée seconde de la consigne de position imposée à  $y_t$ ) dans le calcul de la consigne de l'effort du moteur linéaire. Cette solution permet d'atteindre n'importe quel niveau de masse virtuelle dans la limite des saturations d'effort de l'actionneur électrique. Cette solution est moins satisfaisante car nettement moins réaliste que le réglage de la masse *via* la mesure d'accélération mais elle fournit un premier outil d'étude en terme de dimensionnement, bon compromis entre la simulation et l'essai expérimental avec une charge réelle (qui est délicat à mettre en œuvre quand la masse excède la tonne).

Ce réglage des caractéristiques de la charge par l'intermédiaire du moteur plat sera no-

tamment exploité au chapitre 5 afin de représenter les phénomènes inertiels de la tuyère d'un nanolanceur.

## 2.4 Structure générale du banc d'essais

La barre de flexion n'est pas le seul élément du banc à subir une déformation lorsque des efforts sont mis en jeu. D'autres parties du banc (en particulier le capteur d'effort et les plots de fixation de la barre de flexion) présentent également une raideur non négligeable. Celle-ci, que nous nommerons  $K_{inc}$ , est constante contrairement à  $K_{barre}$  la raideur de la barre de flexion réglable. La modélisation du banc d'essais peut être facilement simplifiée en considérant la raideur  $K_{banc}$  équivalente à  $K_{barre}$  et  $K_{inc}$ . Ces dernières sont montées en série (effort commun), la raideur totale du banc peut donc s'exprimer telle que :

$$K_{banc} = \frac{K_{barre} \cdot K_{inc}}{K_{barre} + K_{inc}} \quad (2.6)$$

En considérant les deux masses en mouvement  $M_v$  du corps du vérin et  $M_c$  de la charge, le comportement mécanique dynamique est le suivant :

$$\begin{cases} M_v(\ddot{y} - \ddot{y}_t) = F_{pneu} - F_{frot}(v) - K_{banc} \cdot (y - y_t) \\ M_c \cdot \ddot{y}_t = F_{pneu} - F_{frot}(v) - F_{frot_{moteur}}(\dot{y}_t) - F_{moteur} \end{cases} \quad (2.7)$$

Nous rappelons que  $v$  correspond à la dérivée de la position  $y$  du piston vis-à-vis du corps du vérin.  $F_{frot_{moteur}}(\dot{y}_t)$  représente l'ensemble des phénomènes de frottement s'opérant entre la masse mobile et le bâti, c'est-à-dire ayant lieu au niveau de la glissière de guidage du moteur. En considérant que ceux-ci sont négligeables devant les frottements internes au vérin (contact du joint en caoutchouc du piston sur le corps du vérin) et en négligeant les effets inertiels de la masse  $M_v$  du corps du vérin devant ceux de la masse de la charge, il vient :

$$\begin{cases} y - y_t = \frac{F_{pneu} - F_{frot}(v)}{K_{banc}} \\ M_c \cdot \ddot{y}_t = F_{pneu} - F_{frot}(v) - F_{moteur} \end{cases} \quad (2.8)$$

En développant les efforts  $F_{moteur}$  et  $F_{frot}$  respectivement selon les équations (2.5) et (1.33) et en définissant la masse, le coefficient de frottement visqueux et le module de frottements secs équivalents  $M_{eq}$ ,  $b_{eq}$  et  $F_{seq}$  tels que :

$$M_{eq} = M_c + M_{vir} \quad (2.9)$$

$$b_{eq} = b + b_{vir} \quad (2.10)$$

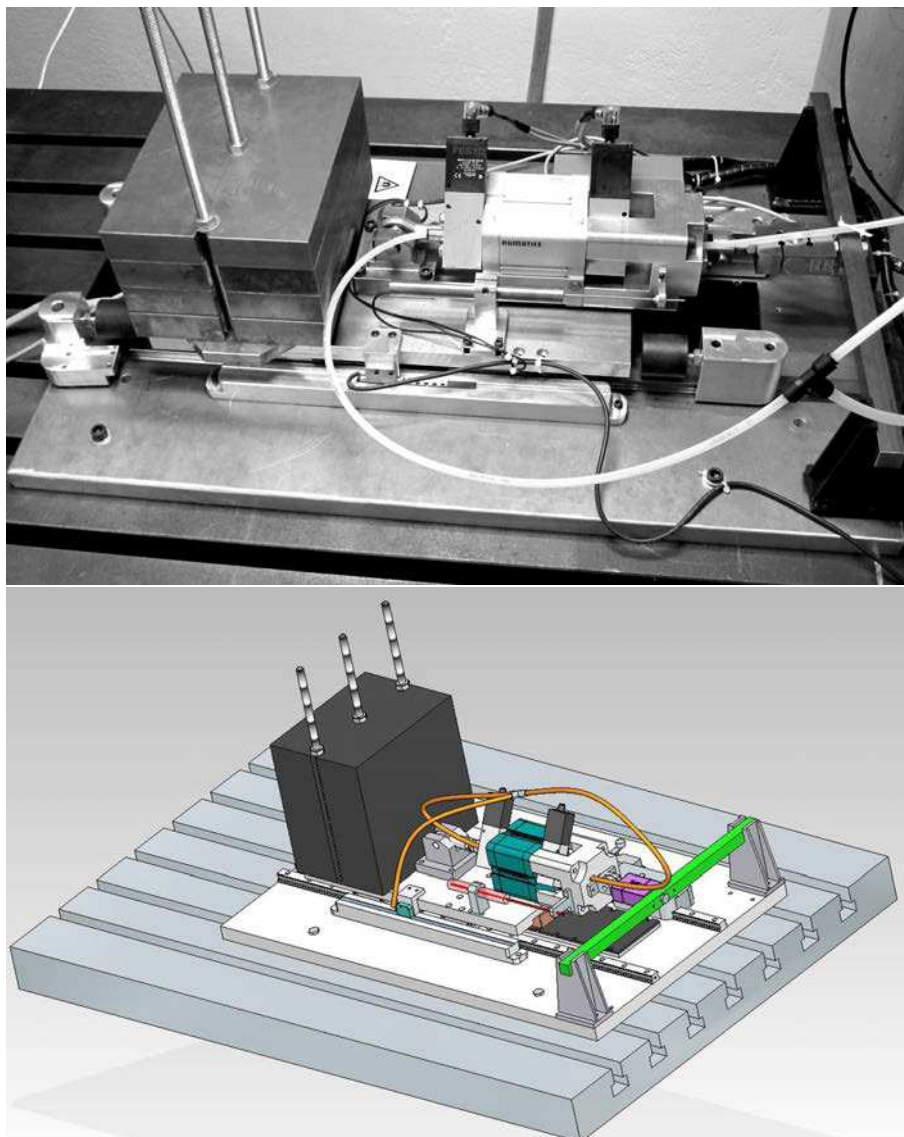


FIGURE 2.18 – Le banc d'essais complet.

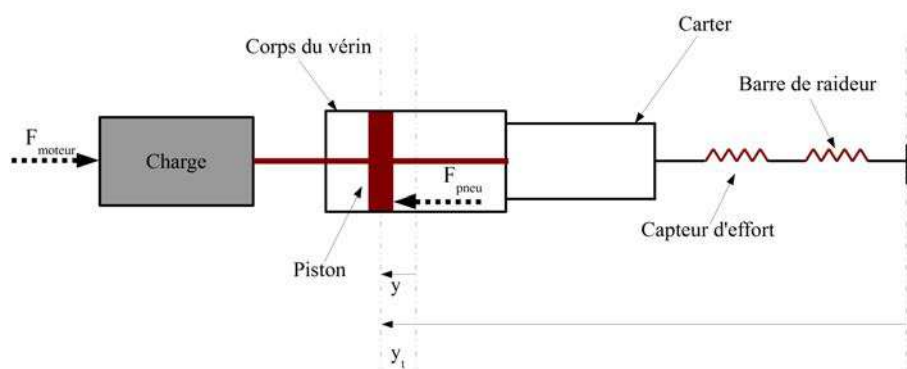


FIGURE 2.19 – Le principe du montage d'ensemble du banc d'essais.



$$F_{seq} = F_s + F_{svir} \quad (2.11)$$

on obtient :

$$\begin{cases} y - y_t = \frac{F_{pneu} - F_{frot}(v)}{K_{banc}} \\ M_{eq} \cdot \ddot{y}_t = F_{pneu} - F_{ext}(t) - F_{froteq}(v) \end{cases} \quad (2.12)$$

où  $F_{froteq}(v)$  représente l'effort de frottement résultant des frottements réels du système et de ceux imposés par le moteur de charge qui s'exprime selon (1.33) par :

$$F_{froteq}(v) = \begin{cases} F_{seq} \cdot \frac{v}{v_L} + b_{eq} \cdot v & \text{si } |v| \leq v_L, \\ F_{seq} \cdot \text{sgn}(v) + b_{eq} \cdot v & \text{si } |v| > v_L \end{cases} \quad (2.13)$$

### Remarque importante sur les notations

Afin de ne pas surcharger inutilement les notations, dans la suite du manuscrit, sauf si le contraire est spécifiquement précisé, nous adopterons les notations :  $M$ ,  $b$ ,  $F_s$ ,  $F_{sec}(v)$ ,  $F_{frot}(v)$  pour désigner respectivement les valeurs de : masse totale de la partie mobile, coefficient de frottement visqueux, module de frottement sec, effort de frottement sec et effort total de frottement. **Ces notations incluent la contribution du moteur électrique à la modification des paramètres de la charge.**

## 2.5 Validation expérimentale des caractéristiques du banc

L'objectif de cette section est de fournir différentes procédures expérimentales permettant à la fois de valider les modèles présentés précédemment et d'identifier autant que possible les paramètres dont ils dépendent. Lors de ces essais, à l'exception de la caractérisation du réglage de la raideur, la barre de flexion est réglée à sa longueur minimale qui correspond donc à la raideur maximale.

### 2.5.1 Vérification des débits massiques sur le banc d'essais

Comme expliqué section 1.3.2, les caractéristiques des servodistributeurs sont obtenues grâce à une procédure expérimentale basée sur la charge/décharge d'un réservoir isotherme. Ces données sont précises et généralement fiables mais ne tiennent pas compte du montage du servodistributeur sur l'actionneur. Afin de s'assurer de leur validité, une procédure d'identification est mise en place directement sur le banc d'essais.

Si le piston est maintenu bloqué en position fixe, alors le modèle de commande thermody-

namique (1.34) peut se simplifier de la façon suivante :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_N}{dt} = \frac{k.r.T}{V_N} \cdot q_{mN} \\ \frac{dp_P}{dt} = \frac{k.r.T}{V_P} \cdot q_{mP} \end{array} \right. \quad (2.14)$$

Par conséquent, dans chacune des chambres il est théoriquement possible d'identifier le débit massique qui, en l'absence de déplacement du piston, est selon ce modèle (2.14) seul responsable de la variation de pression :

$$q_m = \frac{V}{k.r.T} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (2.15)$$

La nouvelle démarche proposée dans cette thèse pour caractériser un servodistributeur intégré à un banc d'essais est la suivante :

- le piston est maintenu en position centrale par l'intermédiaire du moteur plat ;
- la pression de chacune des deux chambres est contrôlée via un asservissement basique afin de balayer un maximum de points de fonctionnements définis par une pression de chambre et une commande appliquée au servodistributeur ;
- afin de limiter au maximum l'effort pneumatique et les risques de fuites inter-chambres, la même trajectoire de pression est simultanément imposée aux deux chambres ;
- la pression est dérivée hors ligne par une simple différence centrée ;
- cette dérivée est utilisée pour évaluer le débit massique selon l'équation (2.15). La température est prise égale à la température ambiante  $T = 293$  K, la constante des gaz parfaits spécifique à l'air vaut  $r = 287.1 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$  et la constante polytropique  $k$  est ajustée afin de minimiser l'erreur entre la caractérisation sur le banc d'essais et celles obtenues par charge/décharge isotherme ;
- ces données sont finalement utilisées pour définir un tableau en trois dimensions commande - pression de chambre - débit massique selon un maillage désiré.

La figure 2.20 montre un extrait des commandes appliquées à l'un des servodistributeurs durant la phase de caractérisation, la pression mesurée dans la chambre correspondante ainsi que sa dérivée calculée par un algorithme de dérivation robuste [Sidhom et al., 2011].

Afin de limiter les variations de température dans la chambre et, donc, l'erreur liée à l'approximation du modèle utilisé pour la caractérisation (qui néglige les variations de température), seules des tensions de commandes correspondant à des débits assez faibles (moins de 5 g/s) sont utilisées. De fait, la caractéristique obtenue sera limitée mais pourra être comparée aux données complètes sur cet horizon restreint.

Les résultats obtenus pour chacun des deux servodistributeurs lors de la phase de caractérisation sur banc sont comparés aux données issues de la caractérisation par charge/décharge isotherme dans les figures 2.21, 2.22 et 2.23. Le coefficient polytropique est choisi tel que  $k = 1.15$  afin de minimiser l'écart entre les courbes (cette valeur sera retenue comme valeur numérique pour l'ensemble des applications à l'air). Malgré les inévitables fuites présentes sur le vérin

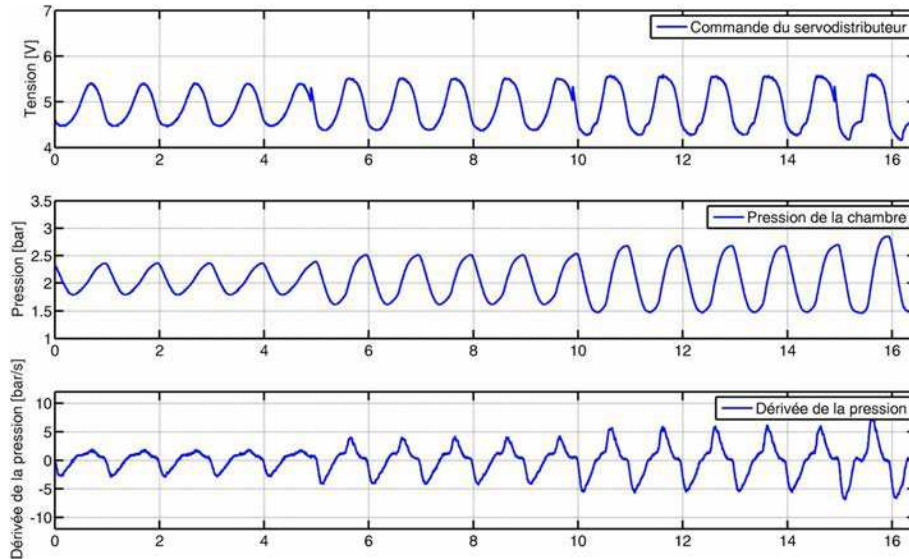


FIGURE 2.20 – Exemple de tensions de commande appliquées au servodistributeur et de la pression et sa dérivée en résultant.

pneumatique (au niveau du montage des capteurs de pression, des distributeurs ou de la tige) et la dispersion de caractéristiques entre différents exemplaires d'un même modèle de servodistributeur, les données recueillies sont suffisamment cohérentes pour considérer que les servodistributeurs sont convenablement montés sur le banc d'essais et que leurs caractéristiques par charge/décharge isothermes sont applicables aux servodistributeurs montés sur le vérin pneumatique.

Il est à noter que la caractérisation initiale du servodistributeur N (cf. figures 2.22) montre clairement un décalage du zéro, c'est-à-dire un offset sur la tension de commande, par rapport au servodistributeur caractérisé par charge/décharge isotherme. Celui-ci s'observe en constatant que sa courbe de débit se situe toujours "en dessous" de la courbe issue de la caractéristique et peut donc être corrigée par une translation sur l'axe des tensions. Cela correspond à un décalage du zéro pneumatique. Afin de pouvoir considérer que les deux servodistributeurs sont identiques, il est nécessaire de recalibrer la tension de commande du servodistributeur N. La figure 2.24 montre la caractérisation obtenue une fois la correction effectuée. Concrètement celui-ci s'opère de la façon suivante :

$$u_{N*} = u_N + \Delta u_N \quad (2.16)$$

où  $\Delta u_N$  est l'offset de tension nécessaire au recalage du servodistributeur par rapport à la caractéristique de référence et  $u_{N*}$  la tension de commande effectivement appliquée au servodistributeur en lieu et place de  $u_N$ . Expérimentalement  $\Delta u_N$  est identifié à 0.05 V afin d'obtenir le maximum de cohérence avec la caractéristique de référence.

**Dans la suite de ce manuscrit il ne sera jamais fait mention de  $u_{N*}$ , l'opération de recalage étant faite systématiquement et de façon transparente pour la mise en œuvre des lois de commande.**

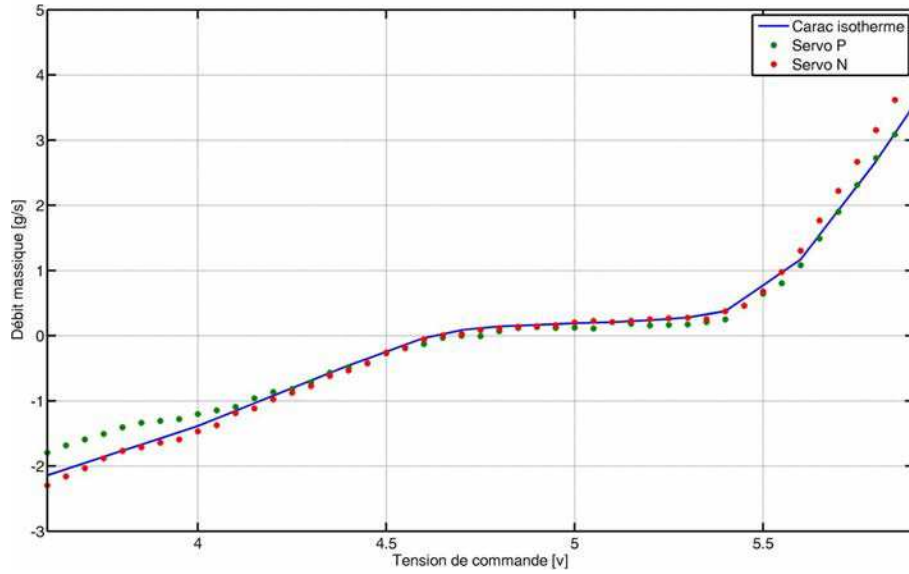


FIGURE 2.21 – Comparaison entre la caractérisation des deux servodistributeurs du banc et les données de la caractérisation isotherme pour une **pression de chambre de 2 bar**.

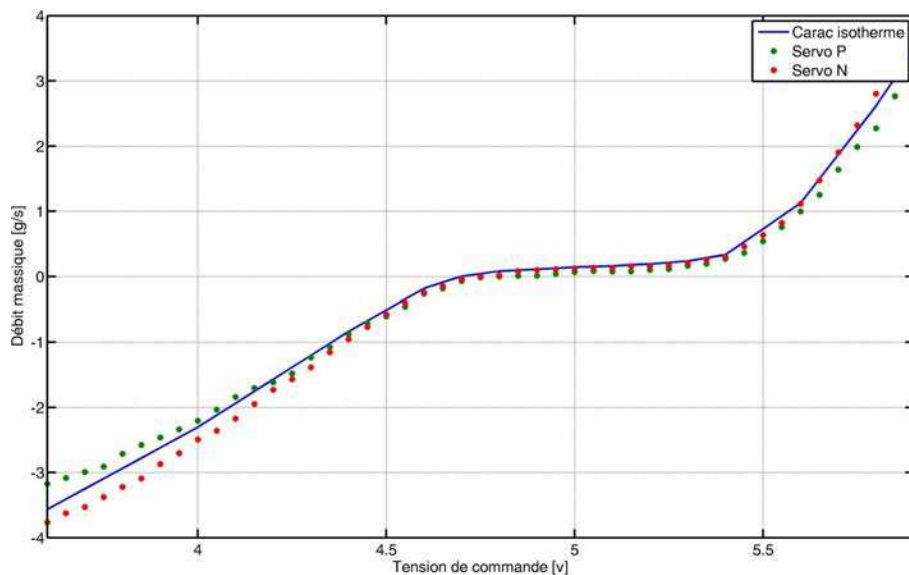


FIGURE 2.22 – Comparaison entre la caractérisation des deux servodistributeurs du banc et les données de la caractérisation isotherme pour une **pression de chambre de 3 bar**.

## 2.5.2 Identification des frottements secs

Pour rappel, le modèle de Karnopp concernant les phénomènes de frottements secs s'exprime de la façon suivante :

$$F_{sec} = F_s \cdot \text{sgn}(v) \quad (2.17)$$

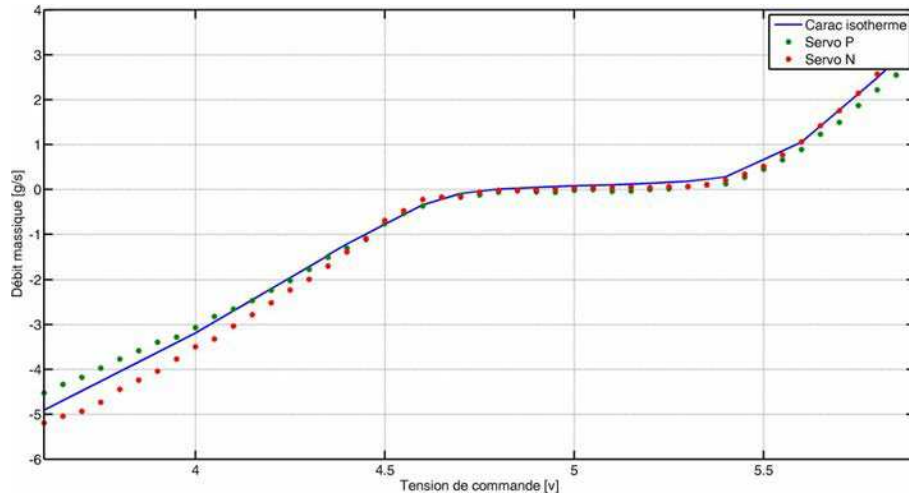


FIGURE 2.23 – Comparaison entre la caractérisation des deux servodistributeurs du banc et les données de la caractérisation isotherme pour une **pression de chambre de 4 bar**.

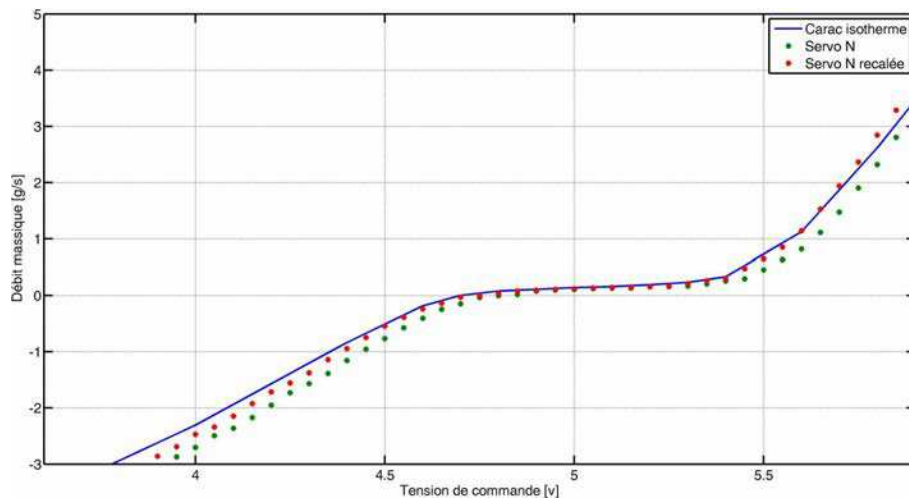


FIGURE 2.24 – Comparaison entre la caractérisation à 3 bars brute du servodistributeur N et celle obtenue après recalage du zéro.

Tant que la somme des forces s'appliquant sur la charge (dans notre application : les efforts du vérin pneumatique, du moteur électrique et les éventuelles perturbations) demeure inférieure à la valeur du module de frottement sec  $F_s$ , celle-ci demeure immobile. Une fois le seuil de  $F_s$  atteint, il y a "décollage" : la charge se met en mouvement et le frottement sec devient constant (frottement de Coulomb). Il convient donc d'identifier le paramètre  $F_s$ . L'idée générale de ce processus d'identification est le suivant : l'effort appliqué à la charge est progressivement augmenté par l'intermédiaire du moteur linéaire, l'effort pneumatique étant maintenu nul en mettant les deux chambres à l'échappement. Tant que l'effort du moteur demeure inférieur à la limite de décollage  $F_s$ , le piston reste immobile, lorsqu'on l'atteint, le piston se met en mouvement (cf. figure 2.25). La valeur du paramètre  $F_s$  correspond donc à l'effort limite provoquant le mouvement du piston.

Cet essai est réalisé pour plusieurs positions du piston réparties sur toute sa course et pour

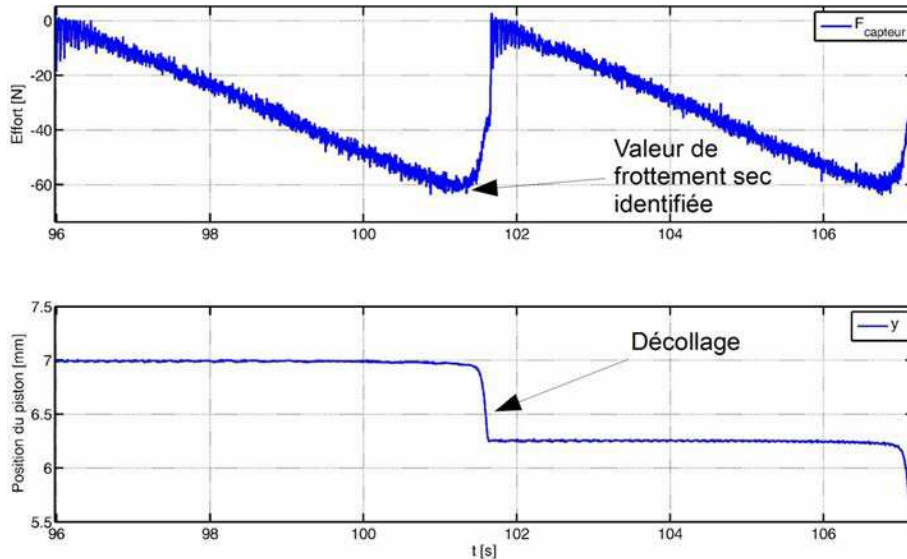


FIGURE 2.25 – Zoom sur un décollage provoqué par l’effort moteur lors de la procédure d’identification dans le sens négatif.

les deux sens de déplacement : pour un effort du moteur positif (cf. figure 2.27) ou négatif (cf. figure 2.26).

Nous en déduisons alors la caractéristique de frottement sec en fonction de la position du piston dans les deux sens de fonctionnement (cf. figure 2.28).

Cette courbe (cf. figure 2.28) fait apparaître deux phénomènes notables :

- le frottement sec est plus faible dans un sens que dans l’autre ce qui peut s’expliquer notamment par un défaut de planéité (effort de gravité dans un sens et non dans l’autre) ;
- le frottement sec évolue avec la position du piston. Le phénomène est répétable dans les deux sens de caractérisation.

Afin de ne pas complexifier inutilement le modèle de commande, ces deux phénomènes seront négligés en adoptant la valeur moyenne du coefficient de frottement sec  $F_s = 70.5N$  dans les deux sens de fonctionnement et pour toute position du piston. Ce choix garantit une erreur inférieure à 10N ce qui est tout à fait acceptable étant donné l’ordre de grandeur des efforts des actionneurs et des masses mises en jeu dans le système.

### 2.5.3 Identification de la masse et des frottements visqueux

Une fois la valeur du coefficient de frottement sec connue, il reste deux paramètres de l’équation (2.12) à identifier expérimentalement : la masse  $M$  et le coefficient de frottement visqueux  $b$ . Nous pouvons réécrire l’équation mécanique de la façon suivante :

$$\begin{aligned}
 M.a + b.v &= F_{pneu} - F_{moteur} - F_{sec}(v) \\
 &= F_2
 \end{aligned}
 \tag{2.18}$$

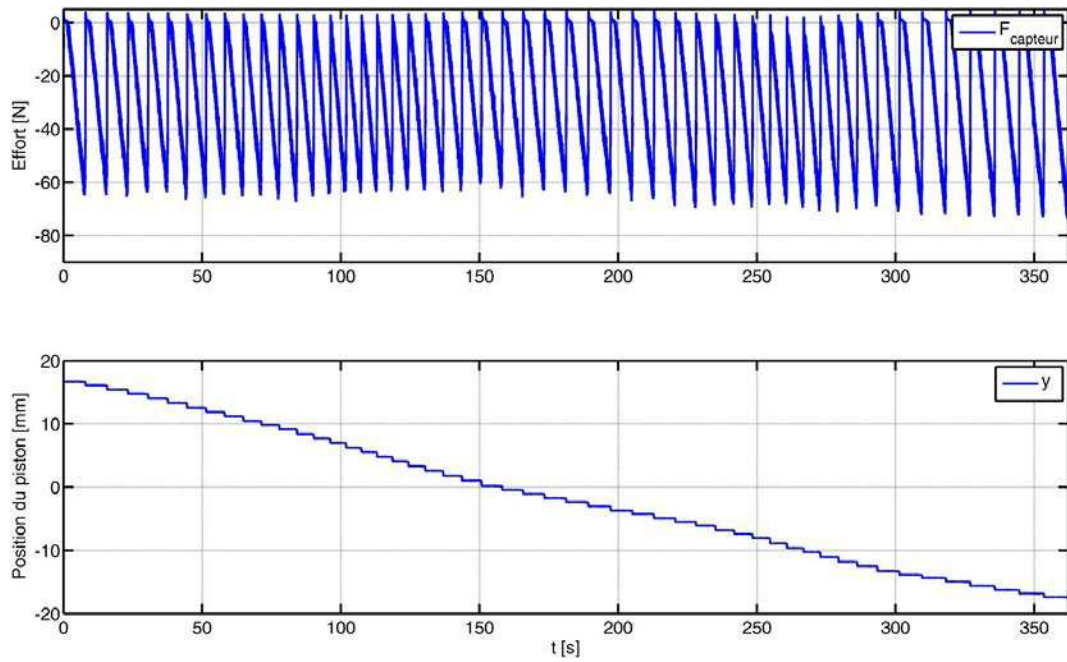


FIGURE 2.26 – Procédure d'identification du coefficient de frottement sec dans le sens négatif.

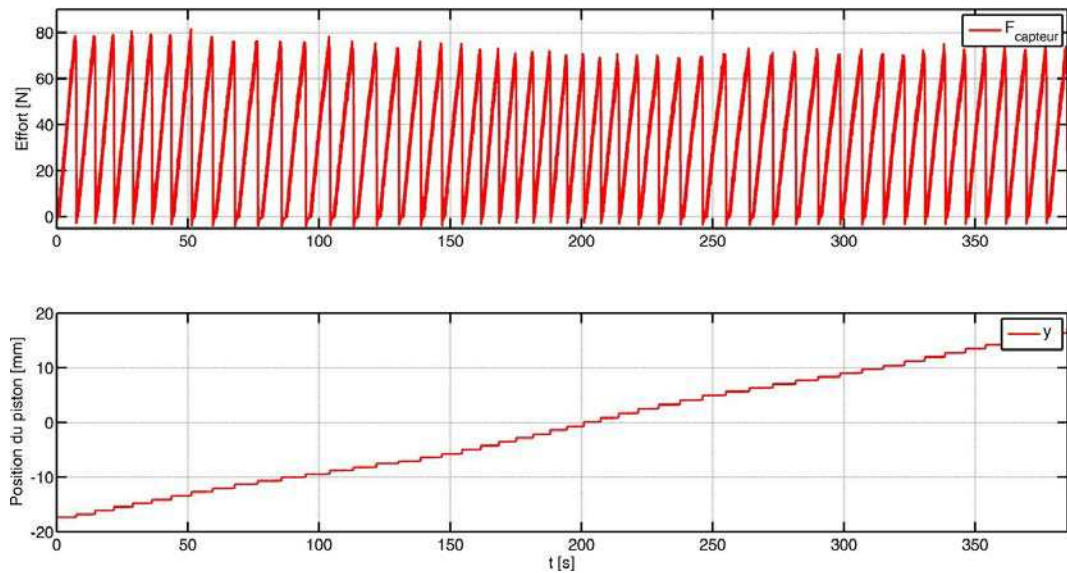


FIGURE 2.27 – Procédure d'identification du coefficient de frottement sec dans le sens positif.

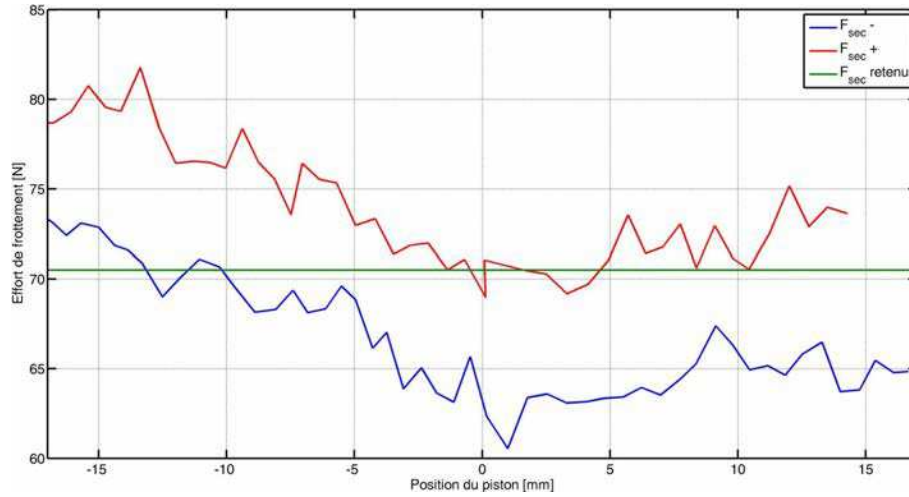


FIGURE 2.28 – La valeur du coefficient de frottement sec en fonction de la position du piston pour les deux sens de fonctionnement.

Le terme  $F_2$  étant entièrement connu, l'identification des paramètres  $M$  et  $b$  est un problème linéaire qui peut facilement être résolu par une identification optimale au sens des moindres carrés. Le vecteur des paramètres suivant est défini :

$$\beta = \begin{bmatrix} b \\ M \end{bmatrix} \quad (2.19)$$

Théoriquement, la sortie  $F_2$  peut se calculer à partir des entrées  $v$  et  $a$  de la façon suivante :

$$F_2 = \beta \cdot x \quad (2.20)$$

avec :

$$x = \begin{bmatrix} v \\ a \end{bmatrix} \quad (2.21)$$

Le problème d'optimisation consiste à trouver le jeu de paramètres  $\hat{\beta}$  qui, pour  $n$  mesures  $Y$  de la sortie  $F_2$  correspondants aux entrées  $X$ , minimise l'expression :

$$\sum_{i=1}^n (Y_i - F_{2i})^2 \quad (2.22)$$

La matrice  $X$  des  $n$  entrées  $x$  est de dimension  $2 \times n$  et se construit ainsi :

$$X = \begin{bmatrix} v_0 & a_0 \\ \vdots & \vdots \\ v_{n-1} & a_{n-1} \end{bmatrix} \quad (2.23)$$



L'application de la méthode des moindres carrés linéaires donne les paramètres optimaux suivants :

$$\hat{\beta} = (X^T \cdot X)^{-1} \cdot X^T \cdot Y \quad (2.24)$$

Par conséquent, pour identifier la masse et le coefficient de frottement visqueux, il suffit de procéder à des mesures simultanées de la vitesse  $v$ , de l'accélération  $a$ , de l'effort moteur  $F_{moteur}$  (dont la valeur correspond à la consigne imposée au variateur) et de l'effort pneumatique  $F_{pneu}$  (calculé à partir des mesures de pressions) lorsque le piston est en mouvement. Pour ce faire une loi de commande très sommaire est mise en place sur l'actionneur électropneumatique : afin de lui imposer une trajectoire de position définie par  $a_d$ , l'accélération désirée et ses deux intégrales successives : la vitesse et la position désirée  $v_d$  et  $y_d$ , nous synthétisons un correcteur de type  $PDD^2$ . Celui-ci permet le calcul de la commande à appliquer aux servodistributeurs :

$$\begin{aligned} u &= (K_p + K_d \cdot s + K_{d2} \cdot s^2) \cdot (y_d - y) \\ &= K_p \cdot (y_d - y) + K_d \cdot (v_d - \dot{y}) + K_{d2} \cdot (a_d - \ddot{y}) \end{aligned} \quad (2.25)$$

Il s'agit bien entendu d'une commande SISO, donc conformément à l'équation (1.35), les commandes à appliquer à chacun des servodistributeurs sont les suivantes :

$$\begin{aligned} u_P &= u + 5 \\ u_N &= 5 - u \end{aligned} \quad (2.26)$$

Nous choisissons alors une consigne sinusoïdale d'amplitude  $A$  et de pulsation  $\omega$  :

$$\begin{aligned} y_d &= A \cdot \cos(\omega \cdot t) \\ v_d &= -\omega \cdot A \cdot \sin(\omega \cdot t) \\ a_d &= -\omega^2 \cdot A \cdot \cos(\omega \cdot t) \end{aligned} \quad (2.27)$$

### Identification à vide

La raideur étant toujours réglée à sa valeur maximale (écart entre les encastements de la barre de flexion le plus réduit possible), l'essai est dans un premier temps réalisé à vide, c'est-à-dire sans masse additionnelle sur la partie mobile du banc ni effort moteur. La figure 2.29 montre le suivi de trajectoire pour une fréquence de 3 Hz et une amplitude de course de 10 mm. Une fois l'identification de  $\hat{M}$  et  $\hat{b}$  réalisée par la méthode proposée, l'effort pneumatique peut être reconstruit selon l'expression suivante :  $\hat{F}_{pneu} = \hat{M} \cdot a + \hat{b} \cdot v + F_s \cdot \text{sgn}(v)$  afin d'évaluer la qualité de l'identification. La figure 2.30 montre que la reconstruction de l'effort pneumatique est très proche de la mesure réalisée à partir des pressions des chambres ce qui tend à valider la procédure d'identification.

Il est à noter que la qualité du suivi de trajectoire (cf. figure 2.29) n'a aucun impact sur

celle de l'identification : l'objectif est uniquement de générer de l'information exploitable par l'algorithme des moindres carrés.

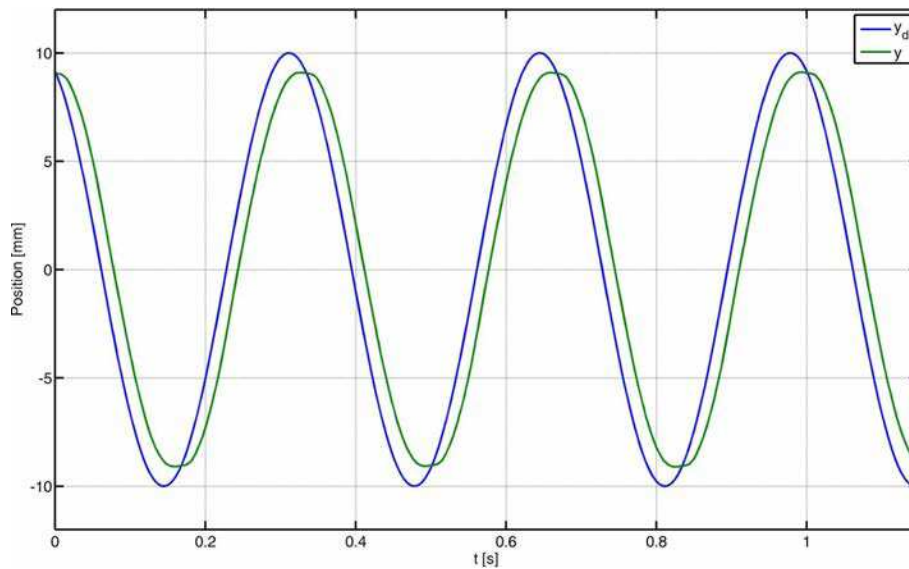


FIGURE 2.29 – Suivi de la trajectoire de position sinusoïdale pour  $A = 10$  mm et  $\omega = 6\pi$  rad/s

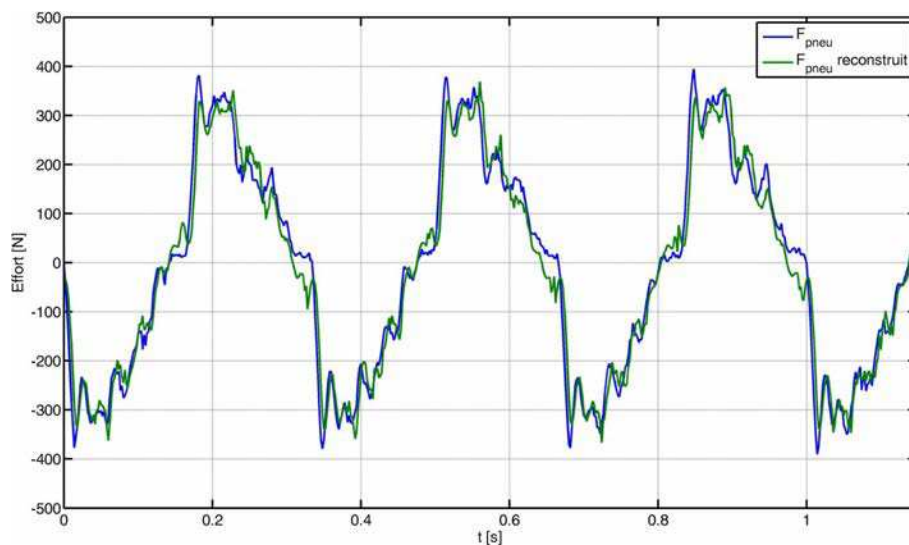


FIGURE 2.30 – Comparaison entre la mesure d'effort pneumatique et sa reconstruction théorique à partir de l'identification lors de l'essai à vide.

Cette procédure est répétée pour des trajectoires de fréquences différentes, les résultats sont présentés dans le tableau 2.4.

Ces résultats donnent fort logiquement une masse indépendante de la fréquence et d'une valeur d'environ 35 kg (résultat cohérent avec la somme de tous les éléments mobiles ayant été pesés au cours du montage). Cette valeur sera prise comme caractéristique de masse du banc d'essais à vide. Les résultats d'identification du paramètre de frottement visqueux sont plus déroutants a priori. Si l'ordre de grandeur est cohérent, le fait que le paramètre décroisse avec la fréquence de la trajectoire d'essai, donc avec la vitesse de déplacement du piston, peut surprendre

Fréquence [Hz]	$M$ [kg]	$b$ [N/(m/s)]
1	35	1347.1
2	33.3	1273.5
3	34.9	1046.4
4	35	931.5
5	34.7	836.0

Tableau 2.4 – Résultats de l'identification de la masse et du frottement visqueux à vide.

tant l'hypothèse de linéarité des frottements visqueux vis-à-vis de la vitesse est systématique dans les démarches de modélisation courantes.

Afin de confirmer la dépendance du paramètre  $b$  à la vitesse, nous procédons à un essai complémentaire sur des trajectoires "triangulaires". Dans ce cas, le piston possède une vitesse sensiblement constante sur l'ensemble de sa course, donc une accélération nulle, ce qui permet de négliger les phénomènes inertiels et d'identifier simplement le frottement visqueux de la façon suivante :  $\hat{b} = \frac{F_{pneu} - F_s \cdot \text{sgn}(v)}{v}$ .

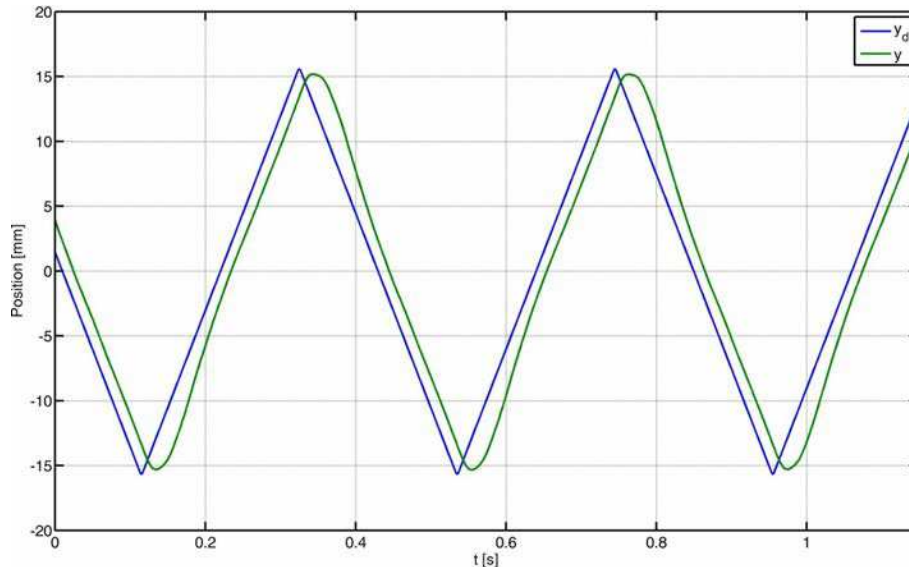


FIGURE 2.31 – Suivi de la trajectoire de position triangulaire pour une vitesse de 150 mm/s

Les résultats sont représentés figure 2.32. Ils confirment la forte dépendance du phénomène de frottements visqueux à la vitesse de déplacement du piston.

A partir de ces mesures, il est possible de définir un modèle empirique d'évolution du coefficient  $b$  en fonction de la vitesse. [Justiz, 2004] propose par exemple de définir une loi de calcul des efforts visqueux de la forme  $F_v = \sigma \sqrt{n} \cdot |v|^{n-1} \cdot v$  où  $n$  et  $\sigma$  sont des paramètres à identifier à partir des mesures effectuées. Ceci peut être particulièrement pertinent dans une démarche de modélisation destinée à la mise en place de modèles de simulation complexes. Notre modèle étant destiné à la synthèse de loi de commande, c'est bien la simplicité qui est fondamentale, nous choisissons donc de négliger la dépendance de  $b$  à la vitesse et de choisir une valeur médiane  $b_0 = \frac{b(v)_{max} + b(v)_{min}}{2} = 1100 \text{ N/(m/s)}$ .

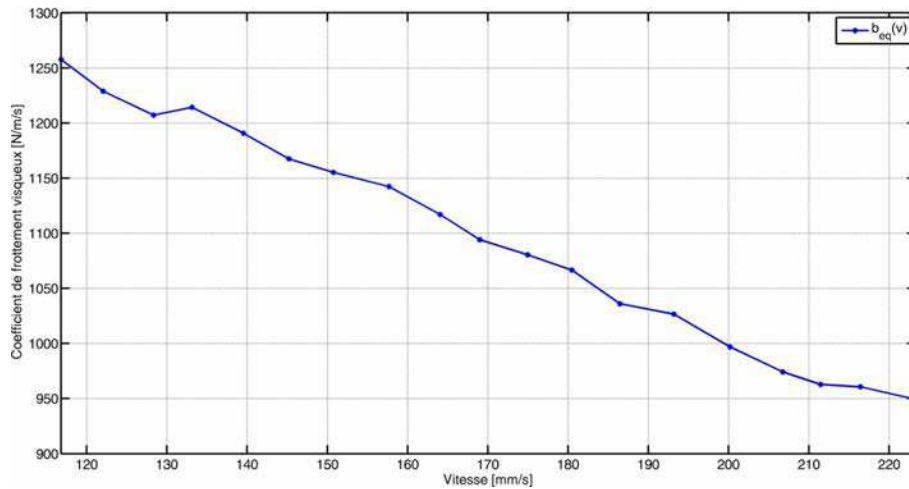


FIGURE 2.32 – Valeur du coefficient de frottement visqueux en fonction de la vitesse.

### Identification en charge

Dans un second temps nous procédons à l'identification des paramètres mécaniques pour une pleine charge de la partie mobile (cf. figure 2.33). Onze plaques d'acier d'une masse d'environ 20 kg sont rajoutées sur le chariot du banc d'essais. Comme précédemment, un essai sur une trajectoire sinusoïdale est effectué (cf. figure 2.34). L'identification donne une masse de 250.5 kg, soit 19.6 kg par plaque d'acier. Le paramètre de frottement visqueux est identifié à une valeur de  $1221N/(m/s)$  ce qui est raisonnablement proche de la valeur  $b_0$  définie précédemment.

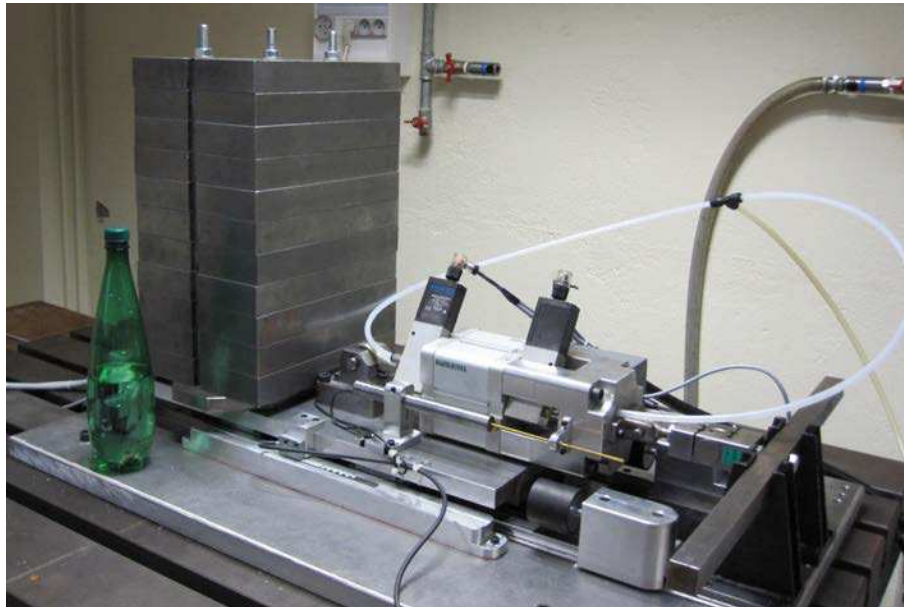


FIGURE 2.33 – Image du banc d'essais au maximum de son chargement.

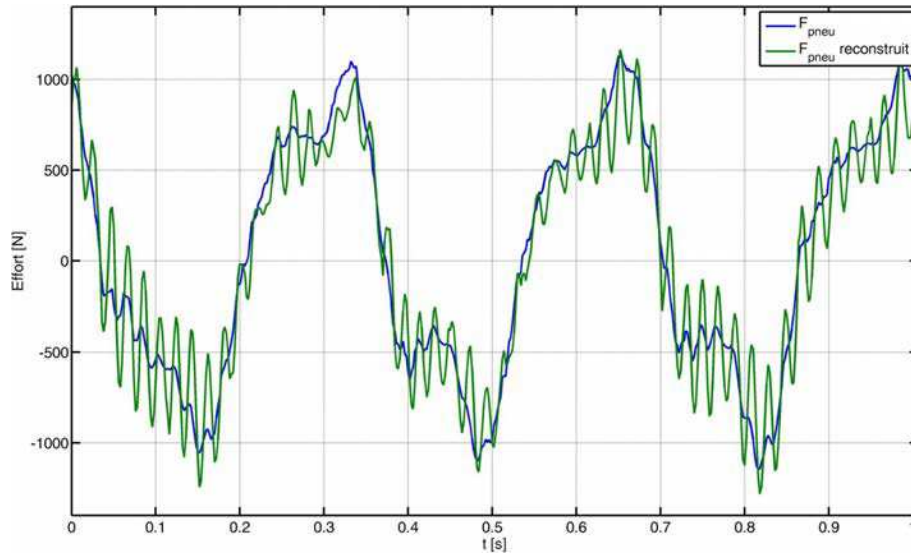


FIGURE 2.34 – Comparaison entre la mesure d'effort pneumatique et sa reconstruction théorique à partir de l'identification lors de l'essai à charge réelle maximale.

### Identification dans le cas d'un chargement par le moteur linéaire

Dans cette section nous allons identifier les paramètres mécaniques du banc d'essais lorsqu'il est chargé selon la méthodologie de chargement "virtuel" défini dans la section 2.3.6 page 58. Dans un premier temps une masse de 500 kg est ajoutée à la charge réelle maximale de 250.5 kg par l'intermédiaire du moteur linéaire grâce à un **retour de mesure d'accélération**. La trajectoire est sinusoïdale et de fréquence 2 Hz. La figure 2.35 montre la consigne d'effort calculée à partir de la mesure d'accélération et imposée au moteur électrique au cours de l'essai.

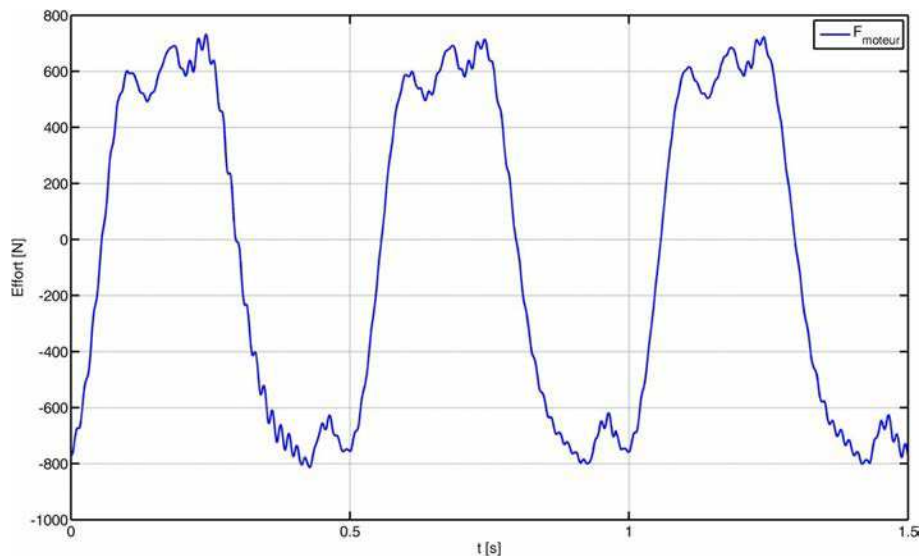


FIGURE 2.35 – Consigne d'effort imposée au moteur pour charger le système de 500 kg au cours du suivi de trajectoire sinusoïdale.

L'identification au sens des moindres carrés présentée précédemment conduit à une masse

de 765.0 kg et à un coefficient de frottement visqueux de 1251 N/(m/s). La validation de ces paramètres est présentée figure 2.36.

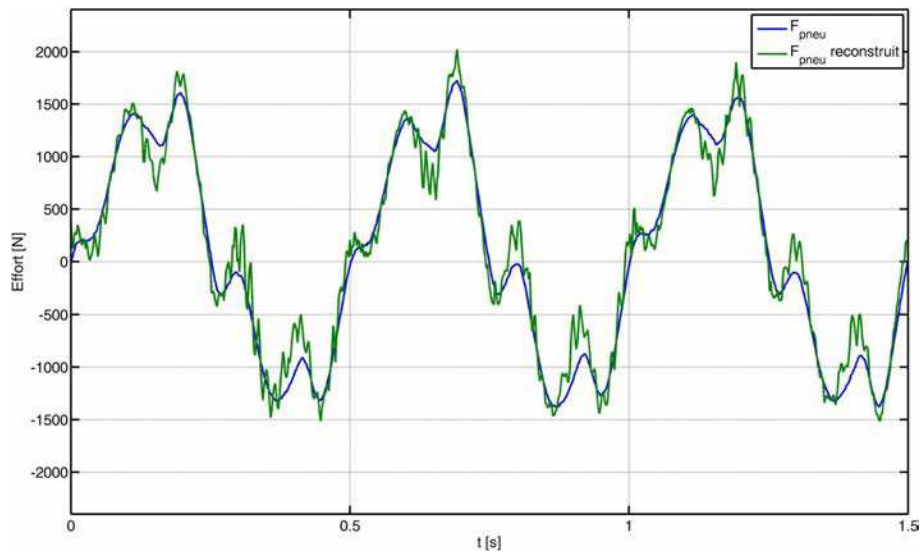


FIGURE 2.36 – Comparaison entre la mesure d'effort pneumatique et sa reconstruction théorique à partir de l'identification lors de l'essai à charge maximale + 500 kg appliqués par le moteur linéaire.

Lors de l'essai suivant, le système est cette fois chargé à hauteur de 750 kg par le moteur électrique en utilisant **la consigne d'accélération**. En effet, comme expliqué section 2.3.6, pour une valeur aussi importante de masse, l'utilisation de la mesure de l'accéléromètre entraîne des oscillations à hautes fréquences rendant le système inutilisable. La figure 2.37 montre la consigne d'effort moteur imposée. Il est à noter que contrairement au chargement précédent (cf. figure 2.35), l'effort est cette fois-ci parfaitement sinusoïdal (conformément à la trajectoire) ce qui réduit le réalisme de cette masse virtuelle rajoutée. L'identification donne cette fois une masse totale de 1026 kg et un coefficient de frottement visqueux de 1067 N/(m/s). La validation de cette identification est proposée figure 2.38.

Les oscillations de l'effort reconstruit, qui semblent augmenter avec la masse de la charge, sont essentiellement dues aux oscillations mesurées par l'accéléromètre. Celles-ci montrent la difficulté pour un correcteur linéaire simple de convenablement contrôler le système lorsqu'il possède une très grande masse. En outre, malgré l'importante masse du marbre support du banc d'essais, l'ampleur des efforts mis en jeu entraîne l'excitation du mode du bâti qui est mesuré uniquement par l'accéléromètre. Afin de s'affranchir de cette vibration parasite, il serait possible d'exploiter un second accéléromètre fixé sur le bâti pour corriger la mesure d'accélération (soustraction des deux mesures) ou de remplacer l'accéléromètre par une dérivation robuste de la position  $y_t$ . Quoiqu'il en soit, ce phénomène n'affecte en rien l'identification par les moindres carrés qui "moyenne" sur l'ensemble de l'essai et par conséquent tient uniquement compte du fondamental basse fréquence des mesures et non des oscillations.

Le tableau résume les masses identifiées au cours des différents essais. Les mentions "à vide" et "charge complète" signifient respectivement qu'aucune plaque d'acier n'est ajoutée ou que la

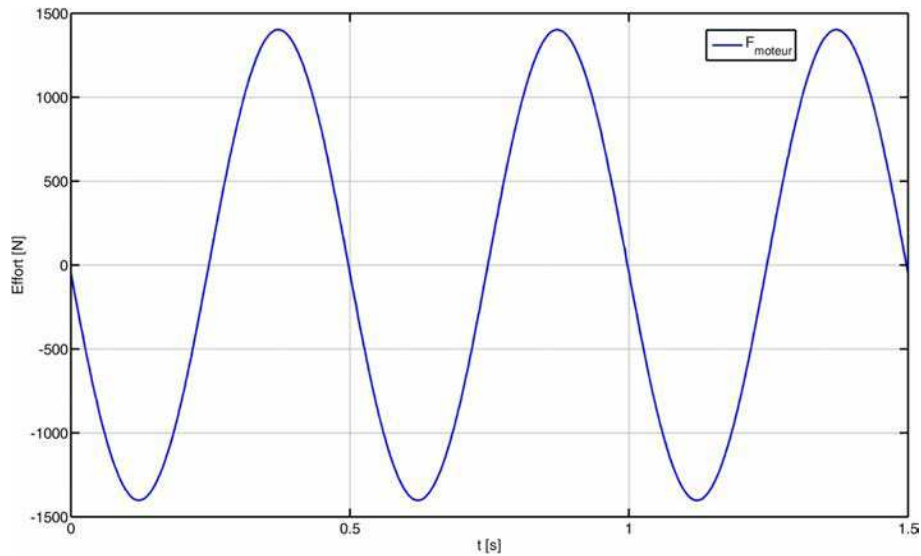


FIGURE 2.37 – Consigne d’effort imposée au moteur pour charger le système de 750 kg au cours du suivi de trajectoire sinusoïdale. Elle est parfaitement sinusoïdale car la consigne d’accélération est utilisée pour le calcul.

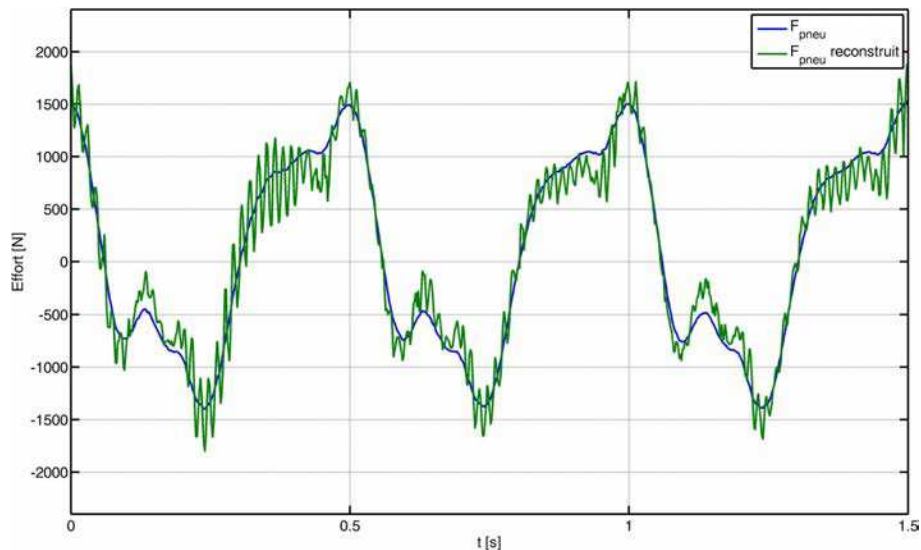


FIGURE 2.38 – Comparaison entre la mesure d’effort pneumatique et sa reconstruction théorique à partir de l’identification lors de l’essai à charge maximale + 750 kg appliqués par le moteur linéaire.

totalité des plaques est fixée sur la partie mobile du banc. Les valeurs identifiées sont cohérentes : les plaques d’acier permettent d’ajouter environ 215 kg (soit environ 19.6 kg par plaque) et le moteur électrique arrive efficacement à augmenter la masse de 500 puis 750 kg avec une précision convenable.

Enfin, lors du dernier essai, le chargement réel maximal est maintenu mais aucune masse virtuelle n’est appliquée. En revanche le frottement visqueux est augmenté par l’intermédiaire du moteur plat à hauteur de  $b_{vir} = 2000 \text{ N}/(\text{m}/\text{s})$ . La consigne d’effort imposé au moteur dans ce cas est représenté figure 2.39. L’identification par les moindres carrés donne les valeurs  $M = 250.2$

Charge réelle	Charge virtuelle [kg]	$\hat{M}$ [kg]
à vide	0	35
charge complète	0	250.5
charge complète	500	765
charge complète	750	1026

Tableau 2.5 – Identification de la masse selon le chargement.

kg et  $b = 2984.1$  N/(m/s). Ce résultat correspond à une augmentation d'environ 1800 N/(m/s) par rapport à la valeur moyenne du coefficient de frottement visqueux retenu précédemment. La figure 2.40 montre la reconstruction de l'effort pneumatique avec les paramètres ainsi estimés.

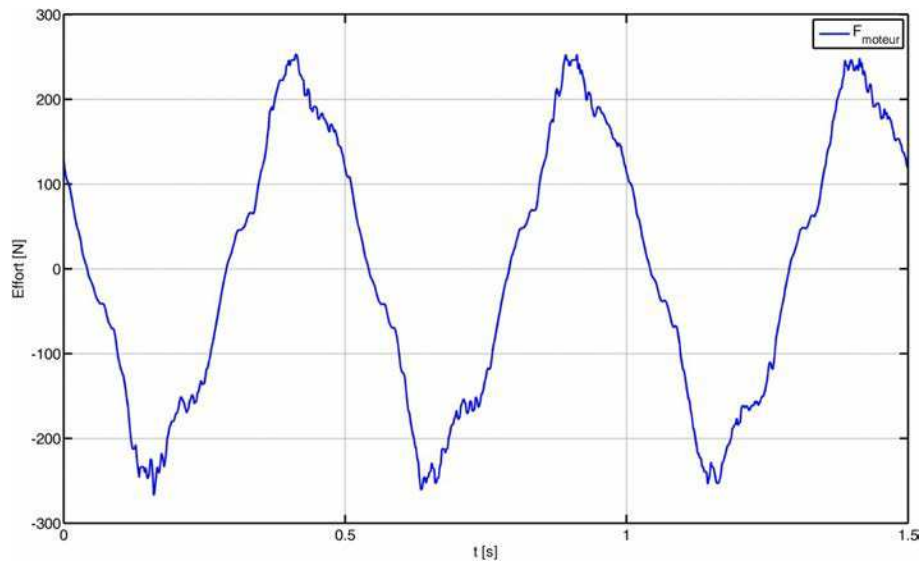


FIGURE 2.39 – Consigne d'effort imposée au moteur pour ajouter un frottement visqueux de 2000 N/(m/s) à la charge.

#### 2.5.4 Identification de la raideur d'ancrage

Le dernier paramètre mécanique qu'il convient d'identifier est la raideur d'ancrage équivalente  $K_{eq}$ . Pour ce faire, nous procédons à un essai statique. En effet, selon l'équation (2.8), la déformation due à la raideur est la différence entre la position du piston vis-à-vis de la partie fixe du vérin  $y$  et la position du piston vis-à-vis du bâti  $y_t$ . Par conséquent la raideur équivalente peut être caractérisée de la façon suivante :

$$K_{banc} = \frac{F_{pneu} - F_{frot}(v)}{y - y_t} \quad (2.28)$$

La valeur de l'effort pneumatique peut être calculée en temps réel par l'intermédiaire de la mesure des pressions des chambres et  $F_{frot}(v)$  par l'intermédiaire du modèle de frottement préalablement identifié. Pour autant, le terme  $F_{pneu} - F_{frot}(v)$  de l'expression (2.28) peut également être directement mesuré par le capteur d'effort ce qui permet de s'affranchir des erreurs commises



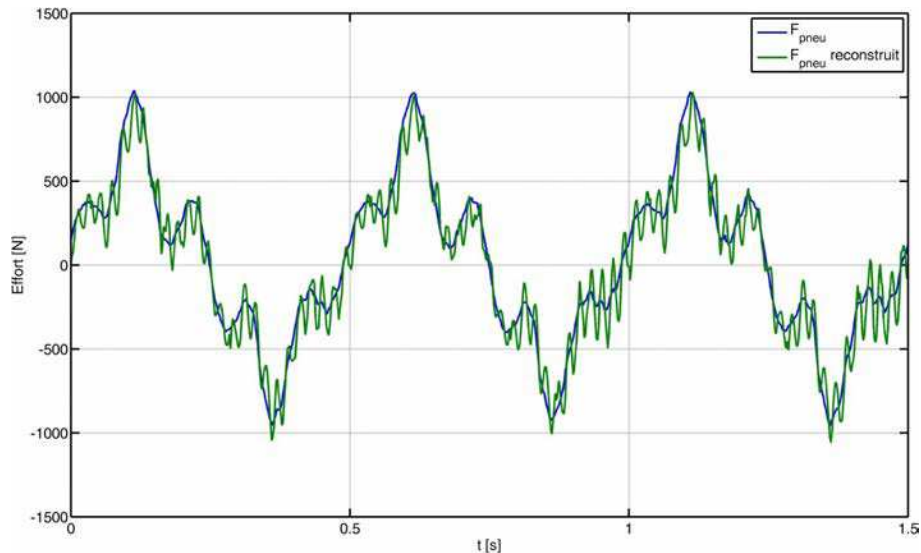


FIGURE 2.40 – Comparaison entre la mesure d’effort pneumatique et sa reconstruction théorique à partir de l’identification lors de l’essai à charge maximale et un frottement visqueux virtuel de 2000 N/(m/s) créé par le moteur linéaire.

dans la modélisation des frottements pour la caractérisation de la raideur. Afin que l’expression (2.28) permette de déterminer efficacement la raideur totale du banc il faut donc disposer des mesures des deux positions  $y$  et  $y_t$  pour un effort pneumatique non nul entraînant la déformation de la barre soit  $y \neq y_t$ .

La même régulation sommaire présentée dans la section précédente est utilisée : le piston est cette fois astreint à demeurer en une position constante. Par l’intermédiaire du moteur linéaire, une perturbation constante  $F_{ext}$  est imposée au système. Après un bref transitoire, le piston se stabilise en une position d’équilibre. La déformation de la barre peut alors être mesurée et, à partir de la mesure de l’effort s’exerçant sur elle, sa raideur.

Les courbes 2.41 et 2.42 montrent la déformation de la barre pour des efforts variant entre - 1200 et + 1200 N pour deux réglages de la barre de flexion correspondant à deux positions différentes des encastremets. Les essais sont volontairement effectués pour des valeurs de raideur relativement faibles afin d’obtenir des déformations de la barre suffisamment importantes pour être convenablement mesurées par les capteurs.

En utilisant les valeurs de déformation, il est alors possible de calculer le paramètre de raideur à partir de (2.28). Ces résultats sont présentés dans la figure 2.43

La raideur n’est pas totalement indépendante de l’effort appliqué, ceci peut s’expliquer de plusieurs façons :

- certains aspects non-linéaires du comportement de la barre de raideur peuvent ne pas être convenablement modélisés par la théorie des poutres présentée section 2.7 ;
- de même, le capteur d’effort peut avoir un comportement différent de celui d’un ressort simple comme annoncé par le constructeur ;
- les caractérisations effectuées pour des grandes raideurs et des petites forces manquent de précision du fait des faibles déplacements engendrés qui sont plus difficiles à mesurer.

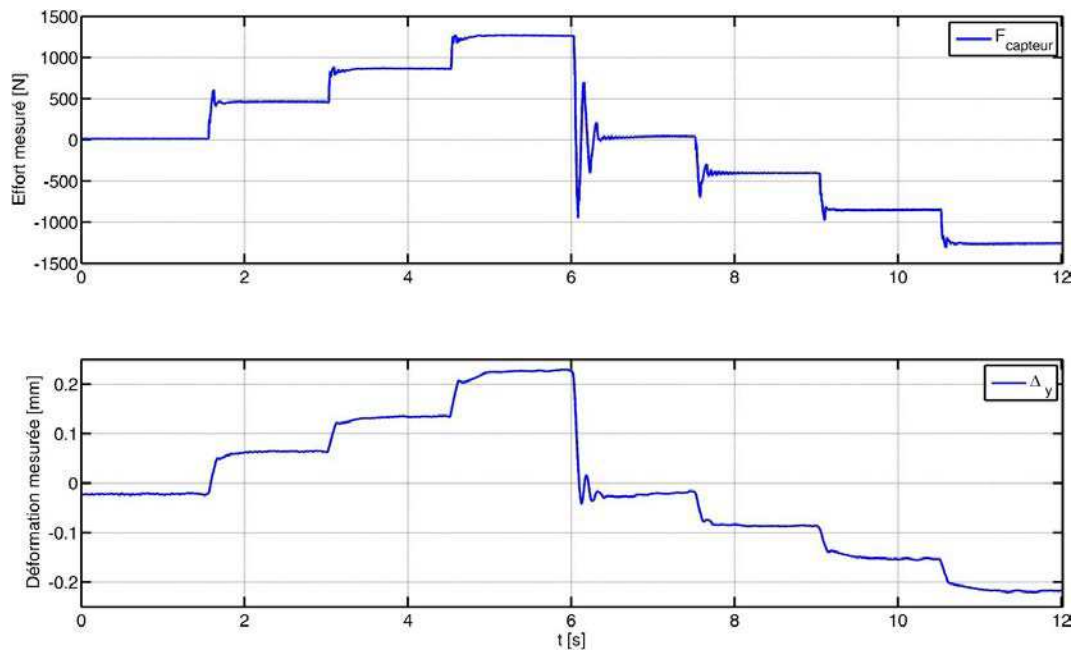


FIGURE 2.41 – Déformation entraînée par un effort variable pour une distance entre les encastements de 26 cm.

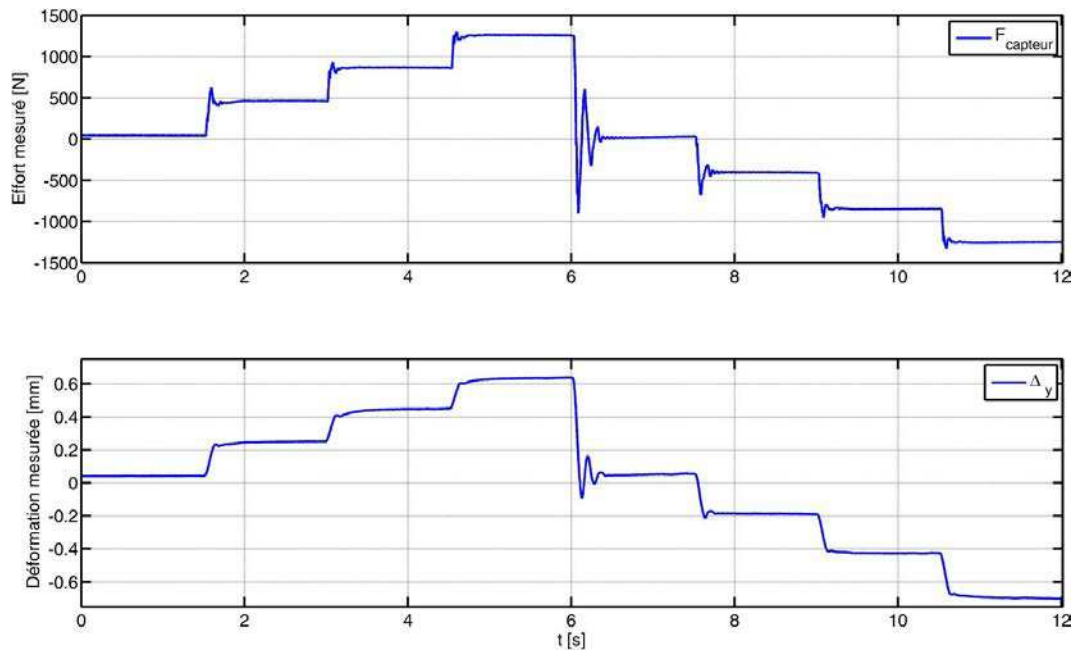


FIGURE 2.42 – Déformation entraînée par un effort variable pour une distance entre les encastements de 51 cm.

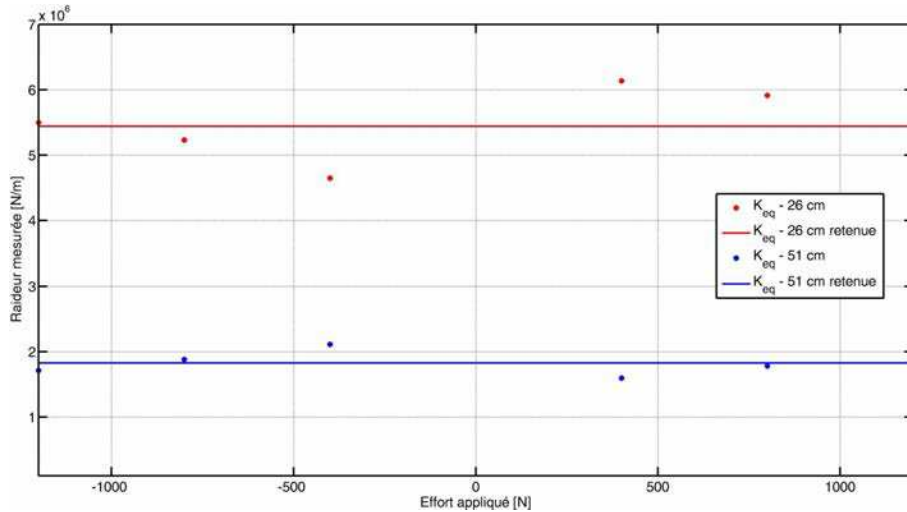


FIGURE 2.43 – Valeur de la raideur en fonction de l’effort appliqué pour les deux distances entre les encastremets de la barre de flexion.

Le tableau 5.5 résume les valeurs de raideur retenues pour les deux réglages de la barre. Elles sont obtenues par une simple moyenne des mesures effectuées.

Longueur [cm]	$K_{banc}$ [N/m]
26	$5.4 \times 10^6$
51	$1.8 \times 10^6$

Tableau 2.6 – Caractéristiques de la raideur totale du banc en fonction de la distance entre les plots de fixation de la barre.

Ces mesures correspondent donc à la raideur d’ancrage totale du banc dont l’expression est la suivante :

$$K_{banc} = \frac{1}{\frac{1}{K_{inc}} + \frac{1}{K_{barre}}} \quad (2.29)$$

Par conséquent, en supposant les valeurs théoriques de raideur de la barre de flexion comme correctes, il est possible de recalculer la raideur inconnue  $K_{inc}$  :

$$K_{inc} = \frac{1}{\frac{1}{K_{banc}} - \frac{1}{K_{barre}}} \quad (2.30)$$

Le tableau 2.7 donne la valeur de la raideur non-modélisée  $K_{inc}$  recalculée pour les deux réglages de la barre de flexion.

La valeur de la raideur non modélisée  $K_{inc}$  est donc sensiblement constante (10 % d’écart entre les deux valeurs). Nous choisissons donc la valeur moyenne  $K_{inc} = 7.3 \times 10^6 \text{ N/m}$  comme valeur de référence de la raideur constante en série avec la raideur réglable de la barre de flexion. En conclusion, la raideur totale du banc pourra donc se calculer de la façon suivante :

Longueur [cm]	$K_{barre}$ théorique [N/m]	$K_{banc}$ mesurée [N/m]	$K_{inc}$ calculée [N/m]
26	$1.87 \times 10^7$	$5.4 \times 10^6$	$7.68 \times 10^6$
51	$2.47 \times 10^6$	$1.8 \times 10^6$	$6.98 \times 10^6$

Tableau 2.7 – Caractéristiques de la raideur variable en fonction de la distance entre les encastres de la barre.

$$K_{banc} = \frac{1}{\frac{1}{7.3 \times 10^6} + \frac{L^3}{4.E.a^4}} \quad (2.31)$$

Il va de soi que cette méthodologie d'identification offre un niveau de précision faible sur cette valeur de raideur. L'objectif est uniquement de fixer les ordres de grandeurs et non de permettre un réglage fin de la raideur d'ancrage, ce paramètre n'étant de toute façon que rarement précisément connu sur les systèmes réels.

## 2.6 Conclusion

L'ensemble des essais présentés dans cette section a permis d'évaluer la totalité des paramètres manquants du modèle de commande. Leurs valeurs sont rappelées dans le tableau 2.8.

Paramètre	Valeur
$M$ (à vide)	35 kg
$M$ (pleine charge)	250 kg
$b$	1100 N/(m/s)
$F_s$	70.5 N
$k$	1.15

Tableau 2.8 – Paramètres du modèle de commande identifiés sur le banc d'essais.

En outre, ces essais ont permis de confirmer la fiabilité des caractéristiques des servodistributeurs obtenues par la méthodologie de charge/décharge isotherme pour modéliser les débits massiques entrant ou sortant de chacune des deux chambres. Ce résultat traduit également le montage convenable des préactionneurs (fuites limitées) mais souligne l'importance de la dispersion des caractéristiques de ces systèmes. La méthodologie de caractérisation innovante opérée sur le banc a en effet permis d'identifier un phénomène de "décalage du zéro" sur l'un des servodistributeurs qui aurait pu grandement dégrader les performances du système complet. Une fois ce défaut corrigé, les deux servodistributeurs montrent (dans le domaine d'étude) un comportement suffisamment proche de la caractéristique obtenue par charge/décharge isotherme pour que cette dernière soit retenue comme données de travail.

Le principe de la modification des caractéristiques de la charge (en terme de masse et de frottement visqueux) par l'utilisation du moteur plat a également pu être démontré, les réglages de masse et de coefficient de frottement visqueux sont précisément respectés. Toutefois l'im-

possibilité de procéder à un calcul de l'effort moteur par retour de mesure d'accélération pour des valeurs de masses très importantes (typiquement supérieures à 500 kg) est une limitation importante qui requiert une étude dédiée.

Enfin, le principe du réglage de la raideur d'ancrage par une barre de flexion a également pu être évalué. La variation de la longueur de la barre entre les encastres permet bien de régler la raideur et les mesures effectuées sont cohérentes avec la théorie des poutres. Il est tout de même important de noter que la raideur intrinsèque du banc (celle qui ne dépend pas de la barre) est naturellement assez faible (de l'ordre de  $7.3 \times 10^6$  N/m) ce qui limite la valeur de raideur équivalente globale. Afin d'augmenter la raideur du banc, il pourrait être pertinent de changer de capteur d'effort (voire de le supprimer le cas échéant) et d'étudier précisément chaque partie du banc (en partie les deux encastres supportant la barre de flexion) afin de limiter les déformations parasites. Enfin, le principe même de réglage de la raideur par déplacement des plots de fixation est difficile : il requiert le démontage d'une partie du banc et par la suite un recalage des capteurs de position. Une solution alternative permettant un réglage simple, précis et rapide est indispensable si des essais doivent être conduits pour des variations de raideur très fréquentes.

La capacité de réglage de la charge du banc d'essais décrit dans ce chapitre sera en particulier exploitée au chapitre 5 sur la problématique du contrôle de vecteur de poussée d'un nanolanceur. Le moteur plat sera notamment utilisé pour augmenter très fortement la masse (jusqu'à 1500 kg) et le frottement sec. En outre, il permettra de générer un effort aérodynamique calculé en temps réel.

Dans le chapitre suivant, nous compléterons ce modèle de commande (dont les paramètres sont désormais tous connus) par un modèle inverse des servodistributeurs. Une étude basée sur une analogie avec les systèmes électriques triphasés sera menée afin de donner au modèle une forme exploitable en synthèse de commande. L'aspect multi variables et multi objectifs de l'actionneur sera étudié et des applications concrètes seront proposées.

## Chapitre 3

# Avancées dans la commande multi-objectifs des actionneurs électropneumatiques

### Remarques préliminaires sur les notations

Il est à noter que dans l'intégralité de ce chapitre, nous ne nous intéresserons qu'à la position  $y$  du piston par rapport au corps du vérin et non à la position  $y_t$  du piston par rapport au bâti. C'est pour cette raison que la raideur du banc  $K_{eq}$  n'intervient dans aucune des équations présentées.

### 3.1 Introduction

Avec le développement des techniques avancées de commandes non-linéaires, les applications à la commande des actionneurs électropneumatiques se sont multipliées.

#### Utilisation d'un retour linéarisant

La première approche non-linéaire permettant de traiter la commande d'un actionneur électropneumatique est d'appliquer la technique du retour linéarisant [Isidori, 1989]. La loi de commande ainsi définie transforme le système non-linéaire en deux parties distinctes : une cascade d'intégrateurs et un sous-système non observable.

Cette méthodologie a été appliquée avec succès dès 1991 [Richard and Scavarda, 1991] sur un axe pneumatique rotatif. Le même principe a ensuite été transféré à un vérin linéaire et la stabilité locale du sous-système a pu être démontrée [Brun et al., 1999c],[Yin and Wang, 2009], la stabilité globale restant un problème ouvert. Appliqué à un problème de suivi de trajectoire et comparé aux commandes linéaires traditionnelles [Brun et al., 1999a], ce type de commande montre des performances nettement supérieures, notamment en termes de précision de suivi en position et de répétabilité. Par ailleurs, les problèmes de "redécollage" [Brun et al., 1999b] sont notablement réduits. Les auteurs soulignent tout de même le problème posé par la nécessité

d'équiper le vérin de deux capteurs de pression et la relative complexité de synthèse. La démarche peut être étendue [Wang et al., 2007a] au modèle multivariable.

Une approche basée sur la platitude [Fliess et al., 1995] a également été introduite. Le vecteur défini par une pression et la position définissant une sortie plate [Brun and Thomasset, 1999], il est possible de reconstruire la commande à partir de leurs valeurs et leurs dérivées successives. Par définition de la platitude, le système ainsi commandé est globalement asymptotiquement stable. En planifiant convenablement la trajectoire de pression, [Brun, 1999] montre que la consommation énergétique peut être diminuée de moitié sans détériorer la qualité du suivi de position et de vitesse.

### Commande par modes glissants

La commande par modes glissants [Utkin, 1993] a été une avancée majeure des dernières décennies dans le domaine de la commande des systèmes non-linéaires. Par l'intermédiaire d'une commande discontinue, le système est astreint à "glisser" le long d'une surface spécifique du domaine d'utilisation. Les principaux intérêts de ce type de commandes sont une réponse très rapide et une très faible sensibilité aux variations de paramètres ou erreurs de modélisation. Le défaut majeur, systématiquement évoqué dans les publications sur le sujet ([Young et al., 1999] par exemple), est le phénomène dit de "chattering" ou "réticence", c'est-à-dire la tendance du système à "osciller" autour de la surface de glissement, superposant ainsi un déplacement rapide issu de la commande haute-fréquence au suivi lent de la surface de glissement. Le second reproche fait à cette commande concerne le "mauvais traitement" imposé aux actionneurs par une commande discontinue qui peut entraîner dans certains cas une baisse de la durée de vie ou de la fiabilité du système. Deux solutions principales à cette limite existent, la première consiste à modifier la commande discontinue par une fonction lisse qui assure une commutation progressive. Le phénomène de réticence est nettement atténué et les actionneurs sont sollicités de façon plus "douce" mais la précision et la robustesse s'en trouvent immanquablement dégradées. La seconde, plus récente, fait appel aux modes glissants d'ordre supérieur ([Bartolini et al., 1998] par exemple). En ne s'intéressant plus à la surface de glissement mais à ses dérivées d'ordre supérieur, un suivi largement plus précis de cette dernière est obtenu.

En 1994, les premières applications de la commande par modes glissants à la commande des vérins pneumatiques alimentés par des distributeurs proportionnels sont introduites [Bouri et al., 1994]. [Surgenor and Vaughan, 1997] et [Song and Ishida, 1997] proposent tous deux une commande par mode glissant d'ordre un. Ce dernier en démontre la stabilité par l'intermédiaire d'une fonction de Lyapunov. Dans les deux cas, une fonction "douce" de commutation est choisie pour limiter la réticence. En 2000, Richer propose [Richer and Hurmuzlu, 2000a, Richer and Hurmuzlu, 2000b] deux commandes en effort, en considérant dans un premier temps la dynamique du servodistributeur puis en la négligeant. [Željko et al., 2003] synthétise en 2003 une commande par mode glissant à partir du modèle linéarisé tangent.

Afin de limiter les problèmes de réticence, des commandes par modes glissants à l'ordre deux [Laghrouche et al., 2004a] puis à l'ordre trois [Laghrouche et al., 2004b] sont proposées.

Les auteurs insistent sur la très bonne robustesse vis-à-vis de la variation de la masse déplacée et signalent la nette réduction du bruit audible par rapport aux applications d'ordre un. [Girin et al., 2006] développe une loi de commande basée sur le mode glissant intégral du troisième ordre [Utkin and Shi, 1996]. L'intérêt de cette approche est de faire démarrer la trajectoire du système directement sur la surface de glissement.

Enfin, l'utilisation du modèle MIMO [Smaoui et al., 2005] permet de définir deux contrôleurs basés sur les modes glissants pour commander efficacement deux variables d'état, en l'occurrence, la position et l'une des deux pressions du vérin. L'ajout d'un degré de liberté permet par exemple d'envisager des lois de commande satisfaisant à un critère d'optimisation énergétique.

La comparaison de l'ensemble de ces techniques aux traditionnelles commandes linéaires (y compris à gains variables) [Girin et al., 2009] démontre une amélioration notable des performances. Un défaut important est tout de même évoqué : la consommation de fluide est largement augmentée par l'utilisation de ce type de commande. Les auteurs insistent sur l'importance de définir des surfaces de glissements intégrant la minimisation de la consommation d'énergie.

## **Backstepping**

La seconde grande avancée de la commande des systèmes non-linéaires de ces dernières années concerne le Backstepping [Kokotovic, 1992]. Il s'agit d'une méthode récursive : le principe est de stabiliser progressivement chacun des intégrateurs grâce à une fonction de Lyapunov. Malgré la forme inadaptée car non "strict feedback" du modèle multivariable de l'actionneur électropneumatique incluant le modèle de frottement non-linéaire de Tustin [Smaoui et al., 2006a], la technique du Backstepping permet de conclure sur la stabilité globale du système. Les performances statiques et dynamiques sont comparées à des résultats obtenus avec des techniques de commande linéaire et s'avèrent largement supérieures en termes de précision et de qualité de suivi. Comparé à une commande basée sur les modes glissants [Smaoui et al., 2006b], l'algorithme donne des résultats comparables en terme d'erreur de positionnement sans présenter le problème majeur de "chattering" propre aux modes glissants. Enfin, [Rao and Bone, 2008] applique le même principe en intégrant les erreurs de modélisation à la démonstration de stabilité. L'un des défauts majeurs des lois de commande issues de l'application du backstepping concerne la difficile interprétation physique des paramètres de commande.

## **Objectifs de la commande**

Le grand nombre de solutions proposées offre un panel très complet d'outils performants et fiables. Pourtant, l'utilisation de commandes multivariables ne se justifie généralement que par la démonstration de la stabilité asymptotique globale du système, délicate à obtenir en monovariable. Certaines propositions [Smaoui et al., 2005] et [Brun, 1999], par exemple, suggèrent le suivi d'une trajectoire de pression en plus de la trajectoire de position du piston afin de limiter la consommation d'air. Les résultats ne sont généralement proposés que pour une trajectoire de position spécifique et la démarche ne justifie pas réellement l'emploi de deux servodistributeurs indépendants. [Shen and Goldfarb, 2007] propose d'utiliser les deux degrés de liberté afin de



contrôler simultanément la raideur pneumatique du vérin (concept qui sera détaillé de façon approfondie dans le chapitre 4) et son effort pneumatique. La démarche est intéressante en théorie mais n'a pas d'application pratique évidente car, les deux grandeurs étant fondamentalement couplées, il n'est pas intuitif de définir un cahier des charges spécifiant à la fois une trajectoire d'effort et de raideur. Nous reviendrons plus particulièrement sur cette problématique au chapitre 4.

L'un des objectifs de ce travail de thèse est de mettre en évidence les deux degrés de liberté d'un actionneur électropneumatique et de définir une stratégie de commande permettant d'en tirer pleinement parti. Dans ce chapitre, nous précisons dans un premier temps le choix du modèle inverse des servodistributeurs permettant de considérer les débits massiques comme les entrées du système électropneumatique étudié. Nous introduisons une transformation de ces entrées nommée "transformée A-T" [Abry et al., 2013c], [Abry et al., 2013b] qui simplifie considérablement la synthèse de commande multivariable. Une première validation de celle-ci sera proposée en boucle ouverte. Dans un second temps, nous présenterons trois de ses applications : les lois de commande  $y - p_T$  et  $y - opti$  ainsi qu'un observateur de position à vitesse nulle.

## 3.2 Modèle inverse des servodistributeurs

L'ensemble des développements présentés dans ce qui suit amène à considérer les débits comme étant les entrées du système. Or, il va de soi que ce sont les commandes des servodistributeurs qui constituent les réels degrés de liberté de l'actionneur électropneumatique. Toute loi de commande synthétisée doit donc déboucher sur le calcul des tensions de commande à appliquer à ces pré-actionneurs. Pour ce faire, il est donc indispensable de déterminer un modèle inverse des servodistributeurs. Comme évoqué précédemment dans la section 1.3.2, sous réserve que la pression d'alimentation soit constante et que l'échappement se fasse à l'atmosphère, le débit massique d'un servodistributeur dépend à la fois de la commande qui lui est appliquée et de la pression de la chambre à laquelle il est relié. L'objectif du modèle inverse est donc de déterminer la commande permettant d'obtenir le débit massique désiré pour la pression de chambre mesurée.

Dans la mesure où nous disposons de résultats expérimentaux très complets sur le comportement des servodistributeurs utilisés (cf. section 1.3.2) et que ces données ont pu être spécifiquement confirmées sur le banc d'essais, il n'est pas judicieux d'utiliser un modèle d'écoulement thermodynamique difficilement paramétrable et il convient de s'orienter vers des solutions identifiées. La modélisation polynomiale identifiée a l'avantage de la simplicité de mise en œuvre et de l'efficacité en terme de temps de calcul [Belgharbi et al., 1999] mais n'est pas idéale dans le cas où le distributeur présente une importante zone morte comme c'est le cas dans notre application : il faudrait en effet identifier le comportement par morceaux et prendre en compte la discontinuité de commande des deux côtés de la zone morte. En outre, la progression permanente de la puissance de calcul des contrôleurs rend désormais le critère de temps de calcul peu pertinent dans la plupart des applications. Par conséquent l'approximation polynomiale n'est plus justifiée.

La solution retenue et mise en œuvre dans l'ensemble des applications présentées dans ce manuscrit consiste à directement calculer la tension de commande requise à partir d'une simple interpolation linéaire dans le tableau expérimental en trois dimensions (cf. figure 3.1). La seule condition nécessaire à sa mise en place est que les débits massiques issus de la caractérisation évoluent de façon strictement monotone vis-à-vis de la pression et de la tension de commande. Cette interpolation définit la fonction  $\psi(q_m, p)$  qui associe à une pression de chambre  $p$  la tension de commande  $u$  permettant d'obtenir le débit massique  $q_m$ .

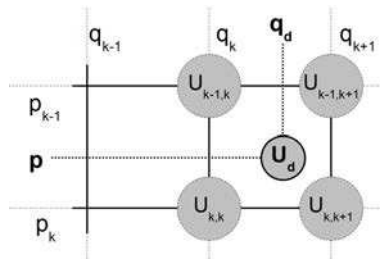


FIGURE 3.1 – Interpolation de la commande  $U_d$  permettant de générer le débit massique  $q_d$  dans une chambre de pression  $p$  à partir des valeurs voisines du tableau en trois dimensions (cf. figure 1.14 page 37).

Dans ce qui suit, sauf si une autre démarche est spécifiquement précisée, les commandes des servodistributeurs seront systématiquement calculées selon cette méthode à partir des consignes de débits massiques. Par conséquent, dans l'ensemble des développements de lois de commande proposées dans la suite de ce manuscrit, les débits massiques seront considérés comme étant les entrées du système.

La figure 3.2 montre le résultat de l'interpolation pour une pression de 5.7 bar et permet de comparer le résultat aux données de caractérisation disponibles pour 5.6 et 5.8 bar. Sur la figure 3.3 au contraire, le débit désiré est fixé et la tension de commande permettant de l'atteindre est calculée par interpolation pour l'ensemble des pressions de travail (1 à 7 bar absolu).

Il est à noter que lorsque le débit désiré ne peut pas être atteint dans la gamme de tension de commande admise, la tension est saturée à la limite correspondante (0 ou 10 V).

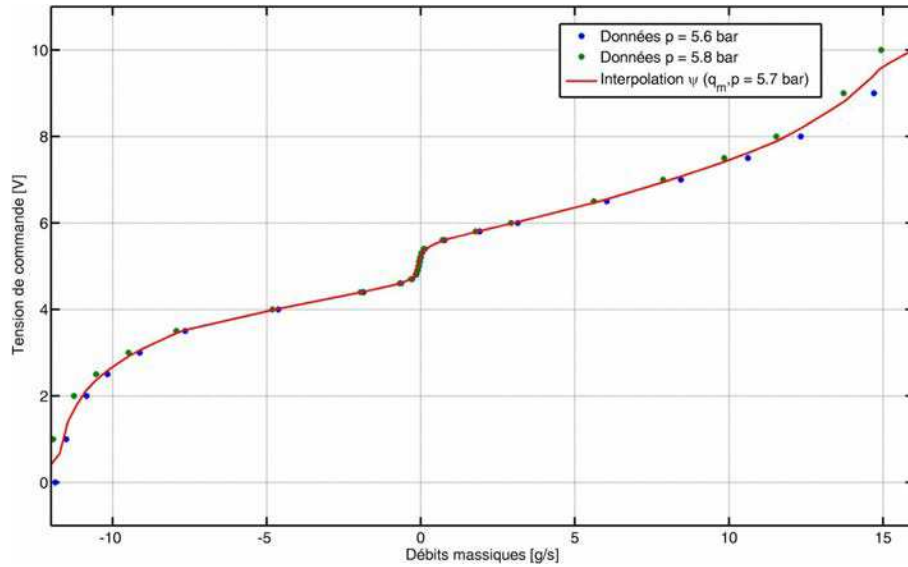


FIGURE 3.2 – Comparaison entre les données expérimentales et l'interpolation linéaire.

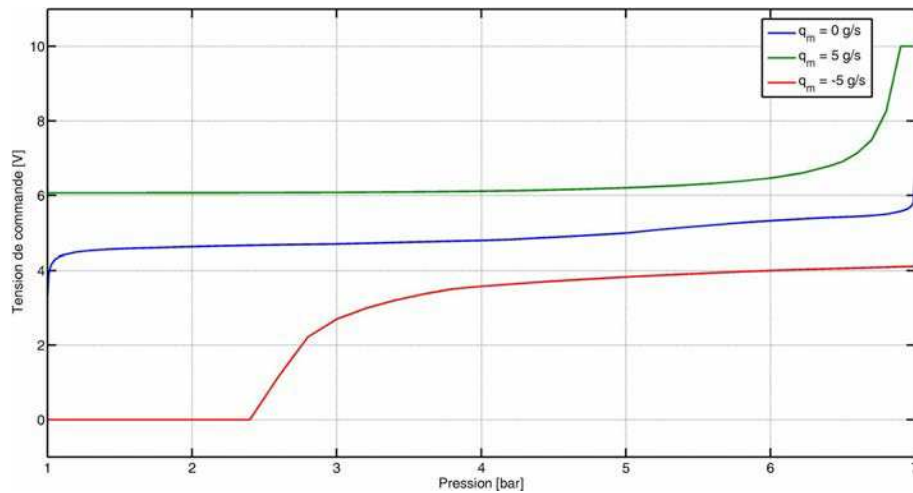


FIGURE 3.3 – Calcul de la tension de commande  $\psi(q_m, p)$  pour trois consignes de débit massique  $q_m$ .

### 3.3 La transformée A-T

#### 3.3.1 Introduction : la transformée de Park

Afin d'introduire la "transformée A-T" développée lors de ces travaux de thèse, voici un bref résumé du principe de la transformée de Park [Leonhard, 1990] très largement utilisée dans l'étude et la commande des systèmes électriques triphasés.

Le contrôle des moteurs électriques triphasés offre en théorie trois entrées : les trois tensions que nous nommerons  $V_a$ ,  $V_b$  et  $V_c$ . Ces tensions sont générées par une méthode de hachage type "MLI" (pour "Modulation de Largeur d'Impulsion") à partir d'une tension continue (batteries, tension secteur redressée...) afin de contrôler le comportement du moteur par l'intermédiaire des trois courants de lignes correspondants :  $I_a$ ,  $I_b$  et  $I_c$ . A priori le système propose donc trois

degrés de liberté. Une première contrainte est imposée en considérant que le système de tension doit être équilibré, c'est à dire que :  $V_a + V_b + V_c = 0$ . Ceci permet notamment de créer un neutre virtuel en reliant les trois phases. Le système n'a donc en réalité que deux degrés de liberté.

Dans le cas d'un moteur synchrone à aimants permanents par exemple, la tension triphasée est appliquée sur les enroulements du stator qui produisent un champ magnétique. L'objectif principal de la commande est alors de synchroniser le champ magnétique afin qu'il entraîne les aimants permanents du rotor et crée ainsi un couple électromagnétique.

Le champ magnétique peut alors être divisé en deux composantes : l'une est perpendiculaire au champ magnétique de l'aimant permanent : elle produit donc le couple électromagnétique. L'autre, à l'inverse, est colinéaire au champ de l'aimant et n'induit donc pas de couple électromagnétique, il peut par contre influencer sur le flux de l'aimant en l'augmentant ou le diminuant selon l'application désirée.

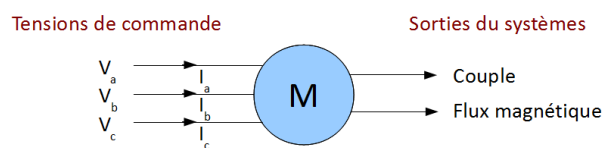


FIGURE 3.4 – Entrées/sorties d'un moteur synchrone à aimants permanents

Le principe de la transformée introduite par Park en 1929 est de projeter ces trois tensions sur le repère tournant du rotor afin de faire apparaître de façon explicite les deux degrés de liberté du système. Ceci est fait par l'intermédiaire de la matrice de passage suivante :

$$A_{abc \rightarrow dq}(\theta) = \sqrt{\frac{2}{3}} \cdot \begin{bmatrix} \cos(\theta) & \cos(\theta - \frac{2\pi}{3}) & \cos(\theta + \frac{2\pi}{3}) \\ -\sin(\theta) & -\sin(\theta - \frac{2\pi}{3}) & -\sin(\theta + \frac{2\pi}{3}) \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

Où  $\theta$  représente la position angulaire du rotor. Nous pouvons alors calculer :

$$\begin{bmatrix} V_d \\ V_q \end{bmatrix} = A_{abc \rightarrow dq} \cdot \begin{bmatrix} V_a \\ V_b \\ V_c \end{bmatrix} \quad \text{et} \quad \begin{bmatrix} I_d \\ I_q \end{bmatrix} = A_{abc \rightarrow dq} \cdot \begin{bmatrix} I_a \\ I_b \\ I_c \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

Cette transformée introduit donc deux tensions virtuelles  $V_d$  et  $V_q$ . Chacune d'entre elles contrôle les courants virtuels  $I_d$  et  $I_q$  (même s'il existe en réalité un certain couplage entre ces grandeurs lorsque le rotor tourne) qui produisent respectivement les composantes du champ magnétique colinéaire et orthogonale au champ du rotor. Par conséquent,  $V_d$  (par l'intermédiaire de  $I_d$ ) commande le flux du rotor et permet donc d'augmenter ou diminuer le champ magnétique de l'aimant (par exemple pour les applications de défluxage permettant d'augmenter la vitesse maximale du moteur) et  $V_q$  (par l'intermédiaire de  $I_q$ ) commande le couple électromagnétique généré par le moteur. Les tensions et courants réels peuvent être calculés à partir de leurs composantes dans le repère de Park en utilisant la transformée inverse suivante :

$$A_{dq \rightarrow abc}(\theta) = \sqrt{\frac{2}{3}} \cdot \begin{bmatrix} \cos(\theta) & -\sin(\theta) \\ \cos(\theta - \frac{2\pi}{3}) & -\sin(\theta - \frac{2\pi}{3}) \\ \cos(\theta + \frac{2\pi}{3}) & -\sin(\theta + \frac{2\pi}{3}) \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

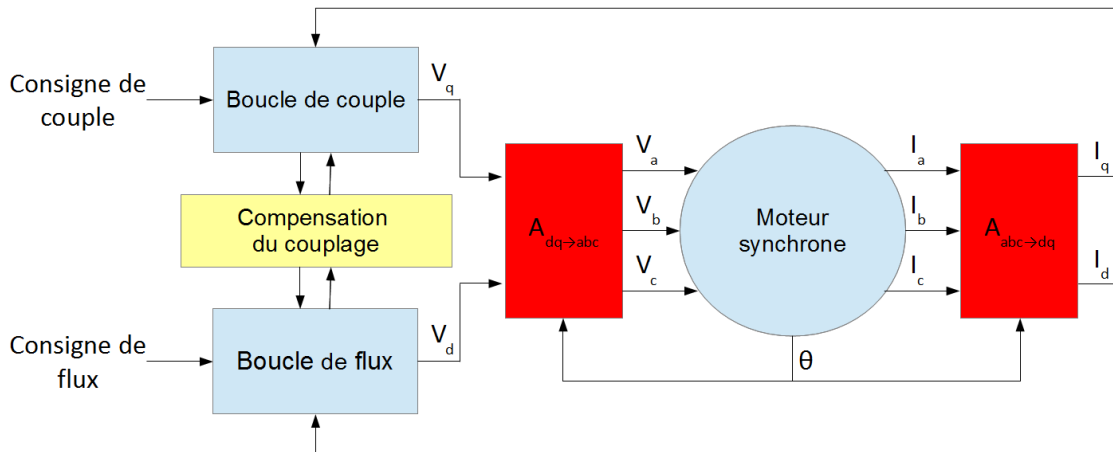


FIGURE 3.5 – Principe simplifié d'une loi de commande d'un moteur synchrone exploitant la transformée de Park

L'objectif de la transformée A-T, présentée dans la section suivante, est similaire à celui de la transformée de Park, c'est-à-dire de faire apparaître les composantes indépendantes de la commande et d'étudier les phénomènes physiques qu'elles contrôlent.

### 3.3.2 Définition de la transformation A-T

Il n'existait pas, jusqu'à présent, d'équivalent à la transformée de Park dans le domaine pneumatique : les débits massiques  $q_{mP}$  et  $q_{mN}$  sont généralement utilisés pour contrôler respectivement les pressions  $p_P$  et  $p_N$  des chambres du vérin de la même façon que les tensions  $V_A$ ,  $V_B$  et  $V_C$  seraient utilisées pour contrôler les courants  $I_A$ ,  $I_B$  et  $I_C$  d'un moteur triphasé. De la même façon, dans la mesure où la régulation de pression n'est généralement pas l'objectif final de la commande d'un actionneur électropneumatique, il peut être intéressant de procéder à un choix d'entrées alternatives. L'objectif est alors d'obtenir deux commandes contrôlant deux sorties réellement importantes pour le respect d'un cahier des charges comme cela se fait dans le repère de Park. Nous définissons donc, dans ce qui suit, la transformée A-T. Celle-ci vise à distinguer les deux dynamiques fondamentales qui s'opèrent au sein d'un actionneur électropneumatique : la pressurisation différentielle qui conduit à un effort pneumatique et la pressurisation symétrique.

Pour ce faire, nous introduisons deux débits massiques virtuels  $q_{mA}$  et  $q_{mT}$ . Ils peuvent être calculés à partir des débits massiques réels de la façon suivante :

$$\begin{bmatrix} q_{m_A} \\ q_{m_T} \end{bmatrix} = \Lambda(y) \cdot \begin{bmatrix} q_{m_P} \\ q_{m_N} \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

avec la matrice de transformation suivante :

$$\Lambda(y) = V_0 \cdot \begin{bmatrix} \frac{1}{V_P} & -\frac{1}{V_N} \\ \frac{1}{V_P} & \frac{1}{V_N} \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

Elle ne dépend que de la position et son déterminant s'exprime de la façon suivante :

$$\det(\Lambda(y)) = \frac{2 \cdot V_0^2}{V_P(y) \cdot V_N(y)} \neq 0 \quad \forall y \in ]-\frac{l}{2}, \frac{l}{2}[ \quad (3.6)$$

Nous rappelons que la stricte positivité des volumes  $V_P$  et  $V_N$  est assurée par l'existence d'un volume mort dans chaque chambre. D'après (3.6) la matrice est donc inversible pour toute position du piston.

Nous pouvons alors calculer la matrice inverse permettant de calculer les débits massiques réels  $q_{m_P}$  et  $q_{m_N}$  à partir des débits massiques virtuels  $q_{m_A}$  et  $q_{m_T}$  :

$$\Lambda(y)^{-1} = \frac{1}{2 \cdot V_0} \cdot \begin{bmatrix} V_P & V_P \\ -V_N & V_N \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

Comme évoqué précédemment, l'effort pneumatique du piston est directement proportionnel au différentiel de pression  $\Delta p$  qui s'exprime de la façon suivante :

$$\Delta p = p_P - p_N \quad (3.8)$$

Sa dérivée peut être calculée en combinant l'équation (3.4) et le modèle de commande du vérin (1.22) :

$$\frac{d\Delta p}{dt} = -k \cdot S \cdot v \cdot \left( \frac{p_P}{V_P} + \frac{p_N}{V_N} \right) + \frac{k \cdot r \cdot T}{V_0} \cdot q_{m_A} \quad (3.9)$$

La pression moyenne du vérin  $p_T$ , elle, peut évoluer sans modifier l'effort pneumatique, elle peut être calculée de la façon suivante :

$$p_T = \frac{p_P + p_N}{2} \quad (3.10)$$

Sa dérivée s'obtient en combinant (1.22) et (3.4) :

$$\frac{dp_T}{dt} = -\frac{k \cdot S \cdot v}{2} \cdot \left( \frac{p_P}{V_P} - \frac{p_N}{V_N} \right) + \frac{k \cdot r \cdot T}{2 \cdot V_0} \cdot q_{m_T} \quad (3.11)$$

D'après les équations (3.9) et (3.11),  $q_{m_A}$  agit uniquement sur le différentiel de pression  $\Delta p$ . De fait, nous nommons cette entrée virtuelle *le débit massique actif* qui contrôle l'effort pneuma-

tique du vérin. A l'inverse,  $q_{mT}$  ne peut entrainer qu'une pressurisation symétrique des chambres, sans modifier l'effort pneumatique, et, par conséquent, correspond au *débit massique de pressurisation*. Ainsi, deux entrées virtuelles sont définies, elles contrôlent effectivement deux entrées indépendantes de l'actionneur électropneumatique : la génération d'effort et la pressurisation symétrique.

De la même façon que dans le cadre de la transformée de Park évoquée précédemment, seule l'une des deux commandes (le débit massique actif  $q_{mA}$ ) contrôle réellement l'actionneur dans sa fonction principale (c'est-à-dire la génération d'un effort pneumatique pour un vérin, un couple électromagnétique dans le cas d'un moteur), la seconde entrée permettant de "configurer" l'actionneur. En ce qui concerne le moteur, le second degré de liberté est utilisé pour modifier le niveau d'aimantation du rotor, dans le cas de l'actionneur électropneumatique, le débit massique virtuel  $q_{mT}$  permet de choisir le niveau de pressurisation moyen du vérin.

### 3.3.3 Résultats expérimentaux

Dans cette section, nous proposons des résultats expérimentaux visant à montrer l'influence respective des deux degrés de liberté  $q_{mA}$  et  $q_{mT}$ . Au cours de ces essais le moteur électrique du banc d'essais est utilisé en régulation de position afin de limiter au maximum les déplacements autour d'une consigne (choisie à + 10 mm) que pourrait engendrer un effort pneumatique.

#### Test du débit massique de pressurisation

Dans un premier temps, un échelon positif puis négatif du débit massique de pressurisation  $q_{mT}$  est imposé (cf. figure 3.6) tandis que le débit massique actif  $q_{mA}$  est maintenu nul. La figure 3.7 montre les commandes calculées à partir de la mesure des pressions des chambres *via* la fonction  $\psi(q_m, p)$  (décrite figure 3.1) permettant d'assurer les consignes de débits virtuels. Initialement les tensions de commande valent toutes deux 0 V. Cela correspond à la saturation de la fonction  $\psi(q_m, p)$  pour un débit négatif alors que la pression de la chambre est minimale (pression atmosphérique). Lorsque le débit massique de pressurisation devient positif, les deux tensions de commande augmentent afin de permettre la pressurisation symétrique du vérin. Dans la mesure où le piston est à la position  $y = 10\text{mm}$ , le volume de la chambre P est plus grand que le volume de la chambre N ce qui explique pourquoi la commande  $u_P$  est plus importante que la commande  $u_N$ . Les deux commandes augmentent au cours de l'essai car, les pressions de chambre augmentant, des tensions de commande plus importantes sont nécessaires pour maintenir les mêmes débits massiques. Lorsque le débit massique de pressurisation redevient négatif, les tensions de commande diminuent afin que les débits massiques deviennent négatifs (dépressurisation symétrique). Enfin, lorsque les pressions de chambre deviennent minimales (pression atmosphérique), les tensions de commande saturent à 0 V.

Les figures 3.8 et 3.9 montrent respectivement l'évolution du différentiel de pression  $\Delta p$  et de la pression moyenne  $p_T$  dont les dynamiques sont régies selon le modèle de commande par les équations (3.9) et (3.11). Le premier évolue faiblement autour du zéro (moins d'un bar de différentiel au maximum) quand le second suit une rampe de forte amplitude (passage de 1 à 5

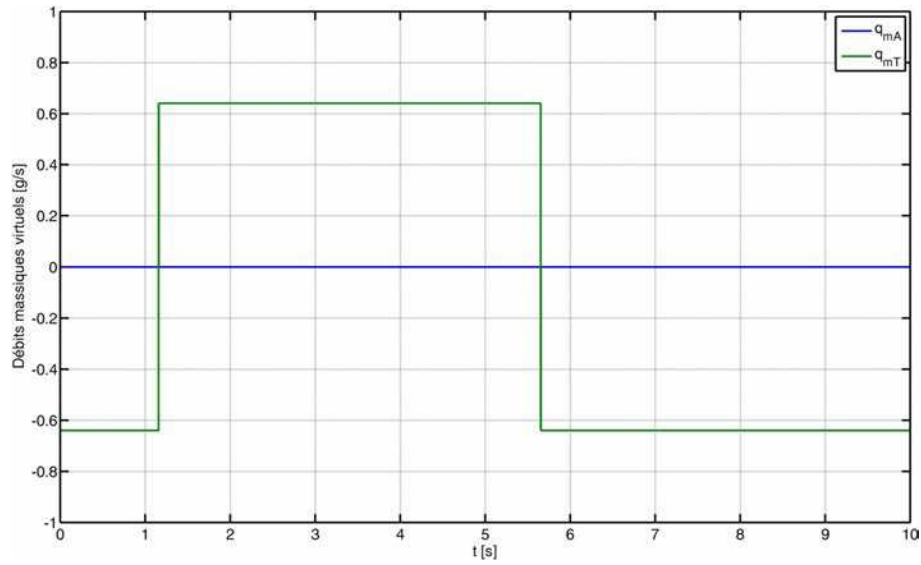


FIGURE 3.6 – Consignes de débits massiques virtuels imposées au système lors du premier essai [test de  $q_{mT}$ ].

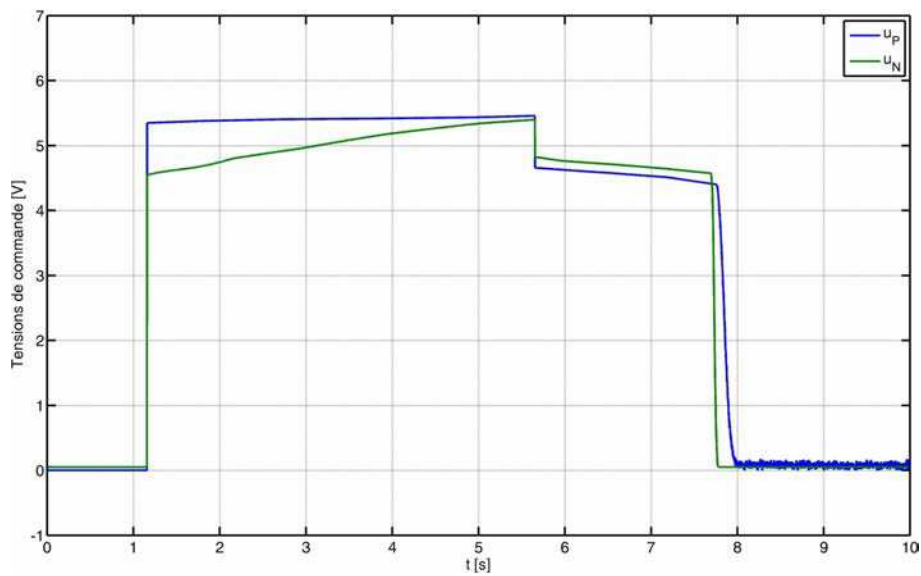


FIGURE 3.7 – Tensions de commande imposées aux servodistributeurs pour assurer les débits massiques désirés lors du premier essai [test de  $q_{mT}$ ].



bars de pression moyenne). Le pic visible sur le différentiel de pression et la déformation de la courbe de la pression moyenne à  $t = 7.8$  s correspondent à un phénomène de saturation à 0 V apparaissant sur  $u_N$  et ne permettant pas la réalisation exacte du débit massique virtuel  $q_{mT}$  et par conséquent l'apparition d'un débit non désiré sur  $q_{mA}$  jusqu'à ce que  $u_P$  sature à son tour à 0 V.

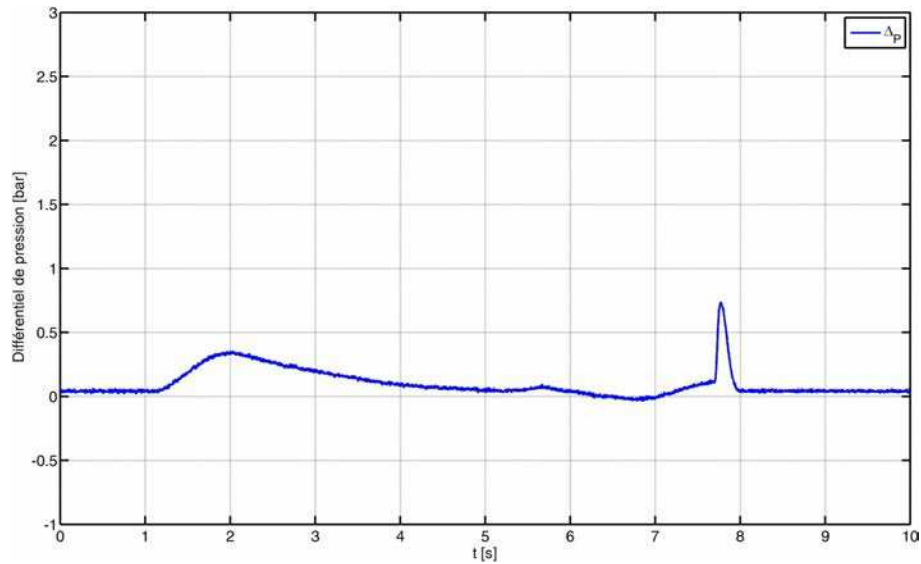


FIGURE 3.8 – Différentiel de pression engendrée par le débit massique de pressurisation [test de  $q_{mT}$ ].

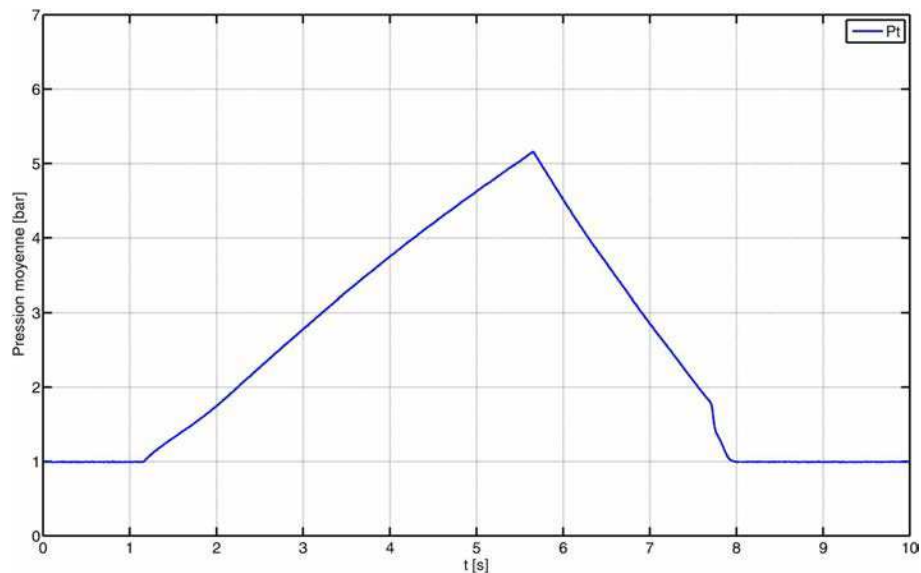


FIGURE 3.9 – Variation de la pression moyenne engendrée par le débit massique de pressurisation [test de  $q_{mT}$ ].

## Test du débit massique actif

Lors du second essai, c'est le débit massique actif  $q_{mA}$  qui est cette fois testé. Une consigne sinusoïdale est préférée à des échelons afin de limiter la valeur de l'effort pneumatique et éviter un déplacement du piston qui fausserait l'analyse. Celle-ci est donc appliquée sur la composante active du débit, le débit massique de pressurisation étant maintenu à zéro (cf. figure 3.10). Comme précédemment, les tensions de commande des servodistributeurs en décaolant sont représentées figure 3.11. La forme sinusoïdale du débit massique actif se retrouve dans la forme des tensions de commande mais, le volume  $V_P$  étant là encore plus important que le débit  $V_N$ , la commande  $u_P$  est globalement plus élevée en valeur absolue que la commande  $u_N$ .

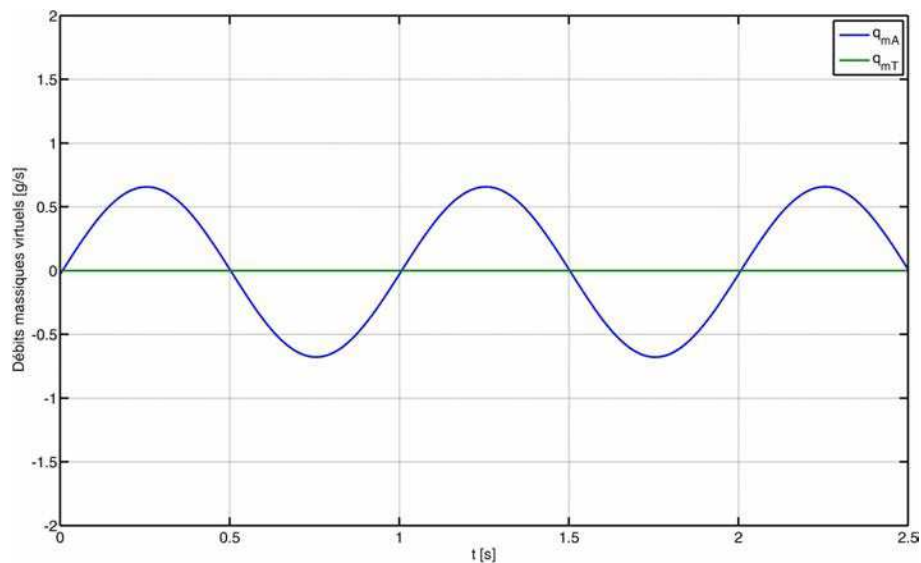


FIGURE 3.10 – Consignes de débits massiques virtuels imposées au système lors du second essai [test de  $q_{mA}$ ].

L'impact du débit massique actif sur la pression moyenne est très limité (cf. figure 3.13) : cette dernière demeure sensiblement constante et les oscillations correspondant à la consigne sont à peine perceptibles (inférieures à 0.1 bar autour de la moyenne). En revanche, le différentiel de pression est significativement modifié (cf. figure 3.12) : il suit clairement le train de sinus imposé sur  $q_{mA}$  avec un déphasage de  $90^\circ$  découlant de l'intégrateur naturel entre débit et pression. Un léger biais apparaît toutefois puisque la valeur du différentiel de pression tend à augmenter progressivement malgré la consigne de débit massique actif périodique de moyenne nulle. Celui-ci peut être expliqué par un débit de fuite plus important dans une chambre que dans l'autre, ce qui provoque une erreur constante sur le débit intégrée au fil du temps sur le différentiel de pression.

## Conclusion

Les essais expérimentaux présentés confirment l'intérêt de la transformation A-T introduite dans ce manuscrit. Les deux débits massiques virtuels permettent bien de contrôler séparément les deux degrés de liberté naturels d'un vérin pneumatique : sa pression moyenne et son différen-

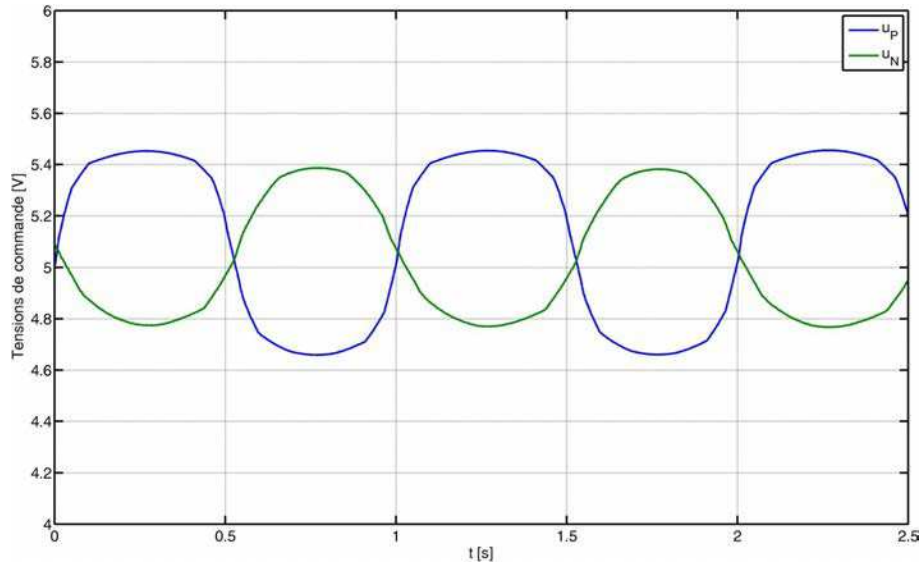


FIGURE 3.11 – Tensions de commande imposées aux servodistributeurs pour assurer les débits massiques lors du second essai [test de  $q_{mA}$ ].

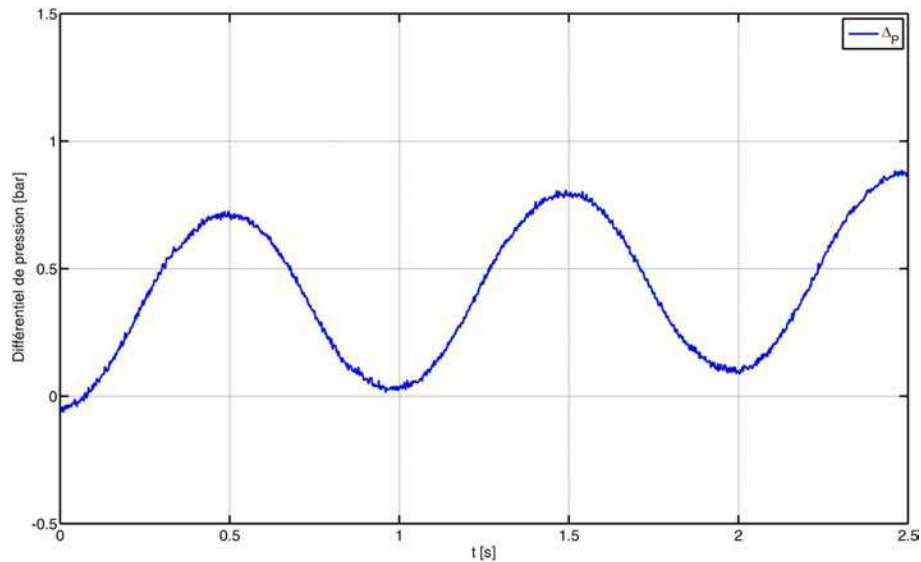


FIGURE 3.12 – Différentiel de pression engendrée par le débit massique actif [test de  $q_{mA}$ ].

tiel de pression. Ces premiers résultats semblent en outre indiquer un faible niveau de couplage entre les deux grandeurs malgré le grand nombre d'imprécisions pouvant impacter les performances de la transformée. En effet, le réalisme de ce changement de variable est directement lié à la précision des caractéristiques des servodistributeurs, de la mesure de position mais également des données géométriques du vérin (la surface effective et la course totale notamment, paramètres qui servent au calcul des volumes de chambre). Ces premiers résultats, obtenus en boucle ouverte, seront confirmés dans la suite de ce chapitre par trois applications concrètes de cette transformée : la commande simultanée de position et pression moyenne, un algorithme de suivi de trajectoire de position avec respect d'un critère énergétique permettant de réduire la

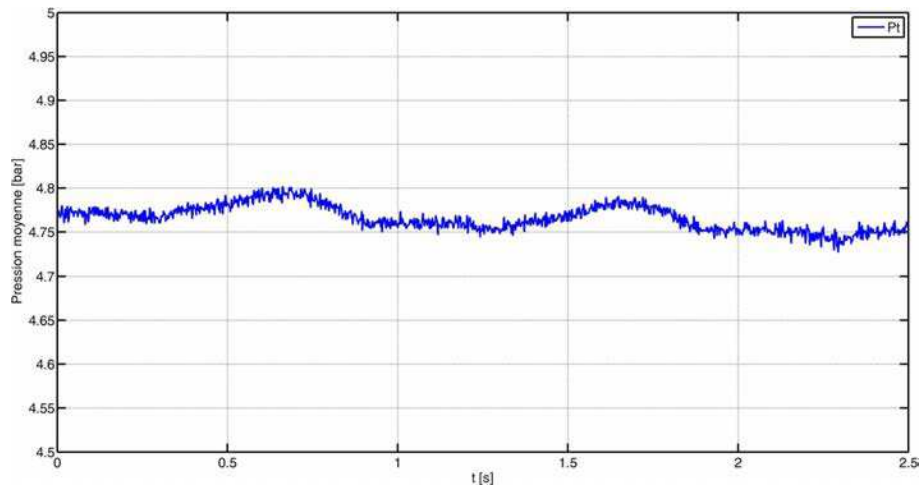


FIGURE 3.13 – Variation de la pression moyenne engendrée par le débit massique actif [test de  $q_{m_A}$ ].

consommation de gaz et, pour finir, la synthèse d'un observateur de position à vitesse nulle basé sur l'injection d'un signal.

### 3.4 Commande simultanée position/pression moyenne "y - p<sub>T</sub>"

La première application basée sur la transformée A-T consiste à utiliser les deux degrés de liberté du système pour contrôler simultanément la position du piston et le niveau de pression moyen du vérin pneumatique. Pour ce faire, nous choisissons le vecteur d'état suivant :

$$X = \begin{bmatrix} y \\ v \\ F_{pneu} \\ p_T \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

Nous rappelons que :  $F_{pneu} = S.(p_P - p_N) = S.\Delta p$  et  $p_T = \frac{p_P + p_N}{2}$ , par conséquent :

$$p_P = p_T + \frac{F_{pneu}}{2.S} \quad (3.13)$$

$$p_N = p_T - \frac{F_{pneu}}{2.S} \quad (3.14)$$

En combinant (3.9), (3.11), (3.13) et (3.14), nous obtenons les expressions suivantes :

$$\frac{dF_{pneu}}{dt} = -\frac{k.S^2}{V_P.V_N}.v.(2.V_0.p_T - y.F_{pneu}) + \frac{k.r.T.S}{V_0}.q_{mA} \quad (3.15)$$

$$\frac{dp_T}{dt} = -\frac{k.S}{2.V_P.V_N}.v.\left(\frac{V_0}{S}.F_{pneu} - 2.S.y.p_T\right) + \frac{k.r.T}{2.V_0}.q_{mT} \quad (3.16)$$

Par conséquent, le modèle d'état multivariable (1.34) devient :

$$\begin{cases} \frac{dy}{dt} = v \\ \frac{dv}{dt} = \frac{-b.v - F_{sec}(v) + F_{pneu}}{M} \\ \frac{dF_{pneu}}{dt} = \frac{A_1.v.y.F_{pneu} - A_2.v.p_T}{V_P.V_N} + B_1.q_{mA} \\ \frac{dp_T}{dt} = \frac{-A_3.v.F_{pneu} + A_4.v.y.p_T}{V_P.V_N} + B_2.q_{mT} \end{cases} \quad (3.17)$$

avec :

$$A_1 = k.S^2 \quad A_2 = 2.k.S^2.V_0 \quad A_3 = \frac{k.V_0}{2} \quad A_4 = k.S^2 \quad B_1 = \frac{k.r.T.S}{V_0} \quad B_2 = \frac{k.r.T}{2.V_0} \quad (3.18)$$

En utilisant ce modèle d'état, nous allons synthétiser une loi de commande qui a pour double objectif le suivi d'une trajectoire de position et celui d'une trajectoire de pression moyenne. La première partie mènera au calcul de la consigne de débit massique actif  $q_{mA}$  et la seconde à la

consigne de débit massique de pressurisation  $q_{mT}$ . Pour ce faire, nous allons utiliser la technique du backstepping.

Il est intéressant de noter que le modèle défini par (3.17) possède désormais une forme dite "strict feedback", c'est-à-dire que chaque dérivée successive fait apparaître la variable d'état suivante et finalement les commandes. Cette structure de modèle est idéale pour la définition d'une loi de commande, en particulier pour la synthèse *via* la méthode récursive du backstepping.

Enfin, même si cette transformation du modèle est bien entendu en premier lieu destinée aux applications multivariées afin de profiter des deux degrés de liberté, son utilisation n'est pas pour autant exclue en monovariée comme cela sera montré dans le chapitre 4.

### 3.4.1 Suivi de la trajectoire de position

Nous commençons par définir l'erreur de position :

$$z_1 = y - y_d \quad (3.19)$$

avec  $y_d$  la consigne de position. La dérivée de l'erreur s'exprime de la façon suivante :

$$\dot{z}_1 = v - v_d \quad (3.20)$$

A ce stade de la synthèse, le principe de la commande par backstepping consiste à considérer la vitesse  $v$  comme étant une commande virtuelle du sous-système. Afin d'annuler et stabiliser l'erreur  $z_1$ , nous la choisissons telle que :

$$v = v_d - C_1 \cdot z_1 \quad (3.21)$$

avec  $C_1$  une constante strictement positive. Nous définissons une première fonction de Lyapunov :

$$V_1 = \frac{z_1^2}{2} \geq 0 \quad (3.22)$$

Sa dérivée peut être calculée telle que :

$$\dot{V}_1 = -C_1 \cdot z_1^2 \leq 0 \quad (3.23)$$

Il est important de remarquer que les notations " $\geq$ " dans (3.22) et " $\leq$ " dans (3.23) constituent un abus d'écriture adopté uniquement pour des raisons de clarté : en réalité  $V_1$  et  $\dot{V}_1$  sont respectivement strictement positif et strictement négatif et ne s'annulent que pour l'équilibre recherché :  $z_1 = 0$ . Cette remarque sera valable pour l'ensemble de ce manuscrit.

Par conséquent la négativité de  $\dot{V}_1$  garantit que l'erreur de position convergera asymptotiquement vers zéro.

Nous pouvons alors introduire la seconde erreur :

$$z_2 = v - v_d + C_1 \cdot z_1 \quad (3.24)$$

Ce qui mène à :

$$\dot{z}_1 = z_2 - C_1 \cdot z_1 \quad (3.25)$$

La dérivée de la seconde erreur peut alors s'exprimer de la façon suivante :

$$\dot{z}_2 = \frac{-b \cdot v - F_{sec}(v) + F_{pneu}}{M} - a_d + C_1 \cdot z_2 - C_1^2 \cdot z_1 \quad (3.26)$$

Cette fois, nous considérons l'effort pneumatique  $F_{pneu}$  comme étant l'entrée du sous-système. Afin d'annuler et stabiliser l'erreur  $z_2$ , nous choisissons :

$$F_{pneu} = F_{pneu_d} = M \cdot (a_d + z_1 \cdot (C_1^2 - 1) - z_2 \cdot (C_1 + C_2)) + b \cdot v + F_{sec}(v) \quad (3.27)$$

Avec  $C_2$  une constante strictement positive et  $a_d$  la consigne d'accélération. Afin de s'assurer que cette consigne d'effort pneumatique stabilise efficacement le sous-système, nous définissons une seconde fonction de Lyapunov :

$$V_2 = V_1 + \frac{z_2^2}{2} \quad (3.28)$$

Sa dérivée s'exprime telle que :

$$\dot{V}_2 = -C_1 \cdot z_1^2 - C_2 \cdot z_2^2 \leq 0 \quad (3.29)$$

Par conséquent, le sous-système convergera bien vers l'équilibre recherché :  $z_1 = z_2 = 0$ . Nous introduisons la variable d'erreur suivante :

$$z_3 = F_{pneu} - F_{pneu_d} \quad (3.30)$$

Nous pouvons alors écrire :

$$\dot{z}_2 = \frac{z_3}{M} - z_1 - C_2 \cdot z_2 \quad (3.31)$$

Et par conséquent :

$$\begin{aligned} \dot{z}_3 &= \frac{A_1 \cdot v \cdot y \cdot F_{pneu} - A_2 \cdot v \cdot p_T}{V_P \cdot V_N} + B_1 \cdot q_{mA} \\ &- M \cdot [j_d + z_1 \cdot (2 \cdot C_1 + C_2 - C_1^3) + z_2 \cdot (C_1^2 + C_2^2 + C_1 \cdot C_2 - 1)] \\ &+ z_3 \cdot (C_1 + C_2) + F_{sec}(v) + \frac{b}{M} \cdot (F_{pneu} - F_{sec}(v) - b \cdot v) \end{aligned} \quad (3.32)$$

avec  $j_d$  la consigne de jerk (dérivée de l'accélération). Afin de ne pas complexifier inutilement l'expression de la commande, nous choisissons l'approximation  $\dot{F}_{sec} = 0$  qui est vraie pour  $|v| > v_L$ <sup>1</sup>. L'expression (3.32) fait apparaître la commande  $q_{mA}$ . Afin de stabiliser ce troisième

---

1. Le développement est également possible sans effectuer cette hypothèse en prenant comme approximation du frottement sec une fonction arctangente. Le calcul de sa dérivée fait dans ce cas apparaître des termes qui complexifient la loi de commande sans améliorer les performances. Nous avons préféré ici éviter d'employer cette fonction coûteuse en temps calcul.

sous-système nous la choisissons telle que :

$$q_{mA} = f_0 + f_1 \cdot z_1 + f_2 \cdot z_2 + f_3 \cdot z_3 \quad (3.33)$$

où :

$$\begin{aligned} f_0 &= \frac{1}{B_1} \cdot \left[ j_d \cdot M - \frac{A_1 \cdot F_{pneu} \cdot v \cdot y - p_T \cdot v \cdot A_2}{V_P \cdot V_N} + \frac{b}{M} \cdot (F_{pneu} - b \cdot v - F_{sec}(v)) \right] \\ f_1 &= -\frac{M \cdot (C_1^3 - 2 \cdot C_1 - C_2)}{B_1} \\ f_2 &= \frac{M^2 \cdot (C_1^2 + C_1 \cdot C_2 + C_2^2 - 1) - 1}{M \cdot B_1} \\ f_3 &= -\frac{C_1 + C_2 + C_3}{B_1} \end{aligned} \quad (3.34)$$

avec  $C_3$  une constante strictement positive.

Nous définissons enfin une troisième fonction de Lyapunov telle que :

$$V_3 = V_2 + \frac{z_3^2}{3} \geq 0 \quad (3.35)$$

En imposant le débit massique actif défini par (3.33) et (3.34), sa dérivée peut se calculer ainsi :

$$\dot{V}_3 = -C_1 \cdot z_1^2 - C_2 \cdot z_2^2 - C_3 \cdot z_3^2 \leq 0 \quad (3.36)$$

La négativité de cette expression garantit le suivi de la trajectoire de position définie par le jerk désiré  $j_d$  et ses trois intégrales successives : l'accélération désirée  $a_d$ , la vitesse désirée  $v_d$  et la position désirée  $y_d$ .

Le sous-système est donc convenablement stabilisé et convergera vers l'équilibre voulu  $z_1 = z_2 = z_3 = 0$  mais il n'est pas possible de conclure sur la stabilité du système global sans étudier la dynamique de la variable d'état  $p_T$ . Pour ce faire, nous allons définir la seconde partie de la loi de commande qui astreint le système à suivre une trajectoire de pression moyenne.

### 3.4.2 Suivi de la trajectoire de pression moyenne

Cette seconde étape de la synthèse a pour but de définir la seconde commande du système :  $q_{mT}$  le débit massique de pressurisation. Nous définissons donc une nouvelle variable d'erreur  $z_4$  :

$$z_4 = p_T - p_{Td} \quad (3.37)$$

où  $p_{Td}$  est la consigne de pression moyenne. Nous pouvons alors calculer la dérivée de l'erreur :

$$\dot{z}_4 = \frac{-A_3 \cdot v \cdot F_{pneu} + A_4 \cdot v \cdot y \cdot p_T}{V_P \cdot V_N} + B_2 \cdot q_{mT} - \dot{p}_{Td} \quad (3.38)$$



Nous choisissons alors la consigne de débit massique de pressurisation suivante :

$$q_{mT} = \frac{-z_4 \cdot C_4 \cdot V_N \cdot V_P + F_{pneu} \cdot v \cdot A_3 - p_T \cdot y \cdot v \cdot A_4 + p_{Td} \cdot V_N \cdot V_P}{B_2 \cdot V_N \cdot V_P} \quad (3.39)$$

avec  $C_4$  une constante strictement positive. Afin de conclure sur la stabilité du système global, nous définissons la dernière fonction de Lyapunov :

$$V_4 = V_3 + \frac{z_4^2}{2} \geq 0 \quad (3.40)$$

En imposant le débit massique de pressurisation défini par (3.39), sa dérivée s'exprime ainsi :

$$\dot{V}_4 = -C_1 \cdot z_1^2 - C_2 \cdot z_2^2 - C_3 \cdot z_3^2 - C_4 \cdot z_4^2 \leq 0 \quad (3.41)$$

La négativité de cette expression implique que le système suivra la trajectoire de pression moyenne définie par sa dérivée  $p_{Td}$  en plus de la trajectoire de position définie précédemment.

Une fois les débits massiques virtuels  $q_{mA}$  et  $q_{mT}$  calculés, la transformée inverse définie par l'équation (3.7) est utilisée afin d'obtenir les débits massiques réels  $q_{mP}$  et  $q_{mN}$ .

### 3.4.3 Résultats expérimentaux

Afin de valider la loi de commande synthétisée dans cette section, nous procédons à deux essais expérimentaux visant à vérifier le suivi de trajectoire de position dans un premier temps puis celui de pression moyenne. Dans les deux cas, la masse mobile entraînée est de 75 kg.

L'une des difficultés souvent rencontrées lors de la mise en œuvre de lois de commande basées sur la technique du backstepping concerne la complexité du choix des gains de réglage. Cette problématique est spécifiquement étudiée au cours du chapitre 4. Dans cette section, la mise en œuvre de la loi de commande étant essentiellement destinée à offrir une première validation au principe de la transformée A-T utilisée en boucle fermée, les gains ont été réglés de façon empirique.

#### Essai 1 : suivi d'une trajectoire sinusoïdale de position

Une première trajectoire est synthétisée pour assurer un déplacement sinusoïdal du piston :

$$y_d = A \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (3.42)$$

où  $A$  représente la course maximale de la trajectoire et  $\omega$  sa pulsation. Les consignes de vitesse, accélération et jerk peuvent être reconstruites analytiquement :

$$\begin{aligned} v_d &= -\omega \cdot A \cdot \sin(\omega \cdot t) \\ a_d &= -\omega^2 \cdot A \cdot \cos(\omega \cdot t) \\ j_d &= \omega^3 \cdot A \cdot \sin(\omega \cdot t) \end{aligned} \quad (3.43)$$

La trajectoire de pression moyenne est choisie constante telle que  $p_{Td} = 4$  bar.

La figure 3.14 montre le suivi de la trajectoire de position pour une fréquence de 4 Hz et une amplitude de 10 mm. L'erreur de position  $y_{err} = y - y_d$  (cf. figure 3.15) reste inférieure à 0.25 mm sur l'ensemble de la trajectoire. Les figures 3.16 et 3.17 illustrent respectivement les suivis de vitesse et d'accélération.

La pression moyenne demeure sensiblement constante durant l'essai (cf. figure 3.18) et varie de moins de 5% autour de sa consigne. Enfin, la figure 3.19 montre les consignes de débits massiques virtuels découlant de la loi de commande. Le débit massique actif est sinusoïdal de fréquence égale à celle de la trajectoire de pression et déphasé de  $90^\circ$  par rapport à l'accélération du fait de la présence d'un intégrateur entre celui-ci et l'effort pneumatique. Le débit massique de pressurisation est lui aussi sinusoïdal mais de fréquence double. Cela s'explique par le fait que sa dynamique dépend à la fois de la vitesse et de la position, deux grandeurs déphasées entre elles de  $90^\circ$ .

## Essai 2 : déplacement point à point et variation de la pression moyenne

Lors du second essai, une trajectoire de position "point à point" est imposée au système afin de positionner le piston à 10 mm de sa position centrale (cf. figure 3.20). La consigne de pression moyenne  $p_{Td}$  est alors brusquement modifiée de 4 à 3 bar puis à 5 bar (cf. figure 3.21). La mesure de pression moyenne montre que la consigne est rapidement et précisément suivie. La position du piston n'est que très faiblement affectée (de l'ordre du pour mille de la consigne) par ce changement brusque de pressurisation. La figure 3.22 montre que les deux grandeurs de commande  $q_{mA}$  et  $q_{mT}$  ne sont pas parfaitement découplées (le débit massique actif n'étant pas complètement nul lors d'une phase de pressurisation à position constante par exemple) mais le sont suffisamment pour que les deux "fonctions" du vérin, à savoir le déplacement et la pressurisation symétrique, puissent s'opérer indépendamment l'une de l'autre.

### 3.4.4 Conclusion

Cette première application a permis de valider le principe de l'application de la transformée A-T des entrées du système lors d'un fonctionnement en boucle fermée. L'obtention d'un modèle de la forme "strict feedback" a permis une synthèse simple et intuitive de la loi de commande par la méthodologie récursive du backstepping. Les essais expérimentaux montrent que malgré les inévitables erreurs de modélisation (notamment au niveau des caractéristiques des débits massiques), le couplage entre les deux débits massiques virtuels est faible et, surtout, n'impacte pas les performances de la loi de commande ainsi synthétisée.

Il est à noter que l'objectif de cette étude n'est pas la recherche de la précision la plus fine possible (au niveau de la position ou de la pression moyenne) par un réglage spécifique des gains de commande, la très grande précision des actionneurs électropneumatiques contrôlés par des lois de commande non-linéaires ayant été déjà largement démontrée lors de précédents travaux, mais bien de formaliser la commande multivariable de ces systèmes.

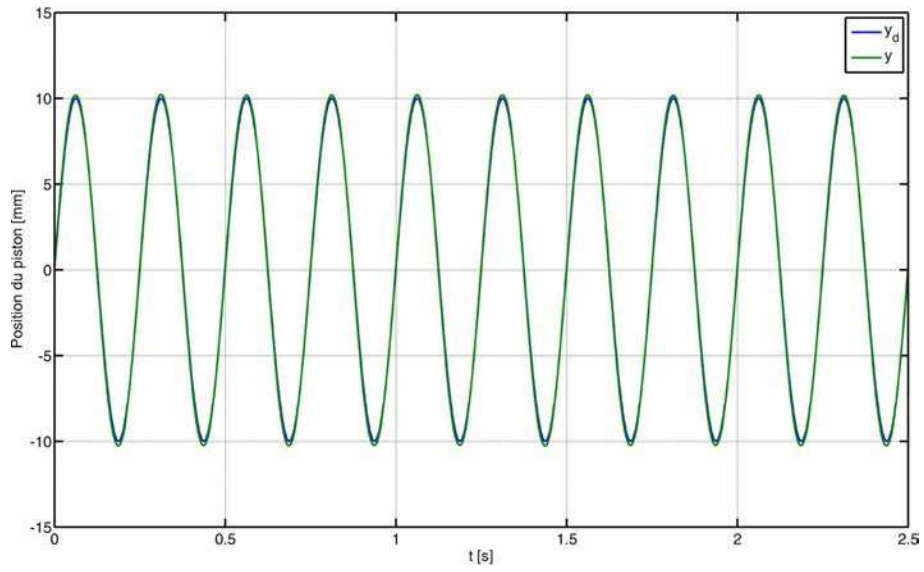


FIGURE 3.14 – Suivi d’une trajectoire de position sinusoïdale à 4 Hz.

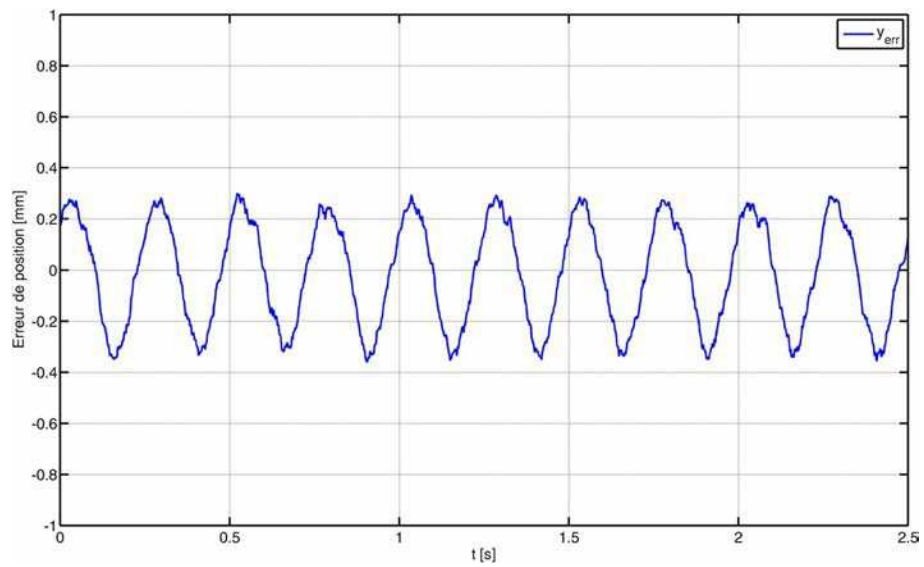


FIGURE 3.15 – Erreur de position lors du suivi de la trajectoire de position sinusoïdale à 4 Hz.

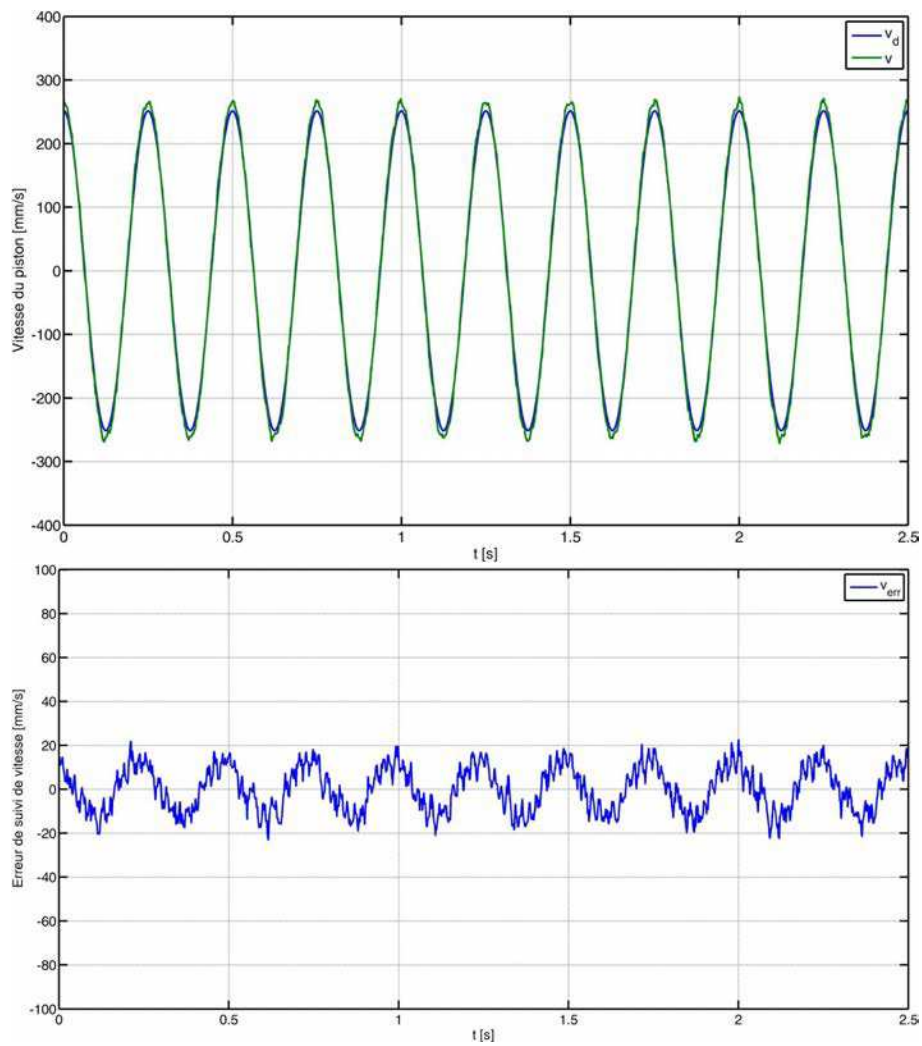


FIGURE 3.16 – Suivi d'une trajectoire de vitesse sinusoïdale à 4 Hz.

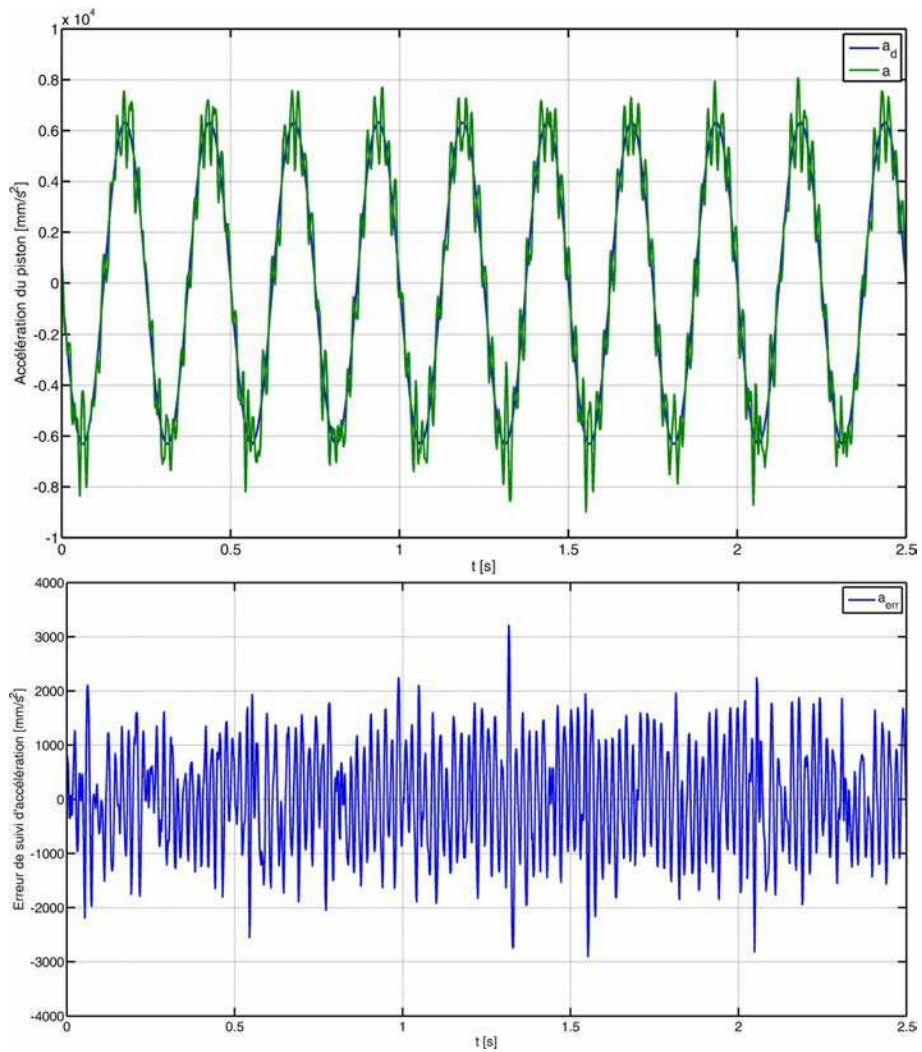


FIGURE 3.17 – Suivi d'une trajectoire d'accélération sinusoïdale à 4 Hz.

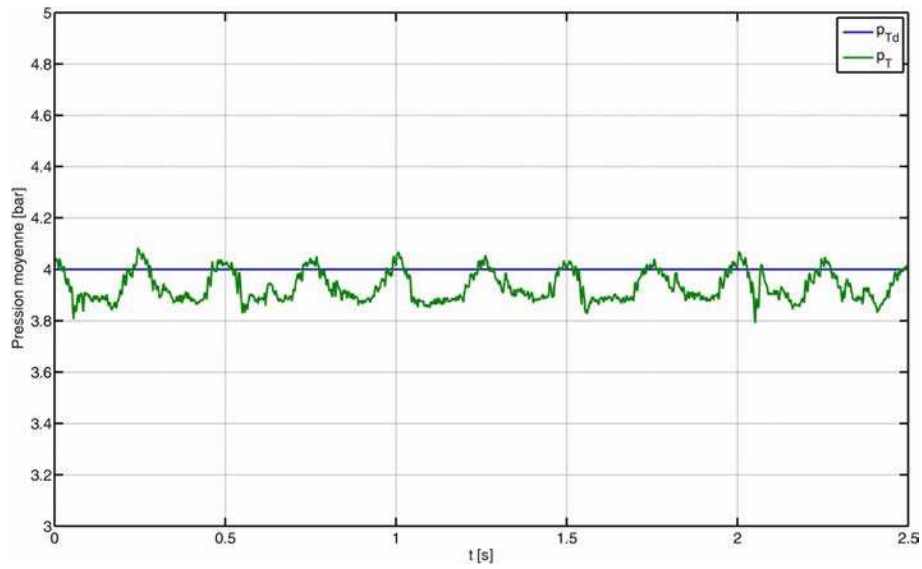


FIGURE 3.18 – Variation de la pression moyenne au cours de l'essai sinusoïdal.

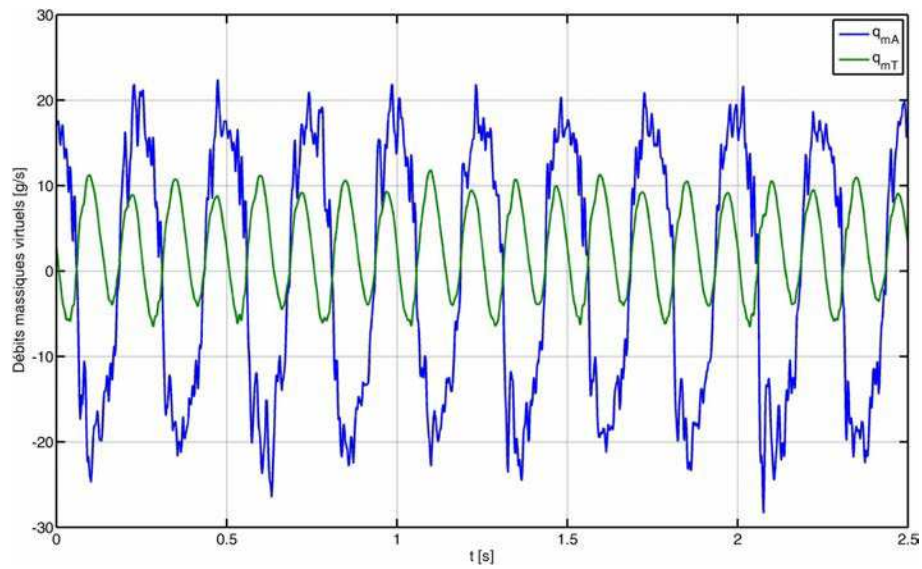


FIGURE 3.19 – Consignes de débits virtuels résultant du suivi de la trajectoire sinusoïdale.

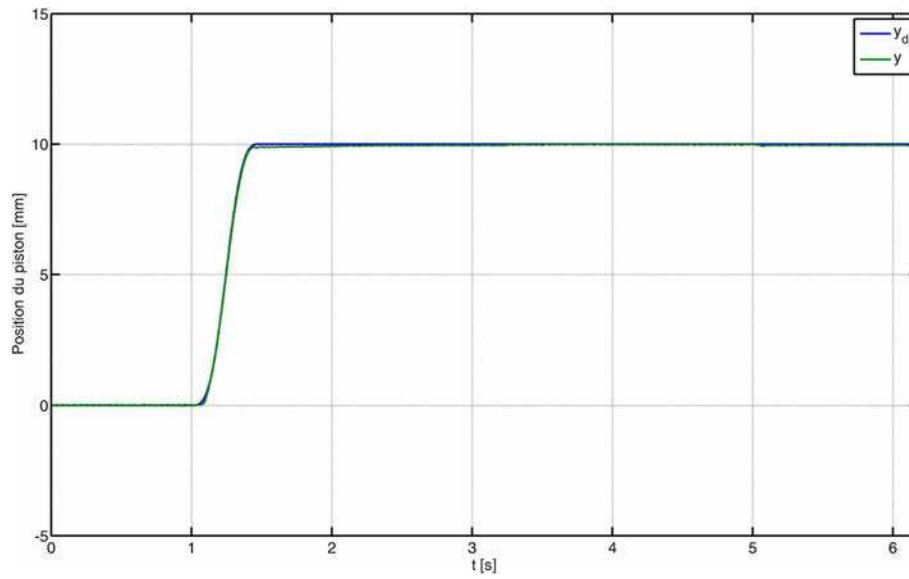


FIGURE 3.20 – Suivi de la trajectoire de position lors d'un déplacement point à point.

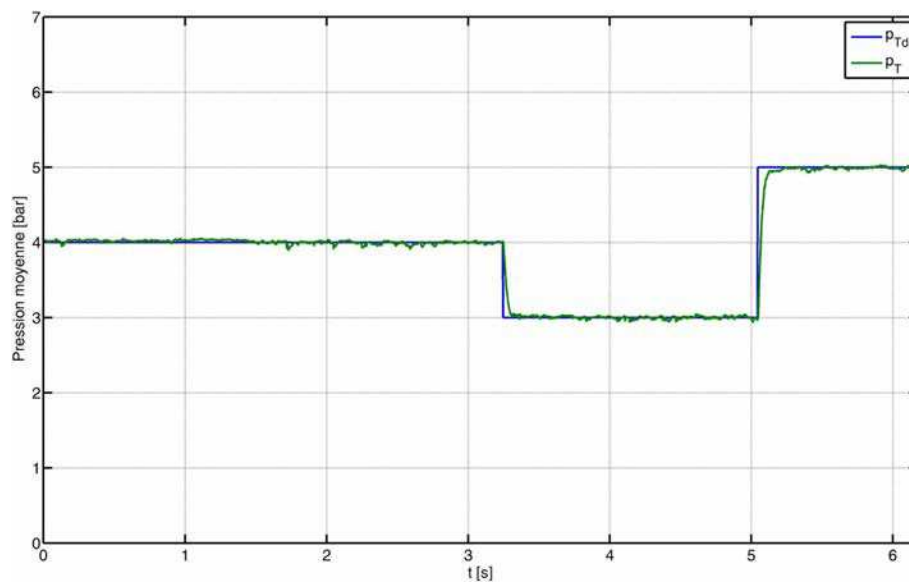


FIGURE 3.21 – Suivi de la trajectoire de pression moyenne.

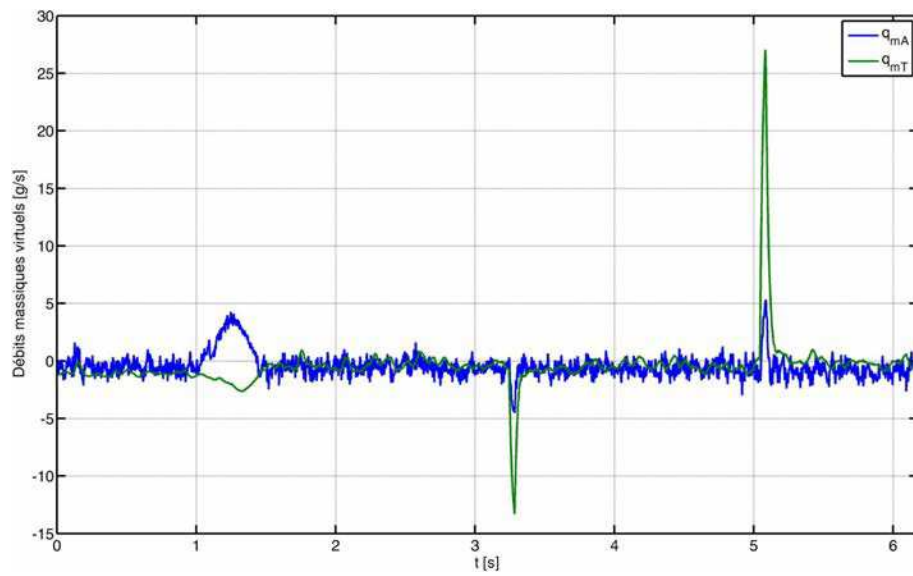


FIGURE 3.22 – Consignes de débit massiques virtuels lors du second essai.



## 3.5 Commande de suivi de trajectoire de position avec respect d'un critère énergétique "*y - opti*"

### 3.5.1 Principe de l'optimisation

Dans cette section nous proposons d'exploiter la transformation A-T dans une optique de réduction de la consommation énergétique. Cette optimisation se base sur un argument simple qui ne requiert aucune information sur la trajectoire du piston et est donc virtuellement applicable dans n'importe quelle application. L'objectif est d'effectuer un suivi de trajectoire de position de la même façon que dans la section précédente tout en minimisant à chaque instant le terme  $C$  suivant :

$$C(t) = |q_{mP}(t)| + |q_{mN}(t)| \quad (3.44)$$

Ce dernier correspond donc au débit d'air total en valeur absolue qui compte de la même façon un débit massique vers l'échappement (négatif) ou vers une chambre (positif). Dans la mesure où le suivi de la trajectoire de position reste l'objectif fondamental de la loi de commande, l'expression (3.33) du débit massique actif  $q_{mA}$  calculée section 3.4 est toujours pertinente.

Dans un premier temps, nous ne formulons aucun choix concernant le débit massique de pressurisation (utilisé pour réguler la pression moyenne lors de l'application précédente). Afin d'assurer le suivi de trajectoire de position, conformément à la transformée A-T inverse, il est indispensable qu'à chaque instant :

$$V_0 \cdot \left( \frac{q_{mP}(t)}{V_P} - \frac{q_{mN}(t)}{V_N} \right) = q_{mA}(t) \quad (3.45)$$

où  $q_{mA}$  est donné par l'équation (3.33). Par une simple observation de l'équation (3.45), il est évident que le débit massique actif peut être réalisé de trois façons différentes :

- conjointement *via* les deux débits  $q_{mP}$  et  $q_{mN}$ , c'est-à-dire en utilisant les deux servodistributeur ;
- *via* le débit  $q_{mP}$ , c'est-à-dire en utilisant uniquement le servodistributeur P ;
- *via* le débit  $q_{mN}$ , c'est-à-dire en utilisant uniquement le servodistributeur N.

L'idée générale de la méthode d'optimisation énergétique proposée est que, selon la position du piston, il est moins coûteux en terme de masse d'air d'utiliser l'un ou l'autre des servodistributeur et non les deux simultanément. Concrètement, si  $y > 0$ , alors le volume  $V_P$  est plus grand que le volume  $V_N$ . Par conséquent, il vaut mieux créer le débit par l'intermédiaire du servodistributeur N car selon (3.45), il faut moins de débit d'air à ce dernier pour créer le débit massique actif nécessaire qu'au servodistributeur P. A l'inverse si  $y < 0$ , c'est le servodistributeur P qu'il convient de privilégier afin de minimiser la consommation instantanée d'air.

Ce principe s'interprète très facilement physiquement en considérant qu'il faut une masse d'air plus faible pour créer une même augmentation de pression dans une chambre de volume plus faible.

De cette analyse découle la loi d'optimisation suivante :

$$\begin{cases} q_{mP} = 0 ; q_{mN} = -\frac{V_N}{V_0} \cdot q_{mA} \text{ si } y > 0, \\ q_{mP} = \frac{V_P}{V_0} \cdot q_{mA} ; q_{mN} = 0 \text{ si } y < 0, \\ q_{mP} = -q_{mN} = \frac{q_{mA}}{2} \text{ si } y = 0 \end{cases} \quad (3.46)$$

(3.46) peut également s'écrire dans le repère A-T de la façon suivante :

$$\begin{cases} q_{mT} = -q_{mA} \text{ si } y > 0, \\ q_{mT} = q_{mA} \text{ si } y < 0, \\ q_{mT} = 0 \text{ si } y = 0, \end{cases} \quad (3.47)$$

La dernière équation de (3.47) est arbitraire, en effet, pour  $y = 0$  le coût énergétique est le même en utilisant indifféremment l'un ou l'autre des servodistributeurs.

La loi d'optimisation (3.47) découle d'une analyse purement physique du système, une approche plus mathématique de la question est proposée en annexe 1. Elle conduit à la même conclusion et permet en outre de valider le fait que la loi d'optimisation conduit également à la minimisation de  $M_c$  l'intégrale de  $C$  défini par (3.44) :

$$M_c(t) = \int C(t) \cdot dt \quad (3.48)$$

Il est important de noter que cette loi d'optimisation conduit à une dynamique résiduelle sur la pression moyenne qui peut mener à des phénomènes de saturations. Même si ceux-ci peuvent être maîtrisés en pratique (cf. section 3.5.2), il n'est de fait pas possible de garantir la validité de l'optimisation sur l'ensemble d'une trajectoire de position. Si celle-ci est connue d'avance, alors il peut être intéressant de planifier la trajectoire de pression moyenne (comme cela a pu être fait en planifiant l'une des trajectoires de pression [Brun, 1999]) mais lorsqu'aucune information n'est disponible *a priori* sur le déplacement désiré du piston, le critère proposé peut permettre de réduire la consommation énergétique.

Par ailleurs, ce choix d'optimisation tend à minimiser les débits massiques d'air en terme de valeur absolue, c'est-à-dire qu'il ne fait pas la distinction entre un débit positif (qui tend à pressuriser le piston et qui peut donc être "réutilisé") et un débit négatif (donc débit correspondant à du gaz définitivement dépensé). Cette question sera étudiée plus en détails à la fin de cette section.

### 3.5.2 Gestion de la dynamique résiduelle

Dans la mesure où la pression moyenne  $p_T$  n'est pas contrôlée, la stabilité globale du système n'est plus démontrée. En effet il demeure une dynamique résiduelle non maîtrisée qui s'écrit selon (3.17) et (3.47) :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_T}{dt} = \frac{-A_3.v.F_{pneu} + A_4.v.y.p_T}{V_P.V_N} - B_2.q_{m_A} \text{ si } y > 0, \\ \frac{dp_T}{dt} = \frac{-A_3.v.F_{pneu} + A_4.v.y.p_T}{V_P.V_N} + B_2.q_{m_A} \text{ si } y < 0, \\ \frac{dp_T}{dt} = \frac{-A_3.v.F_{pneu}}{V_P.V_N} \text{ si } y = 0 \end{array} \right. \quad (3.49)$$

Cette dynamique peut mener à une saturation de la pression moyenne à son minimum ou maximum (du fait de la saturation d'au moins l'une des deux pressions des chambres). Afin de parer à cela une solution pratique simple consiste à "basculer" sur la commande position - pression moyenne présentée précédemment lorsqu'au moins l'une des pression  $p_P$  ou  $p_N$  sort d'une zone de travail acceptable définie par  $p_{min}$  et  $p_{max}$ . Le principe est alors le suivant :

- si  $p_T > p_{Tmax}$  ou  $p_T < p_{Tmin}$  alors  $q_{mT}$  est calculé selon la loi de commande (3.39) et  $p_{Td}$  est fixé à  $p_{Tmax}$  ou  $p_{Tmin}$  respectivement.
- si  $p_t \in [p_{Tmin} p_{Tmax}]$  alors  $q_{mT}$  est calculé selon la loi d'optimisation (3.47).

De cette façon, la pression moyenne sera toujours ramenée dans la zone de travail acceptable en cas de sous-pression ou surpression due à la minimisation de la consommation.

Il reste à définir cette zone de travail acceptable. Les contraintes physiques sont les suivantes :

$$\begin{aligned} p_P &\in [p_{atm} p_S] \\ p_N &\in [p_{atm} p_S] \end{aligned} \quad (3.50)$$

Dans la mesure où  $p_P = \frac{F_{pneu}}{2.S} + p_T$  et  $p_N = -\frac{F_{pneu}}{2.S} + p_T$  alors les contraintes (3.50) peuvent s'écrire :

$$\begin{aligned} p_T &\geq p_{atm} + \frac{|F_{pneu}|}{2.S} \\ p_T &\leq p_S - \frac{|F_{pneu}|}{2.S} \end{aligned} \quad (3.51)$$

La zone de travail doit donc être définie dans l'intervalle  $[p_{Tmin} p_{Tmax}]$  avec  $p_{Tmin} = p_{atm} + \frac{|F_{pneu}|}{2.S}$  et  $p_{Tmax} = p_S - \frac{|F_{pneu}|}{2.S}$ . Il va de soi qu'en pratique, définir une zone de travail plus restreinte permet d'éviter une éventuelle saturation pendant une phase transitoire.

### 3.5.3 Résultats expérimentaux

Pour illustrer le principe de cette loi de commande. Nous imposons tout d'abord une trajectoire de position sinusoïdale au piston similaire à celle décrite à la section 3.4.3.

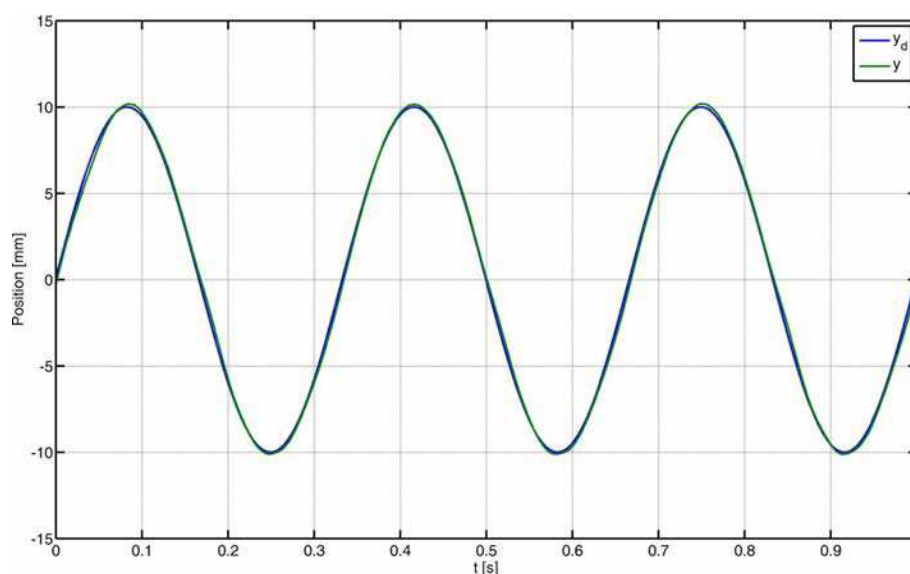


FIGURE 3.23 – Suivi d'une trajectoire de position sinusoïdale de fréquence 3 Hz et d'amplitude 10 mm par l'application de l'algorithme "y - opti".

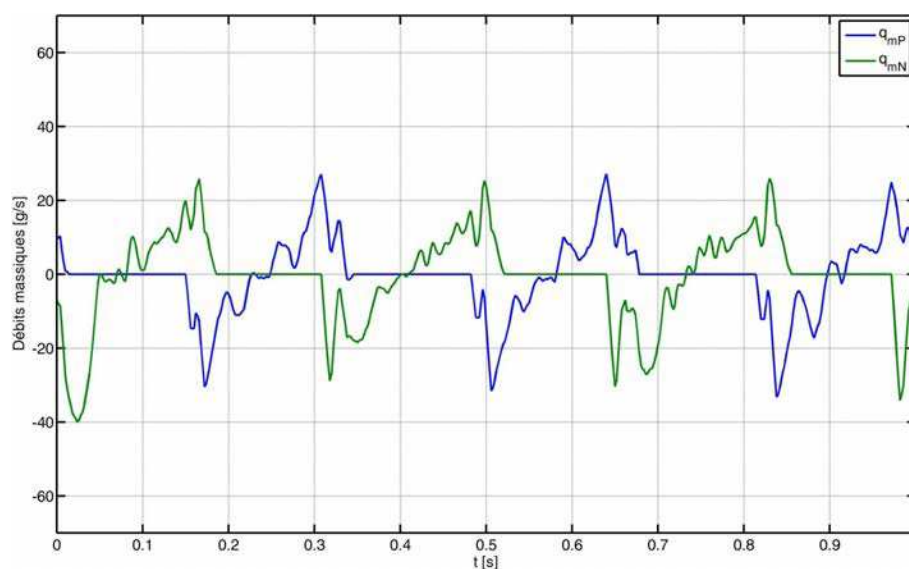


FIGURE 3.24 – Consignes de débits massiques issues de l'application du critère énergétique.

L'observation des débits massiques sur la figure 3.24 montre clairement que le servodistributeur P est privilégié si la position du piston (cf. figure 3.23) est négative et réciproquement le servodistributeur N l'est si la position est positive. Les deux servodistributeurs ne sont utilisés simultanément que lorsque l'algorithme bascule sur la régulation de pression moyenne afin de limiter celle-ci à sa borne minimale ou maximale (cf. section 3.5.2).

Pour évaluer l'efficacité de la méthodologie de réduction de la consommation, la loi de commande est ensuite testée pour quatre trajectoires de position. Ces dernières sont cette fois des signaux multi fréquentiels d'une durée de 120 s. Afin de mesurer l'économie de gaz réalisée, ces mêmes trajectoires sont imposées au piston commandé par la loi de commande "y - p<sub>T</sub>" définie section 3.4 (cf. équations (3.33) et (3.39)) ainsi qu'à une loi de commande ou le débit massique actif  $q_{m_A}$  est calculé selon (3.33) et le débit massique de pressurisation est maintenu à 0, c'est-à-dire  $q_{m_T} = 0$ . Les trajectoires ainsi que la position du piston  $y$  lorsque le système est contrôlé par la commande "y - opti" sont visibles sur les figures 3.25, 3.26, 3.27 et 3.28.

Les résultats en termes de consommation de gaz, de précision du suivi de position sont résumés dans le tableau 3.1. La consommation massique de gaz  $M_{gaz}$  est calculée à partir des consignes de débits  $q_{m_P}$  et  $q_{m_N}$  en ne considérant que les débits positifs (c'est-à-dire les valeurs d'admission) :

$$M_{gaz} = \int (q_{m_{Ppositif}} + q_{m_{Npositif}}).dt \quad (3.52)$$

avec :

$$q_{m_{Ppositif}} = \begin{cases} q_{m_P} & \text{si } q_{m_P} > 0, \\ 0 & \text{si } q_{m_P} \leq 0 \end{cases} \quad (3.53)$$

$$q_{m_{Npositif}} = \begin{cases} q_{m_N} & \text{si } q_{m_N} > 0, \\ 0 & \text{si } q_{m_N} \leq 0 \end{cases} \quad (3.54)$$

De la même façon les débits massiques négatifs peuvent être définis :

$$q_{m_{Pnegatif}} = \begin{cases} |q_{m_P}| & \text{si } q_{m_P} < 0, \\ 0 & \text{si } q_{m_P} \geq 0 \end{cases} \quad (3.55)$$

$$q_{m_{Nnegatif}} = \begin{cases} |q_{m_N}| & \text{si } q_{m_N} < 0, \\ 0 & \text{si } q_{m_N} \geq 0 \end{cases} \quad (3.56)$$

Le calcul de la consommation (3.52) correspond bien à la consommation réelle de gaz quand le critère (3.44) utilisé pour définir la loi d'optimisation tient à la fois compte des débits massiques entrants et sortants (échappement et admission). Pourtant ces deux critères sont sensiblement équivalents en pratique. En effet, la conservation de la masse de gaz dans chaque chambre conduit à l'égalité suivante :

$$\int q_{m_{Ppositif}}.dt = \int q_{m_{Pnegatif}}.dt + M_{pfinal} - M_{p0} \quad (3.57)$$

où  $M_{p0}$  et  $M_{pfinal}$  représentent respectivement les masses d'air dans la chambre P au début et à la fin de l'essai. En clair la différence entre les intégrales des débits massiques positifs et négatifs se traduit par la modification de la masse d'air stockée dans une chambre. Plus l'essai sera long et plus la modification de la masse d'air dans la chambre deviendra négligeable par rapport à la consommation totale d'air et, par conséquent, plus  $\int q_{mPpositif}.dt$  et  $\int q_{mPnegatif}.dt$  seront proches. Ce raisonnement mené sur la chambre P est bien entendu valable sur la chambre N. De fait, sur un essai suffisamment long, on peut considérer que  $M_c = 2.M_{gaz}$  avec  $M_c$  le critère défini par (3.48). Par conséquent la loi  $y - p_T$  tend également à minimiser le critère (3.52) sur un essai suffisamment long.

Trajectoire	Algorithme	Erreur moyenne de position [mm]	Consommation totale [g]
1	" $y - p_T$ "	0.10	58.6
	"opti"	0.09	45.2 [-22.9%]
	" $q_{mT}=0$ "	0.09	76.5 [30.6%]
2	" $y - p_T$ "	0.13	55.2
	"opti"	0.11	43.9 [-20.6%]
	" $q_{mT}=0$ "	0.11	68.4 [23.8%]
3	" $y - p_T$ "	0.18	76.2
	"opti"	0.18	62.0 [-18.7%]
	" $q_{mT}=0$ "	0.18	77.4 [1.5%]
4	" $y - p_T$ "	0.15	112.1.2
	"opti"	0.15	90.0 [-19.7%]
	" $q_{mT}=0$ "	0.15	102.5 [-8.6%]

Tableau 3.1 – Comparaison entre la loi de commande " $y - p_T$ ", la loi d'optimisation et la loi de commande à  $q_{mT} = 0$ .

### 3.5.4 Analyse des résultats et conclusion

Les résultats présentés dans cette section sont à prendre avec une grande prudence. Si, pour toutes les trajectoires présentées, la masse totale d'air est sensiblement réduite (environ 20 % d'économie) en appliquant le critère énergétique proposé sans pour autant dégrader les performances, il convient tout de même d'observer les précautions suivantes :

- il n'existe aucune garantie que le critère énergétique proposé soit valable pour toute trajectoire, il s'agit d'une optimisation à chaque instant dont nous ne pouvons extrapoler les résultats avec certitude ;
- cette stratégie a le gros avantage de la causalité : elle ne nécessite en effet aucune information sur la trajectoire de position à venir pour être mise en œuvre. Pour autant, dans le cas où ces informations sont disponibles alors une méthodologie d'optimisation complètement différente se basant sur une planification des pressions sera très certainement bien plus efficace énergétiquement ;
- les moyens de mesures de la consommation disponibles sur ce banc d'essais sont trop limités pour réellement conclure de façon quantitative sur la qualité de cette méthode

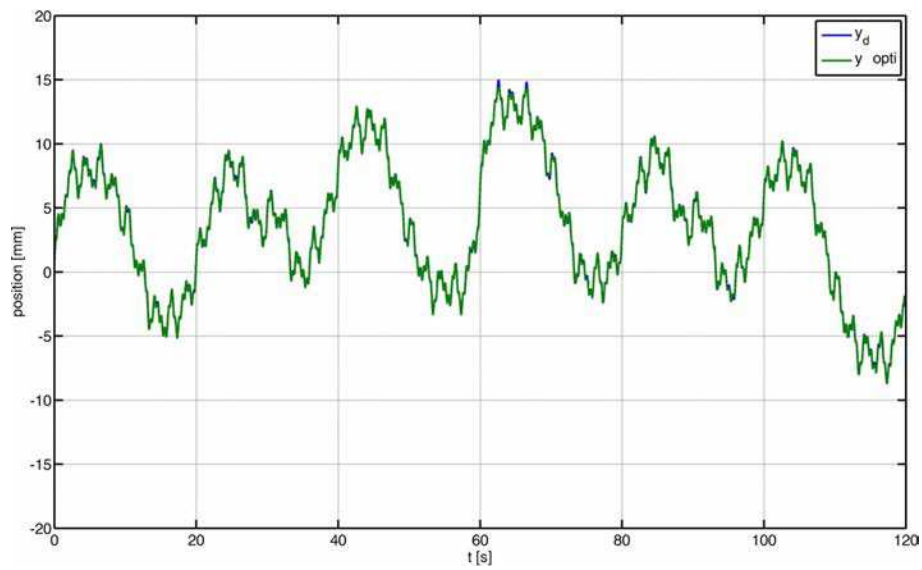


FIGURE 3.25 – Suivi de la trajectoire 1 par l'application de l'algorithme "y - opti".

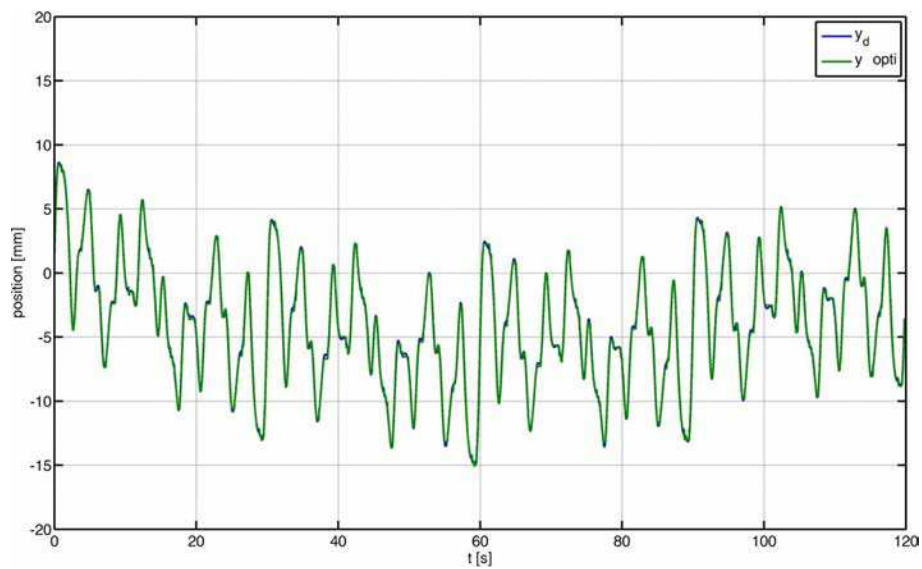


FIGURE 3.26 – Suivi de la trajectoire 2 par l'application de l'algorithme "y - opti".

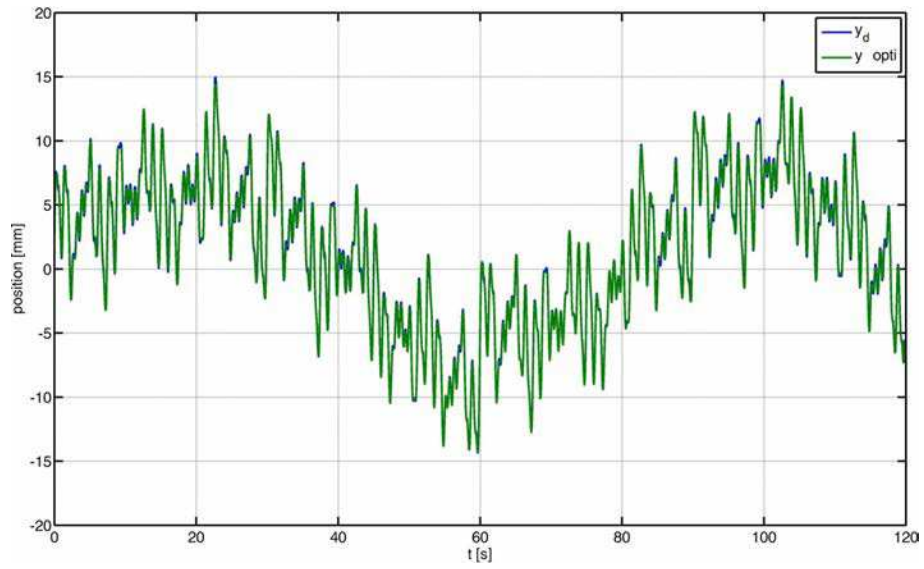


FIGURE 3.27 – Suivi de la trajectoire 3 par l'application de l'algorithme "y - opti".

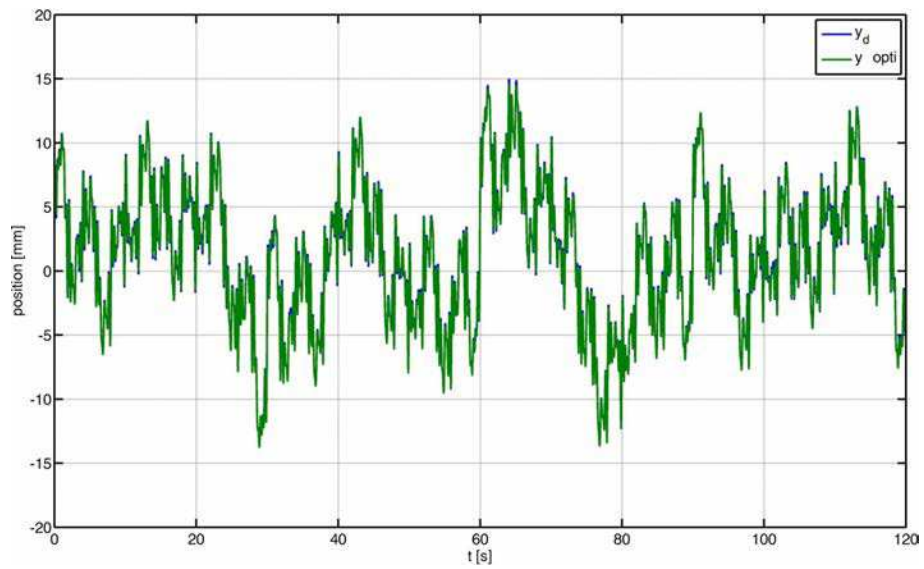


FIGURE 3.28 – Suivi de la trajectoire 4 par l'application de l'algorithme "y - opti".



d'optimisation. L'utilisation des consignes de débit comme mesure de la consommation permet une comparaison pertinente entre les différentes lois de commande mais l'utilisation d'un débitmètre situé en amont du réservoir tampon est incontournable pour fournir des données précises de coût énergétique.

La solution permettant d'éviter les saturations de pression moyenne par changement de loi de commande en temps réel (cf. section 3.5.2) donne des résultats très satisfaisants. La dynamique résiduelle engendrée par l'application du critère énergétique ne pose aucun problème de stabilité expérimentalement.

Au delà de l'aspect énergétique, la commande "*y - opti*" met également en lumière le fait que la transformation des entrées proposées dans ce manuscrit par l'intermédiaire de la transformée A-T facilite grandement l'utilisation des deux degrés de liberté. Une fois le débit massique actif  $q_{mA}$  convenablement choisi (3.33) afin d'assurer le suivi de la trajectoire de position, le degré de liberté restant peut être utilisé pour remplir n'importe quel objectif sans pour autant altérer la qualité du suivi de position. La seule contrainte à respecter est alors d'éviter les saturations de pression comme cela a pu être fait section 3.5.2. En utilisant cette méthodologie, il ne reste alors qu'à définir l'heuristique pertinente menant au calcul du débit massique de pressurisation  $q_{mT}$  selon les objectifs de l'application envisagée, le suivi de trajectoire étant de toute façon garanti par (3.33).

## 3.6 Reconstruction de la position du piston à vitesse nulle

### 3.6.1 Introduction : cas des moteurs électriques synchrones

Le parallèle proposé section 3.3.1 entre systèmes électriques triphasés modélisés dans le repère de Park et vérins pneumatiques dans le repère A-T peut encore une fois s'effectuer ici. La connaissance de la position angulaire du rotor d'un moteur synchrone est indispensable à son contrôle, qu'il s'agisse d'une commande en vitesse ou, a fortiori, en position. Celle-ci est notamment nécessaire au calcul de la transformée de Park.

Ces dernières années, le développement de capteurs logiciels se substituant aux capteurs physiques a été une préoccupation importante de la communauté automatique. Qu'il s'agisse de développer des solutions économiques permettant de se passer d'un capteur ou de gagner en fiabilité en ajoutant une redondance logique, le monde industriel est également très intéressé par ces apports. Spécifiquement, la commande sans capteur de position des moteurs synchrones à aimants permanents est un problème qui a été beaucoup traité. La position de ces actionneurs n'est observable que si la vitesse est non nulle [Vaclavek and Blaha, 2007]. Par conséquent, nombre d'observateurs ont tout d'abord été proposés pour de la commande en vitesse. Le démarrage du moteur se fait alors de façon quelque peu chaotique du fait de la méconnaissance de la position initiale mais une fois le rotor en mouvement, la position s'obtient avec une très bonne précision. Parmi les applications les plus efficaces, nous retiendrons le filtrage de Kalman étendu [Bolognani et al., 1994] ou les observateurs par modes glissants [Hu et al., 1994].

Le problème devient plus compliqué lorsque l'on souhaite reconstruire la position angulaire

du moteur à vitesse nulle. Comme la position de l'actionneur n'est pas observable dans ces conditions, la plupart des solutions proposées dans la littérature suggère d'injecter une tension pour rendre le système observable. Les méthodes les plus efficaces injectent un signal haute fréquence sur l'axe "d" estimé du repère de Park, c'est-à-dire sur l'axe "d" de la transformée de Park effectuée à la position estimée du rotor (cf. section 3.3.1). Lorsque la position est convenablement estimée, l'injection sur l'axe "d" ne provoque pas de mouvement du rotor. Si au contraire la position est mal estimée, alors une partie de l'injection sur l'axe "d" estimé est en réalité injectée sur l'axe "q" ce qui entraîne un mouvement du rotor et, par conséquent, rend le système observable ce qui permet de corriger la position [Foo and Rahman, 2010], [Abry et al., 2011], [Abry et al., 2012].

Dans ce qui suit, la même méthodologie est appliquée aux vérins électropneumatiques dont l'expression du modèle par l'intermédiaire de la transformée A-T montre de nouveau une étonnante similitude avec les moteurs triphasés dans le repère d-q. Les conditions d'observabilité, moins contraignantes que dans le cas des moteurs, sont étudiées et une solution basée sur l'injection d'un signal est proposée.

### 3.6.2 Cas des vérins pneumatiques

Comme évoqué précédemment, considérons que l'actionneur électropneumatique est immobile, donc que sa vitesse  $v$  est nulle. Dans ces conditions, le modèle de commande (3.17) devient alors :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dy}{dt} = 0 \\ \frac{dv}{dt} = \frac{-F_{sec}(v=0) + F_{pneu}}{M} \\ \frac{dF_{pneu}}{dt} = B_1 \cdot q_{mA} \\ \frac{dp_T}{dt} = B_2 \cdot q_{mT} \end{array} \right. \quad (3.58)$$

(3.58) fait apparaître une expression pour la dérivée de la vitesse  $v$  qui est pourtant supposée nulle. En pratique la vitesse restera nulle tant que l'effort pneumatique du vérin pneumatique restera inférieur à l'effort de frottement sec, c'est-à-dire :

$$v = \frac{dv}{dt} = 0 \text{ si } |F_{pneu}| < F_{sec} \quad (3.59)$$

Si cette condition n'est pas respectée alors la vitesse n'est pas nulle et le modèle (3.58) n'est plus valide.

Considérons que seules les mesures de pressions sont accessibles, aucune mesure de position, vitesse ou accélération n'étant disponible. L'effort pneumatique  $F_{pneu}$  et la pression moyenne  $p_T$  peuvent être calculés algébriquement à partir des mesures des pressions des chambres. Les

dérivées temporelles de l'effort pneumatique et de la pression moyenne peuvent être calculées en temps réel par une technique de dérivation robuste. Dans notre cas nous utilisons un dérivateur adaptatif basé sur les modes glissants d'ordre 2 [Sidhom et al., 2011]. Par conséquent nous disposons du vecteur de mesures suivant :

$$y_m = \begin{bmatrix} F_{pneu} \\ p_T \\ \frac{dF_{pneu}}{dt} \\ \frac{dp_T}{dt} \end{bmatrix} \quad (3.60)$$

Soit  $\hat{y}$  la position estimée du piston. Le modèle (3.58) a pour entrées les débits massiques virtuels  $q_{m_A}$  et  $q_{m_T}$  or ceux-ci sont calculés à partir de la mesure de position du piston. Celle-ci n'étant pas disponible, nous introduisons les débits massiques virtuels estimés  $q_{\hat{m}_A}$  et  $q_{\hat{m}_T}$ . Ces derniers correspondent aux entrées du système selon le modèle (3.65) mais l'existence d'une erreur de position fait que le système recevra en réalité les débits massiques virtuels  $q_{m_A}$  et  $q_{m_T}$ .

Les consignes de débits massiques virtuels  $q_{\hat{m}_A}$  et  $q_{\hat{m}_T}$  sont donc appliquées à une position estimée erronée  $\hat{y}$  et le système reçoit donc les débits massiques réels suivants :

$$\begin{bmatrix} q_{m_P} \\ q_{m_N} \end{bmatrix} = \frac{1}{2 \cdot V_0} \cdot \begin{bmatrix} \hat{V}_P & \hat{V}_P \\ -\hat{V}_N & \hat{V}_N \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} q_{\hat{m}_A} \\ q_{\hat{m}_T} \end{bmatrix} \quad (3.61)$$

Avec  $\hat{V}_P = V_0 + S \cdot \hat{y}$  et  $\hat{V}_N = V_0 - S \cdot \hat{y}$  les volumes de chambres estimés. Dans le repère A-T, le système recevra en réalité les débits massiques actif et de pressurisation suivants :

$$\begin{bmatrix} q_{m_A} \\ q_{m_T} \end{bmatrix} = V_0 \cdot \begin{bmatrix} \frac{1}{V_P} & -\frac{1}{V_N} \\ \frac{1}{V_P} & \frac{1}{V_N} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} q_{m_P} \\ q_{m_N} \end{bmatrix} \quad (3.62)$$

Par conséquent, les débits massiques virtuels effectivement reçus par le système peuvent se calculer en combinant (3.61) et (3.62) :

$$\begin{aligned} q_{m_A} &= q_{\hat{m}_A} + \bar{y} \cdot \frac{S \cdot V_0 \cdot q_{\hat{m}_T} - S^2 \cdot y \cdot q_{\hat{m}_A}}{V_P \cdot V_N} \\ q_{m_T} &= q_{\hat{m}_T} + \bar{y} \cdot \frac{S \cdot V_0 \cdot q_{\hat{m}_A} - S^2 \cdot y \cdot q_{\hat{m}_T}}{V_P \cdot V_N} \end{aligned} \quad (3.63)$$

avec  $\bar{y}$  l'erreur de position telle que :

$$\bar{y} = \hat{y} - y \quad (3.64)$$

Par conséquent, le modèle d'état (3.58) devient :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dy}{dt} = 0 \\ \frac{dv}{dt} = \frac{-F_{sec}(v=0) + F_{pneu}}{M} \\ \frac{dF_{pneu}}{dt} = B_1 \cdot \left[ q_{\hat{m}_A} + \bar{y} \cdot \frac{S \cdot V_0 \cdot q_{\hat{m}_T} - S^2 \cdot y \cdot q_{\hat{m}_A}}{V_P \cdot V_N} \right] \\ \frac{dp_T}{dt} = B_2 \cdot \left[ q_{\hat{m}_T} + \bar{y} \cdot \frac{S \cdot V_0 \cdot q_{\hat{m}_A} - S^2 \cdot y \cdot q_{\hat{m}_T}}{V_P \cdot V_N} \right] \end{array} \right. \quad (3.65)$$

Nous insistons sur l'importance des notations dans ce problème :

- $q_{m_A}$  et  $q_{m_T}$  sont les débits massiques actifs et de pressurisation réels, c'est-à-dire le résultat de la transformée A-T réalisée à la position  $y$  réelle à partir des débits massiques réels des servodistributeurs  $q_{m_P}$  et  $q_{m_N}$ . Dans la mesure où, dans ce problème d'observation, la position  $y$  n'est pas mesurée, ceux-ci sont inconnus ;
- à l'inverse,  $q_{\hat{m}_A}$  et  $q_{\hat{m}_T}$  sont les débits massiques actifs et de pressurisation estimés, c'est-à-dire le résultat de la transformée A-T réalisée à la position  $\hat{y}$  estimée. Par conséquent ceux-ci correspondent aux entrées du système lorsque la seule information de position disponible est l'estimée  $\hat{y}$ . Ce sont ces derniers (et non  $q_{m_A}$  et  $q_{m_T}$ ) qui pourront être imposés pour contrôler le système.

Une étude de l'observabilité de la position du piston à vitesse nulle est proposée en annexe 2. Il en découle que la seule condition pouvant alors entraîner une perte d'observabilité est la condition de débits massiques estimés nuls. Par conséquent, le système décrit par le modèle (3.65) est observable par l'intermédiaire du vecteur de mesure (3.60) si au moins l'un des débits massiques virtuels estimés  $q_{\hat{m}_A}$  ou  $q_{\hat{m}_T}$  est non nul. Nous verrons dans la section suivante comment garantir cette condition.

Il est intéressant de noter que, comparé au cas du moteur synchrone à aimants permanents, les conditions d'observabilité, bien que plus délicates à obtenir mathématiquement, sont donc moins strictes pour l'actionneur électropneumatique : il n'est pas nécessaire que le piston se déplace pour obtenir l'observabilité, seulement d'imposer un débit massique d'air non nul.

### 3.6.3 Synthèse d'un observateur

La condition (5.43), définie par l'étude d'observabilité, rend indispensable l'injection d'un débit. En effet si  $q_{\hat{m}_A} = q_{\hat{m}_T} = 0$  alors la position  $y$  du piston n'est plus observable. Pour autant, afin de respecter la condition de non déplacement (3.59) du piston, il est impératif de ne pas générer d'effort pneumatique ou, en tout cas, de le minimiser. A l'inverse, une variation de la pression moyenne  $p_T$  ne provoquera pas le déplacement du piston. Par conséquent, nous définissons les objectifs suivants pour l'observateur à synthétiser :

- annuler l'effort pneumatique ;

- assurer le suivi d'une trajectoire de pression moyenne afin de générer un débit massique d'air et ainsi garantir l'observabilité sans déplacer le piston ;
- annuler l'erreur d'observation  $\bar{y}$ .

Dans un premier temps, étudions l'expression  $W$  suivante :

$$\begin{aligned}
 W &= \left( \frac{\frac{dF_{pneu}}{dt} \cdot \hat{q}_{mT}}{B_1} - \frac{\frac{dp_T}{dt} \cdot \hat{q}_{mA}}{B_2} \right) \cdot (\hat{q}_{mT}^2 - \hat{q}_{mA}^2) \\
 &= \frac{S \cdot V_0}{V_P \cdot V_N} \cdot (\hat{q}_{mT}^2 - \hat{q}_{mA}^2)^2 \cdot \bar{y}
 \end{aligned} \tag{3.66}$$

Le terme  $V_P \cdot V_N$  de l'expression de (3.66) dépend de la position réelle  $y$  du piston et, par conséquent, est inconnu. Toutefois, la stricte positivité des volumes assure :

$$V_P \cdot V_N > 0 \tag{3.67}$$

De la même façon, nous disposons des inégalités suivantes :

$$\begin{aligned}
 S &> 0 \\
 V_0 &> 0
 \end{aligned} \tag{3.68}$$

Par conséquent, de (3.66) il vient :

$$\text{sgn}(\bar{y}) = \text{sgn}(W) \tag{3.69}$$

Le signe de l'erreur de position peut donc être calculé à partir des dérivées temporelles de l'effort pneumatique et de la pression moyenne ainsi que des valeurs de débits massiques virtuels estimés  $\hat{q}_{mA}$  et  $\hat{q}_{mT}$ . Ces derniers sont connus puisqu'il s'agit des entrées du système dont nous allons fixer la valeur.

En plus de l'erreur d'observation  $\bar{y}$ , nous introduisons les erreurs d'effort pneumatique  $\varepsilon_1$  et de pression moyenne  $\varepsilon_2$  telles que :

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_1 &= F_{pneu} \\
 \varepsilon_2 &= p_T - p_{Td}
 \end{aligned} \tag{3.70}$$

Celles-ci s'annulent respectivement lorsque l'effort pneumatique est nul<sup>2</sup> et que la pression moyenne  $p_T$  atteint sa consigne  $p_{Td}$ . Afin d'étudier l'évolution des variables d'erreur, nous proposons la fonction de Lyapunov suivante :

$$V = \frac{1}{2} \cdot ((\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) \cdot V_P \cdot V_N + \bar{y}^2) \geq 0 \tag{3.71}$$

---

2. En d'autres termes, la consigne d'effort pneumatique est prise telle que  $F_{pneu_d} = 0$ .

Nous rappelons que, sous le critère (3.59), l'expression  $V_P.V_N$  est constante et strictement positive (bien que inconnue car dépendant de la position réelle du piston), par conséquent la fonction  $V$  définie par (3.71) est bien strictement positive sauf pour la position d'équilibre désirée c'est-à-dire  $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \bar{y} = 0$ , pour laquelle elle s'annule. D'autre part, la dérivée de la position étant nulle, la dérivée de l'erreur de position (3.64) peut s'écrire comme suit :

$$\dot{\hat{y}} = \hat{y} - \dot{y} = \hat{y} \quad (3.72)$$

où  $\hat{y}$ , la dérivée de la position estimée constitue l'entrée de l'observateur. Par conséquent, la dérivée de  $V$  peut s'exprimer comme suit :

$$\dot{V} = ((\varepsilon_1.\varepsilon_1 + \varepsilon_2.\varepsilon_2).V_P.V_N + \bar{y}.\hat{y}) \quad (3.73)$$

Dans un premier temps, nous choisissons les consignes de débits massiques estimés suivantes :

$$\begin{aligned} q_{\hat{m}_A} &= -\frac{C_{\varepsilon_1}.\varepsilon_1}{B_1} \\ q_{\hat{m}_T} &= \frac{p\dot{T}_d - C_{\varepsilon_2}.\varepsilon_2}{B_2} \end{aligned} \quad (3.74)$$

avec  $C_{\varepsilon_1}$  et  $C_{\varepsilon_2}$  deux constantes strictement positives. De même, nous choisissons la dérivée de la position estimée telle que :

$$\begin{aligned} \dot{\hat{y}} &= S^2.\hat{y}.(2.\varepsilon_2.p\dot{T}_d - B_1.\varepsilon_1.q_{\hat{m}_A} - B_2.\varepsilon_2.q_{\hat{m}_T}) \\ &- S.V_0.(B_1.\varepsilon_1.q_{\hat{m}_T} + B_2.\varepsilon_2.q_{\hat{m}_A}) \\ &+ \lambda.sgn(W) \end{aligned} \quad (3.75)$$

avec  $W$  l'expression définie par (3.66) et  $\lambda$  une expression qui sera explicitée par la suite (équation (3.79) page 124).

A partir de (3.65), (3.69), (3.73), (3.74) et (3.75), la dérivée de la fonction de Lyapunov définie en (3.71) s'exprime de la façon suivante :

$$\dot{V} = -C_{\varepsilon_1}.\varepsilon_1^2.\hat{V}_P.\hat{V}_N - C_{\varepsilon_2}.\varepsilon_2^2.\hat{V}_P.\hat{V}_N + \varepsilon_2.p\dot{T}_d.S^2.\bar{y}^2 + \lambda.\bar{y}.sgn(\bar{y}) \quad (3.76)$$

$C_{\varepsilon_1}$  et  $C_{\varepsilon_2}$  étant deux constantes strictement positives, la stricte positivité des volumes estimés  $\hat{V}_P$  et  $\hat{V}_N$  garantit la négativité de l'expression suivante :

$$\dot{V}_1 = -C_{\varepsilon_1}.\varepsilon_1^2.\hat{V}_P.\hat{V}_N - C_{\varepsilon_2}.\varepsilon_2^2.\hat{V}_P.\hat{V}_N \leq 0 \quad (3.77)$$

Pour conclure sur la stabilité asymptotique de l'observateur et du suivi de trajectoire d'effort et de pression moyenne, il reste donc à assurer la négativité de l'expression suivante :

$$\dot{V}_2 = \varepsilon_2.p\dot{T}_d.S^2.\bar{y}^2 + \lambda.|\bar{y}| \quad (3.78)$$

Pour ce faire nous choisissons l'expression suivante pour  $\lambda$  :

$$\lambda = -l \cdot |p_{Td} \cdot \varepsilon_2| \cdot S^2 - \lambda_0 \quad (3.79)$$

avec  $l$  la course totale du vérin et  $\lambda_0$  une constante positive. L'expression (3.78) devient alors :

$$\dot{V}_2 = \varepsilon_2 \cdot p_{Td} \cdot S^2 \cdot \bar{y}^2 - l \cdot |p_{Td} \cdot \varepsilon_2| \cdot S^2 \cdot |\bar{y}| - \lambda_0 \cdot |\bar{y}| \quad (3.80)$$

Selon (3.64),  $\bar{y} = \hat{y} - y$  et les contraintes physiques imposent  $y \in ] -\frac{l}{2} \frac{l}{2}[$  et  $\hat{y} \in ] -\frac{l}{2} \frac{l}{2}[$  par conséquent :

$$\bar{y} \in ] -l \ l[ \quad (3.81)$$

De (3.81) il vient  $\bar{y}^2 < |\bar{y}| \cdot l$  et, par conséquent :

$$\dot{V}_2 = \varepsilon_2 \cdot p_{Td} \cdot S^2 \cdot \bar{y}^2 - |p_{Td} \cdot \varepsilon_2| \cdot S^2 \cdot |\bar{y}| \cdot l - \lambda_0 \cdot |\bar{y}| \leq 0 \quad (3.82)$$

Le paramètre  $\lambda_0$ , qui doit être positif ou nul pour garantir la négativité de (3.82), permet le réglage de l'observateur afin d'ajuster sa vitesse de convergence. Nous pouvons donc conclure que :

$$\dot{V} = \dot{V}_1 + \dot{V}_2 \leq 0 \quad (3.83)$$

Par conséquent, le système est globalement asymptotiquement stable et les trois erreurs  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$  et  $\bar{y}$  convergeront vers 0. L'ensemble de l'algorithme d'observation est résumé figure 3.29.

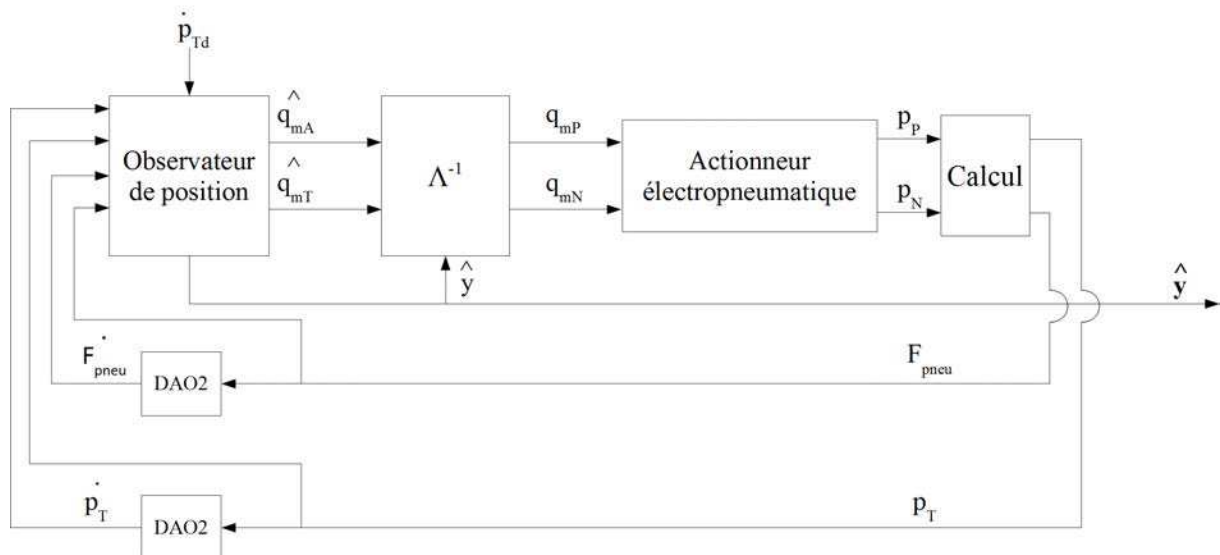


FIGURE 3.29 – Principe de l'observateur de position à vitesse nulle

### 3.6.4 Résultats expérimentaux

Une trajectoire sinusoïdale de pression moyenne est choisie :

$$\begin{aligned} p_{Td} &= A_{inj} \cdot \cos(\omega_{inj} \cdot t) \\ \dot{p}_{Td} &= -\omega_{inj} \cdot A_{inj} \cdot \sin(\omega_{inj} \cdot t) \end{aligned} \quad (3.84)$$

Paramètre	Valeur
$A_0$	3 bar
$A_{inj}$	0.1 bar
$\omega_{inj}$	$10\pi$ rad/s

Tableau 3.2 – Choix de la trajectoire de pression moyenne.

Le choix de la pulsation et de l'amplitude de la trajectoire de pression moyenne (cf. tableau 3.2) a été fait afin de créer suffisamment d'information sans pour autant entraîner le déplacement du piston lors de la phase transitoire de calcul de la position. Pour tester l'algorithme, le piston est préalablement déplacé jusqu'à une position donnée par l'intermédiaire du moteur électrique. A  $t=2s$ , le processus d'observation est enclenché (cf. figure 3.30). La position estimée converge en environ deux secondes vers la position mesurée du piston (obtenue grâce au capteur LVDT).

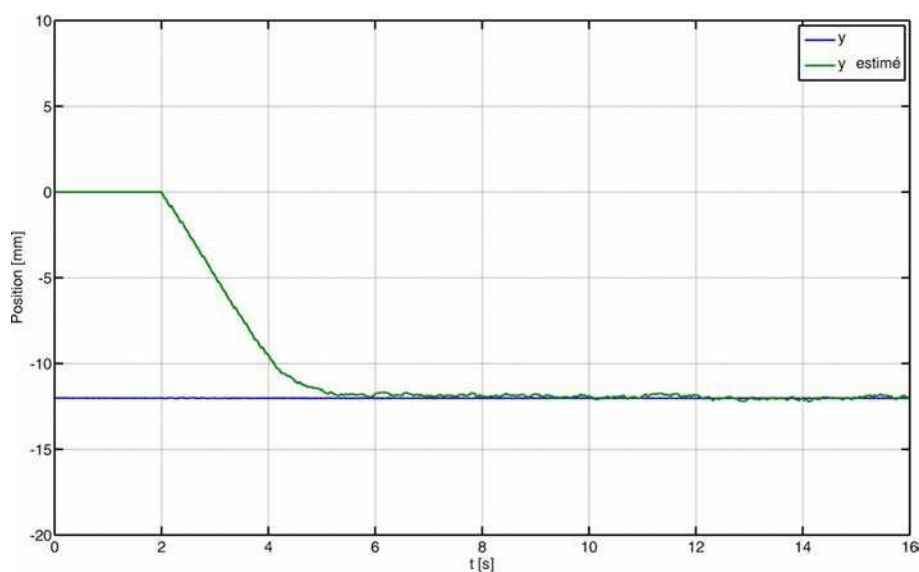


FIGURE 3.30 – Reconstruction de la position du piston.

La mesure de la position réelle du piston (cf. figure 3.32) montre que le piston ne bouge que très faiblement au cours de l'essai (oscillations à peine mesurables au début de l'observation). Ce constat est cohérent avec la mesure de l'effort pneumatique (obtenue à partir de la mesure des pressions des chambres) et celle de sa dérivée (cf. figure 3.33) qui décroissent rapidement jusqu'à n'être plus discernables du bruit de mesure. Enfin, les débits massiques virtuels (reconstitués après l'essai en utilisant la mesure de position) montrent que le débit massique actif  $q_{mA}$  décroît rapidement. Celui-ci ne s'annule jamais complètement bien que la position soit conve-



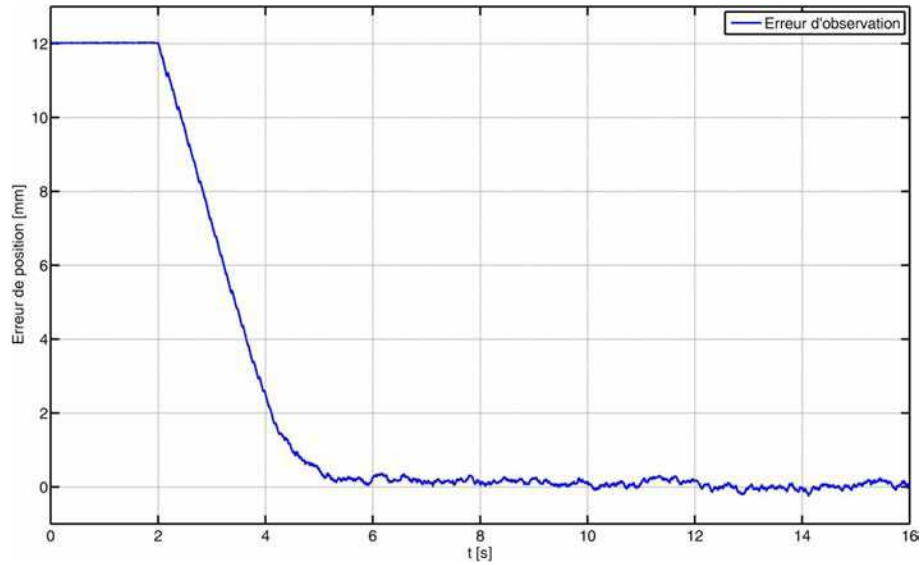


FIGURE 3.31 – Erreur commise par l’observateur.

nablement estimée. Ceci s’explique notamment par les imprécisions sur les caractéristiques des servodistributeurs.

Il est à noter que pour les trajectoires choisies, la condition d’observabilité (5.43) peut ponctuellement ne pas être remplie si les débits massiques virtuels estimés se trouvent momentanément égaux en valeur absolue (par exemple lorsque l’effort pneumatique est convenablement annulé, donc le débit massique actif estimé nul et que le débit massique de pressurisation de forme sinusoïdale passe par zéro). Pour autant, l’expérience montre que cette perte d’observabilité transitoire n’a pas d’influence sur la convergence de l’observateur.

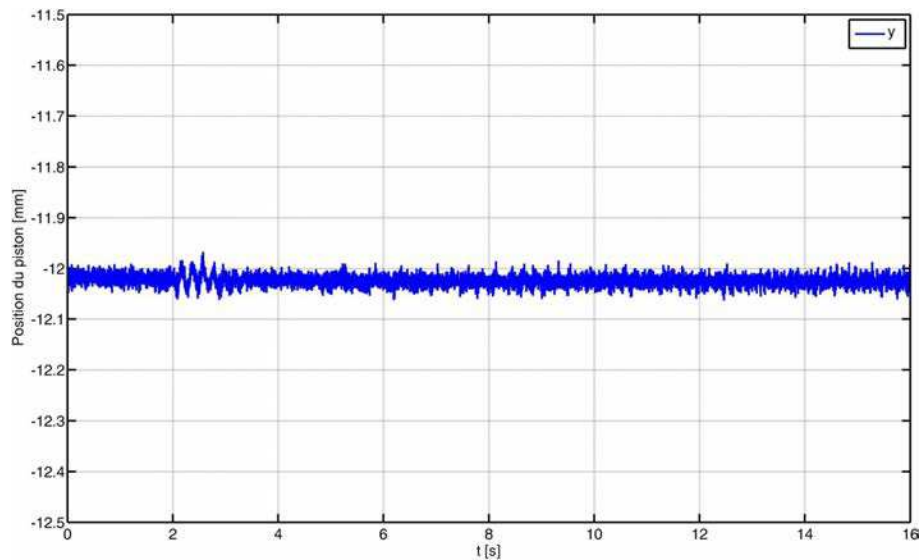


FIGURE 3.32 – Mesure de la position du piston au cours de la reconstruction de la position.

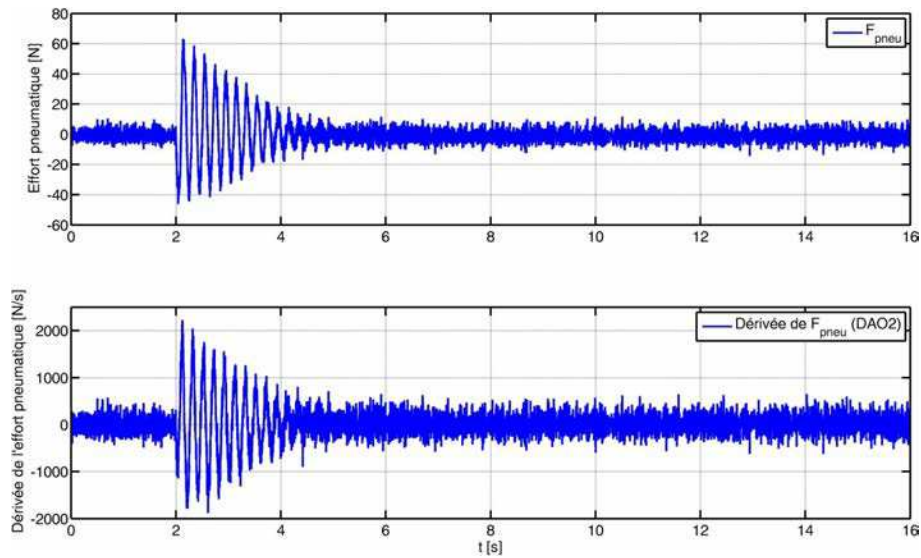


FIGURE 3.33 – Évolution de l’effort pneumatique et de sa dérivée lors du processus de reconstruction de la position.

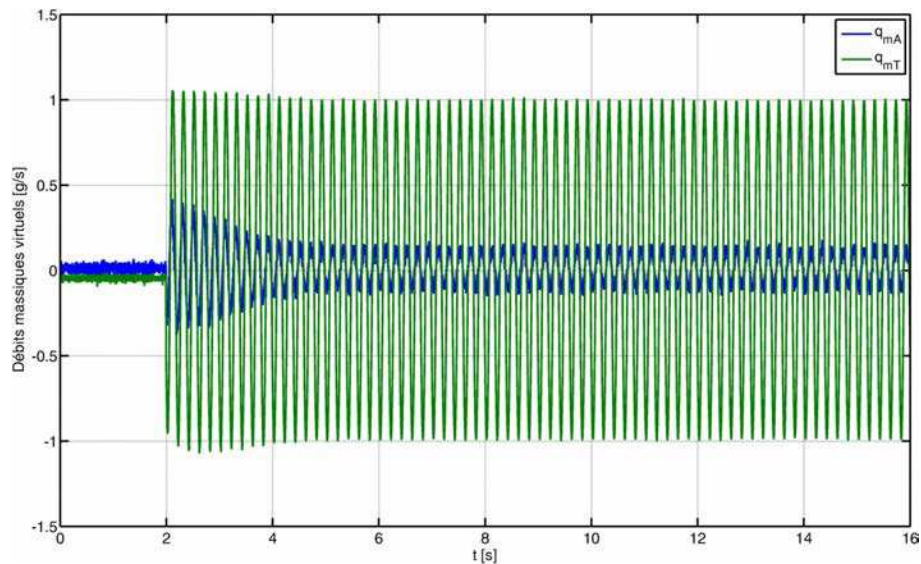


FIGURE 3.34 – Évolution des débits massiques virtuels au cours de la reconstruction de la position.

### 3.6.5 Conclusion

En exploitant la transformée A-T introduite au début de ce chapitre, nous avons pu développer un observateur de position à vitesse nulle très similaire aux stratégies employées sur les moteurs synchrones à aimants permanents. Le suivi d’une trajectoire de pression moyenne conduit à une injection de signal sur l’axe T, c’est-à-dire sur le débit massique de pressurisation, qui rend le système observable. La dérivation robuste des mesures de l’effort pneumatique et de la pression moyenne permet alors de calculer le signe de la surface de l’erreur de position. Une fonction de Lyapunov permet de conclure sur la stabilité asymptotique du système : la pression

moyenne suit la trajectoire désirée, l'effort pneumatique s'annule et la position estimée tend vers la position réelle.

Les résultats expérimentaux montrent à la fois que la position est convenablement estimée en environ deux secondes et que le piston ne bouge pas pendant le processus de reconstruction. Il s'agit d'un avantage majeur par rapport aux moteurs électriques : le piston n'a pas besoin de se déplacer pour que le système soit observable.

Cette méthode peut, par exemple, servir à initialiser un capteur de position relatif comme le codeur magnétique qui équipe le banc d'essais et, comme premier résultat de l'observation de la position d'un actionneur électropneumatique, il ouvre bien entendu la voie à des algorithmes de commande sans capteur de position en déplacement qui pourraient être développés.

### 3.7 Conclusion

Si la littérature scientifique propose nombre de lois de commande multivariables appliquées aux vérins électropneumatiques, la plupart d'entre elles n'offrent pas de réelles applications au second degré de liberté. Le choix d'utiliser deux lignes de puissance est alors uniquement justifié par la démonstration de stabilité globale facile à obtenir en multivariable et délicate en monovariable. Pour autant, un second servodistributeur coûte cher et ne saurait se justifier uniquement pour l'obtention d'une garantie théorique de stabilité.

L'introduction de la transformée A-T dans ce chapitre vise à clarifier la structure physique de l'actionneur : un degré de liberté permet de faire varier la pressurisation moyenne, l'autre permet de générer un effort pneumatique. Une fois cette distinction effectuée de façon mathématique, le modèle d'état revêt une forme strict feedback qui facilite grandement la synthèse de lois de commande non-linéaires.

Il est facile de rapprocher la transformée A-T de la célèbre transformée de Park appliquée notamment aux moteurs électriques triphasés. Dans le cas des vérins électropneumatiques, la composante  $q_{mA}$  génère l'effort pneumatique de la même façon que la tension  $V_q$  crée le couple électromagnétique. Le degré de liberté restant permet dans un cas de régler le niveau de pressurisation général et, dans l'autre, le flux magnétique. Cette similitude a notamment permis d'étendre avec succès une méthode de reconstruction de la position des moteurs synchrones à vitesse nulle aux systèmes électropneumatiques.

Le chapitre suivant s'inscrit dans la continuité immédiate de celui-ci en proposant une application directe et très concrète de la transformée A-T. En utilisant les propriétés naturelles de compliance de l'actionneur pneumatique, une loi de commande et une méthodologie de réglage des gains sont synthétisées afin de développer un actionneur à raideur variable.

## Chapitre 4

# Commande des vérins pneumatiques : de la compliance à la raideur

### Remarques préliminaires sur les notations

Il est à noter que dans l'intégralité de ce chapitre, nous ne nous intéresserons qu'à la position  $y$  du piston par rapport au corps du vérin et non à la position  $y_t$  du piston par rapport au bâti. C'est pour cette raison que la raideur du banc  $K_{eq}$  n'intervient dans aucune des équations présentées.

### 4.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous décrivons l'utilisation d'un actionneur électropneumatique comme actionneur à compliance variable [Abry et al., 2013a]. Le principe même de la compliance est dans un premier temps expliqué puis les solutions fréquemment rencontrées dans la littérature scientifique sont décrites en insistant sur la différenciation entre solutions actives et passives en insistant sur leurs avantages et défauts respectifs. Dans le cas de l'actionneur électropneumatique, les concepts de raideur pneumatique et de raideur en boucle fermée sont définis précisément et leurs influences respectives sont discutées.

En s'appuyant sur les résultats obtenus au chapitre trois sur la transformée A-T des entrées du système, une loi de commande est définie en s'appuyant sur la méthodologie du backstepping. Elle permet le suivi simultané d'une trajectoire de position et d'une trajectoire de raideur pneumatique. Une approche inédite de réglage des gains de commande est proposée afin de fixer le comportement du système en boucle fermée.

Enfin, en faisant appel à l'actionneur de charge électrique équipant le banc d'essais, des résultats expérimentaux sont proposés afin d'illustrer le potentiel d'utilisation de l'actionneur électropneumatique comme actionneur à compliance variable.

## 4.2 Les actionneurs compliant

Les performances d'un actionneur et de sa commande sont bien souvent évaluées en terme de précision, de rapidité, de robustesse vis-à-vis d'une perturbation extérieure ou encore de répétabilité. Ces critères peuvent prendre une grande importance, en particulier dans le cadre d'une application industrielle telle qu'une chaîne de montage automatisée par exemple. Dans ce cas, les actionneurs agissent dans un environnement aux limites physiques bien connues, sur des processus bien maîtrisés ; précision de suivi et rapidité peuvent alors être privilégiés et optimisés sans risques. A l'inverse, lorsque la sécurité et l'adaptabilité sont essentielles, ce qui est en particulier le cas dans tous les processus où humains et machines doivent interagir, les critères évoqués précédemment perdent de leur prédominance et la qualité du système est alors davantage évaluée en termes de sécurité voire de confort de l'utilisateur.

Le concept d'impédance en boucle-fermée est au cœur de cette problématique : un actionneur raide a pour but de s'opposer à toute perturbation extérieure sans dévier de sa position de consigne, un actionneur compliant est au contraire pensé pour "accepter" une perturbation et se déplacer en conséquence afin de limiter l'effort engendré. Par conséquent, son comportement est défini à la fois par sa raideur  $K$  et sa position d'équilibre  $y_0$ . Sa position d'équilibre - qui sera un angle dans le cas d'un actionneur rotatif - correspond à la position pour laquelle l'actionneur ne génère pas d'effort, c'est-à-dire la position vers laquelle tendra l'actionneur s'il n'est soumis à aucun autre effort extérieur. Nous insistons sur le fait que le concept de position d'équilibre dans le cadre de la compliance (notamment défini par [Ham et al., 2009]) diffère de la définition classique retenue en automatique. Dans le cas d'un ressort (qui, comme nous le verrons par la suite, rentre dans le cadre de la définition d'un actionneur compliant passif) par exemple, la position d'équilibre correspond à la longueur à vide. Le ressort, lorsqu'il est soumis à un effort extérieur, peut évoluer jusqu'à un autre équilibre (au sens de l'automatique cette fois) mais c'est bien vers sa longueur à vide qu'il tendra s'il n'est soumis à aucun effort extérieur. La raideur en boucle fermée caractérise la réaction de l'actionneur lorsque sa position s'éloigne de sa position d'équilibre. Mécaniquement, l'effort  $F$  de l'actionneur (qui sera un couple dans le cas d'un actionneur rotatif) engendré par le phénomène de raideur peut s'exprimer par la classique relation de Hooke généralement appliquée aux ressorts :

$$F = K.(y - y_0) \quad (4.1)$$

La relation (4.1) peut être généralisée pour les cas où la raideur n'est pas nécessairement constante (ressorts non-linéaires) ou si l'effort ne dépend pas uniquement de la distance à l'équilibre  $\Delta y = y - y_0$  :

$$K = \left| \frac{dF}{d\Delta y} \right| \quad (4.2)$$

(4.2) montre bien que plus la raideur du système sera grande, plus il aura tendance à s'opposer

à un déplacement depuis sa position d'équilibre. La valeur absolue permet de garantir la positivité de  $K$  sans définir de référentiel d'orientation des efforts et des positions, étant établi que l'effort engendré par la raideur s'oppose par définition au déplacement depuis la position d'équilibre. La compliance (terme anglais sans équivalent en Français) étant définie comme l'inverse de la raideur, les deux termes sont utilisés indifféremment dans ce manuscrit.

Le terme "actionneur compliant" est ambiguë car il peut laisser sous-entendre que la raideur de l'actionneur est faible (donc que la compliance est forte). Or, ce n'est pas le cas, celui-ci n'a rien de quantitatif et indique simplement que le comportement de l'actionneur n'est pas de tendre "à tout prix" (sous-entendu, en générant son effort maximal) vers sa position d'équilibre mais de n'engendrer qu'un effort limité et de "tolérer" un déplacement. Mathématiquement, la dénomination "actionneur à raideur finie" serait par conséquent plus adaptée mais nous nous en tiendrons au terme "actionneur compliant" pour tout actionneur présentant un comportement similaire à (4.1). Certains permettent de choisir la position d'équilibre  $y_0$  (comme dans le cas d'un ressort dont la précontrainte peut être réglée) et, éventuellement, la raideur  $K$ . Si la valeur de raideur  $K$  peut être réglée alors nous adopterons les définitions plus spécifiques "d'actionneur à compliance variable" ou encore "d'actionneur à raideur variable" qui sont équivalentes.

Un actionneur infiniment raide est un actionneur qui exerce son effort maximal s'il n'est pas en position d'équilibre. Par exemple un moteur électrique asservi en position par une loi de commande présentant une action intégrale est un actionneur infiniment raide : son couple tendra vers la limite maximale (définie par le courant maximal de son alimentation) si sa position est maintenue loin de l'équilibre - dans ce cas, la consigne de position de la loi de commande - par un couple extérieur.

Ces dernières années, de nombreuses propositions ont été faites pour développer des solutions compliantes. Deux catégories fondamentales doivent être distinguées : les actionneurs compliantes actifs et passifs.

#### 4.2.1 La compliance passive

Les solutions de cette catégorie comprennent un élément mécaniquement élastique (généralement un ressort) capable de stocker de l'énergie. [Ham et al., 2009] propose une revue très complète des actionneurs compliantes passifs existants et les classe dans les quatre familles technologiques suivantes :

- *Raideur à équilibre contrôlé* : les actionneurs basés sur ce principe sont essentiellement constitués d'un actionneur traditionnel (électrique, hydraulique...) dont la raideur est importante montée en série avec un ressort (cf. figure 4.1). Une mesure d'élongation/compression du ressort est effectuée afin de déterminer l'effort appliqué sur l'actionneur. Cette donnée est utilisée par l'actionneur pour ajuster son effort. Plusieurs versions ont été proposées à commencer par le *Series Elastic Actuator* [Pratt and Williamson, 1995] où seule la position d'équilibre peut être réglée, la raideur étant imposée par les caractéristiques du ressort.

téristiques du ressort utilisé. Des versions plus complexes ont été proposées, avec, par exemple, l'ajout d'un second ressort en parallèle [Au et al., 2007] pour une application sur une prothèse de cheville ou encore en combinant la structure à une loi de commande générant une compliance active [Hollander et al., 2006].

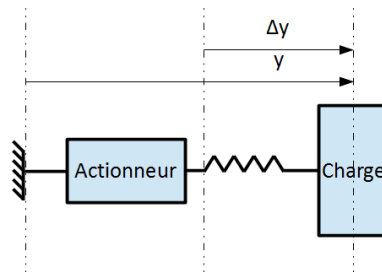


FIGURE 4.1 – Schéma de principe de l'assemblage d'un actionneur et d'un ressort en série.

- *Raideur à contrôle antagoniste* : le principe fondamental (cf. figure 4.2) consiste à utiliser deux couples actionneur-ressort montés en parallèle de part et d'autre de la charge mécanique. Si les ressorts présentent des caractéristiques non-linéaires de raideur alors le positionnement des deux actionneurs permet de régler à la fois la position d'équilibre et la raideur de l'ensemble. Cette structure est directement dérivée de l'interaction fondamentale "biceps-triceps" qui permet - entre autres choses - de faire varier la raideur du coude. [Migliore et al., 2005] en propose une application rotative directement inspirée d'une articulation biologique. Une application rencontrée de plus en plus fréquemment concerne l'utilisation de muscles artificiels [Daerden and Lefeber, 2002] dans cette configuration.

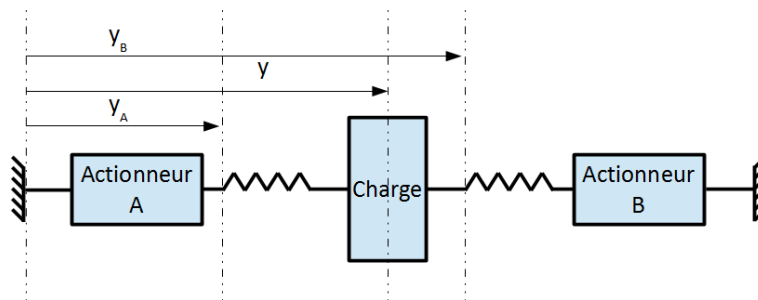


FIGURE 4.2 – Schéma de principe d'un réglage de compliance et position d'équilibre par raideur à contrôle antagoniste.

- *Raideur à contrôle de structure* : cette catégorie constitue une évolution du principe de "raideur à équilibre contrôlé", donc ne contient qu'un seul ressort (contrairement aux systèmes antagonistes) dont la caractéristique de raideur est modifiée de façon structurelle, c'est-à-dire en modifiant l'architecture même du ressort. Plusieurs solutions sont possibles ; [Kawamura et al., 2002] propose par exemple un élément élastique constitué d'un empilement de lames métalliques indépendantes, plus celles-ci sont pressées entre-elles, plus la raideur du ressort est importante. [Prelle, 1997] développe une solution de contrôle

de la compliance d'un bras de robot à partir d'une architecture basée sur des soufflets pneumatiques.

- *Raideur à contrôle mécanique* : ce principe est très proche de la catégorie précédente à ceci près que la variation d'impédance n'est pas effectuée en modifiant l'élément élastique mais son intégration dans l'ensemble du mécanisme. Ce principe est appliqué avec succès par le système MACCEPA (Mechanically Adjustable Compliance and Controllable Equilibrium Position Actuator) [Van Ham et al., 2006] dont peuvent être réglées à la fois la position d'équilibre et la raideur en modifiant la pré-tension et l'angle d'ancrage de l'élément élastique (cf. figure 4.3).

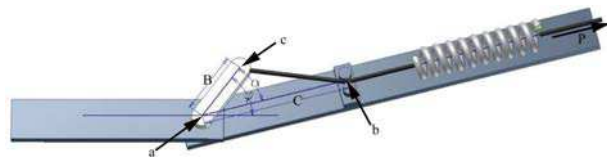


FIGURE 4.3 – Schéma de principe d'un actionneur MACCEPA [Van Ham et al., 2006].

Les avantages de la compliance passive sont multiples : tout d'abord l'absence de boucle de régulation leur confère généralement une très large bande passante. Contrairement aux systèmes actifs, ils ne subissent pas les retards dus aux temps de réponse des capteurs, des actionneurs et de la boucle de commande dans la génération des efforts engendrés par leur raideur. L'autre avantage majeur concerne l'aspect énergétique : là où un actionneur actif doit continuellement dissiper de l'énergie pour s'opposer au déplacement, un actionneur passif stocke au contraire de l'énergie lors de la compression et la restitue lors de l'extension. Ce principe est au cœur des problématiques d'optimisation énergétique en robotique afin de développer des systèmes autonomes capables de se déplacer avec la même efficacité énergétique qu'un humain ou tout autre animal [Alexander, 1990]. Enfin, du fait de leur faible besoin en énergie, voire de leur complète passivité pour les systèmes les plus simples, les systèmes passifs sont souvent largement moins encombrants et par conséquent bien plus adaptés aux applications de "robotique portable" telles que les prothèses médicales.

#### 4.2.2 La compliance active

Le principe fondamental de la compliance active est le même dans toutes les applications : il consiste à réguler l'effort d'un actionneur afin de lui conférer une réponse en boucle fermée similaire à celle d'un ressort. L'avantage majeur de cette solution sur les actionneurs passifs concerne la facilité de réglage des deux paramètres que sont la position d'équilibre et la raideur. Ces derniers peuvent en outre être choisis en temps réel au cours de l'utilisation afin de s'adapter à un cahier des charges pouvant être complexe contrairement aux solutions passives où le réglage est limité ou inexistant et a essentiellement lieu pendant les phases de dimensionnement et de conception.



[Ham et al., 2009] propose un excellent exemple illustrant l'importance de pouvoir adapter l'impédance en temps réel : lorsque des humains doivent travailler à proximité de robots industriels, qui sont potentiellement des machines de forte puissance, le risque de collision est important. Si les actionneurs utilisés ont un comportement raide alors ces collisions peuvent être extrêmement dangereuses pour les individus. A l'inverse si un comportement fortement compliant est imposé alors les efforts engendrés par les chocs accidentels seront fortement réduits et la sécurité des personnes en sera largement renforcée. Toutefois, lors de certaines phases d'usinage ces mêmes robots ont besoin de présenter une raideur très élevée afin d'assurer une très grande précision. La logique veut donc d'opter pour un comportement très compliant lors des déplacements de grande amplitude et de basculer sur une raideur importante lors des petits déplacements, moins risqués pour les humains présents, afin d'assurer la précision du positionnement de l'outil.

Comme évoqué précédemment, la problématique essentielle est la plus faible bande passante de ces systèmes : quelle que soit la technologie de l'actionneur, la génération de l'effort est régie par une dynamique qui dégrade la qualité du comportement de raideur désiré. A ceci viennent s'ajouter retards et imprécisions des capteurs d'effort ou de position. C'est pour cette raison que la démarche de régulation active de raideur est souvent couplée à une conception du système lui conférant intrinsèquement des caractéristiques élastiques. [Okada et al., 2000] propose par exemple de combiner une approche passive à une régulation de la compliance par un contrôleur  $H_\infty$  pour recréer une articulation similaire à un coude. [Kim et al., 2012] combine également une régulation active de la raideur avec un système de ressort non-linéaire qui permet d'améliorer l'absorption des chocs pour réduire les risques de blessure en cas de collision.

### 4.3 Actionneur électropneumatique et compliance

Les actionneurs pneumatiques ont la réputation d'être fortement compliant. Cette idée reçue est partiellement vraie d'un certain point de vue mais demande à être précisée. En effet, il est exact que le vérin, constitué de deux chambres, correspond à un système de deux ressorts en parallèle. Il présente par conséquent un caractère compliant indéniable. Pourtant, il s'agit d'une compliance **en boucle ouverte**.

Afin de clarifier cette idée, comparons le vérin pneumatique à d'autres actionneurs. Les moteurs électriques rotatifs (de type synchrone par exemple) et les moteurs plats, tel que celui décrit chapitre 2, s'ils ne sont pas alimentés (courant nul, correspondant à la contrainte de débit d'air nul) ne présentent aucune raideur : la partie mobile peut se déplacer librement sans aucune opposition à l'exception des frottements. Par conséquent **ils sont entièrement compliant en boucle ouverte**, leur raideur en boucle ouverte étant négligeable. Pour autant, il est bien connu que ces mêmes actionneurs, une fois commandés en position **peuvent être extrêmement raides en boucle fermée** du fait de leur large bande passante. Il est donc logique de dire d'un vérin pneumatique qu'il est plus raide en boucle ouverte qu'un moteur électrique en boucle ouverte et de la même façon, la raideur en boucle fermée de l'actionneur électropneumatique dépendra de la loi de commande qui lui sera appliquée.

Cette distinction entre raideur en boucle ouverte (ou raideur naturelle) et raideur en boucle fermée est fondamentale pour bien comprendre l'utilisation qui est faite de l'actionneur électropneumatique dans ce chapitre. C'est d'ailleurs ce concept qui sépare les actionneurs compliants actifs et passifs : la première catégorie utilise une raideur en boucle fermée en commandant un actionneur dont la raideur en boucle ouverte est faible quand la seconde exploite directement la raideur en boucle ouverte sans utiliser de loi de commande ni de contre-réaction.

## 4.4 La raideur pneumatique

Dans le cas d'un vérin électropneumatique, nous désignons par "raideur pneumatique" sa raideur en boucle ouverte. Cette dernière varie avec la pression des chambres et la position du piston. A partir du modèle de commande (1.34), elle se calcule de la façon suivante [Richard, 1990] :

$$K_{pneu} = \left( \frac{p_P}{V_P(y)} + \frac{p_N}{V_N(y)} \right) \cdot k \cdot S^2 \quad (4.3)$$

En utilisant la transformée A-T présentée chapitre trois (3.4), sa dérivée s'exprime ainsi :

$$\frac{dK_{pneu}}{dt} = \frac{A_5 \cdot K_{pneu} \cdot y \cdot v - A_6 \cdot F_{pneu} \cdot v - B_4 \cdot y \cdot q_{m_A} + B_5 \cdot q_{m_T}}{V_N(y) \cdot V_P(y)} \quad (4.4)$$

avec :

$$A_5 = 2 \cdot S^2 \cdot (k + 1) \quad A_6 = S^2 \cdot k \cdot (k + 1)$$

$$B_4 = \frac{S^3 \cdot k^2 \cdot T \cdot r}{V_0} \quad B_5 = S^2 \cdot k^2 \cdot T \cdot r$$

Il est à noter que, contrairement à celle de la pression moyenne  $p_T$ , la dynamique de la raideur pneumatique dépend à la fois des débits massiques actif  $q_{m_A}$  et de pressurisation  $q_{m_T}$ . Enfin, il est possible d'exprimer la dérivée de l'effort pneumatique en fonction de la raideur pneumatique à partir de (1.34) :

$$\frac{dF_{pneu}}{dt} = -K_{pneu} \cdot v + B_1 \cdot q_{m_A} \quad (4.5)$$

L'expression (4.5) est un résultat essentiel de l'utilisation de la transformée A-T sur les actionneurs électropneumatiques et permet de très clairement distinguer les deux phénomènes physiques générant un effort pneumatique :

- la raideur pneumatique qui s'oppose à un déplacement. C'est le comportement naturel du vérin en boucle ouverte - c'est-à-dire quand le débit massique actif  $q_{m_A}$  n'est pas utilisé pour réguler la position du piston et est donc nul ;
- l'apport d'une masse de gaz par l'intermédiaire des servodistributeurs sur la composante A de la transformée A-T.

Il est à noter que le cas où les deux débits massiques des servodistributeurs  $q_{mP}$  et  $q_{mN}$  sont nuls correspond à un cas particulier de la condition  $q_{mA} = 0$ .

Nous avons vu précédemment qu'un actionneur compliant se caractérise par sa raideur et sa position d'équilibre. Dans le cas d'un vérin pneumatique utilisé en boucle ouverte (c'est-à-dire sans contrôle de l'effort pneumatique donc en imposant un débit massique actif nul) la raideur est donc la raideur pneumatique  $K_{pneu}$ , reste à déterminer sa position d'équilibre. La question n'est pas évidente *a priori* car la raideur apparaît comme un multiple de la vitesse dans l'expression de la dérivée de l'effort (4.5) et non comme un multiple de la position sur l'effort lui-même comme dans la définition (4.1). Dimensionnellement, cela ne change rien mais la position d'équilibre n'apparaît qu'en intégrant l'expression (4.5) et en faisant apparaître une constante d'intégration. Cette dernière peut donc prendre n'importe quelle valeur sur toute la course du vérin : pour la modifier, conformément à l'équation (4.5), il convient de vaincre le phénomène de raideur par l'intermédiaire du débit massique actif  $q_{mA}$  afin d'engendrer un effort pneumatique susceptible de mettre le piston en mouvement jusqu'à une nouvelle position d'équilibre.

Plusieurs lois de commande ont été décrites pour contrôler la raideur pneumatique d'un vérin : [E. Bideaux and Thomasset, 2003] et [Shen and Goldfarb, 2007] proposent de contrôler simultanément l'effort pneumatique et la raideur pneumatique respectivement par la technique de la platitude et des modes glissants et [Meng et al., 2013] synthétise une loi de commande adaptative permettant de suivre une trajectoire d'effort tout en offrant la possibilité de maximiser ou minimiser la raideur pneumatique. Les résultats expérimentaux sont bons et les trajectoires sont convenablement suivies mais la possibilité d'appliquer ces algorithmes en pratique est largement discutable. Le contrôle simultané de la raideur et de l'effort pneumatique n'est pas cohérent physiquement : selon l'équation (4.5), une loi de commande contrôlant l'effort compense l'influence de la raideur, par conséquent la variation de raideur n'aura aucun effet visible tant que l'effort sera régulé. Une application possible serait d'utiliser la boucle d'effort pour positionner le piston à une nouvelle position d'équilibre, de régler la raideur, puis de cesser toute régulation d'effort afin de laisser le vérin se comporter comme un ressort comme le proposait [Raibert et al., 1986], mais le contrôle simultané effort - raideur pneumatique n'est pas pertinent. [Shen and Goldfarb, 2007] propose d'ailleurs de rajouter une boucle de position afin de déplacer le piston mais n'étudie pas la raideur en boucle fermée résultante, qui n'a rien à voir avec la raideur pneumatique. La confusion entre raideur pneumatique et raideur en boucle fermée est presque systématiquement faite dans la littérature malgré le fait que, comme nous le montrerons par la suite, la seconde ne dépende pas de la première une fois le vérin pneumatique asservi en position.

Même si cela n'est pas explicitement annoncé, les solutions précédentes reviennent à utiliser l'actionneur électropneumatique comme un actionneur compliant passif : la raideur est provoquée par le gaz sous pression enfermé dans les deux chambres, les servodistributeurs n'étant pas sollicités pour générer un effort s'opposant à un déplacement depuis la position d'équilibre. Dans la section 4.5, nous proposons de combiner cette caractéristique passive à une régulation active de

la raideur afin d'obtenir un actionneur hybride dont les performances comme actionneur à compliance variable sont largement supérieures. Notons que [Richard, 1990] et [Moreau et al., 2011] ont déjà abordé la question du réglage de la raideur en boucle fermée d'un actionneur électropneumatique mais en se cantonnant à des lois de commandes linéaires.

#### 4.4.1 Dimensionnement du vérin et raideur pneumatique

Si les propriétés de raideur pneumatique du vérin doivent être exploitées afin de l'utiliser comme actionneur compliant passif ou, comme nous l'étudierons section 4.5.3, pour profiter de ses propriétés passives dans le développement d'un actionneur compliant actif, alors il convient d'étudier l'impact du dimensionnement du système sur les valeurs de raideur pneumatiques pouvant être atteintes. Nous définissons ici les grandeurs de raideur pneumatique maximale et minimale  $K_{pneu_{max}}$  et  $K_{pneu_{min}}$  comme **les valeurs de raideur pneumatique maximale et minimale atteignables sur toute la course du vérin.**

La raideur pneumatique (4.3) dépend à la fois des pressions de chaque chambre et de la position du piston. La pression de chacune des deux chambres est bornée d'une part par la pression source  $p_S$ , qui correspond à la pression maximale, et, d'autre part, par la pression atmosphérique  $p_{atm}$ , qui correspond à la pression minimale<sup>1</sup>. La conséquence évidente est que la raideur est maximale par rapport aux variables de pression pour  $p_P = p_N = p_S$  et minimale pour  $p_P = p_N = p_{atm}$ . Nous pouvons alors définir les deux raideurs pneumatiques correspondant respectivement aux pressions de chambres maximales et minimales :

$$\begin{aligned} K_{pneu_{p_{max}}}(y) &= \frac{p_S \cdot k \cdot S \cdot l}{\frac{l^2}{4} - y^2} \\ K_{pneu_{p_{min}}}(y) &= \frac{p_{atm} \cdot k \cdot S \cdot l}{\frac{l^2}{4} - y^2} \end{aligned} \quad (4.6)$$

La raideur pneumatique augmentant avec l'éloignement du piston de la position centrale, sa valeur maximale atteignable sur l'ensemble de la course se situe donc au centre. Nous pouvons alors exprimer la raideur pneumatique maximale telle que :

$$\begin{aligned} K_{pneu_{max}} &= K_{pneu_{p_{max}}}(0) \\ &= 4 \cdot p_S \cdot k \cdot \frac{S}{l} \end{aligned} \quad (4.7)$$

Selon (4.7), la raideur maximale est proportionnelle au rapport de la surface sur la course du vérin. Ce quotient définit la compacité de l'actionneur, et, plus cette dernière sera grande, plus la raideur pneumatique pourra être choisie grande sur l'ensemble de sa course.

1. En toute rigueur, la pression des chambres peut, lors d'une phase transitoire, descendre en deçà de la pression d'échappement ou au contraire dépasser la pression d'alimentation. Il s'agit dans tous les cas de phénomènes brefs dont il n'y a pas lieu de tenir compte dans une démarche de dimensionnement.

De la même façon, comme la raideur augmente avec l'éloignement du piston de sa position centrale, la valeur minimale atteignable se situe donc à la course maximale  $y_{max}$  (positive ou négative indifféremment). Il est intéressant de considérer une valeur de course maximale inférieure à la course totale du vérin  $\frac{l}{2}$  car la raideur augmente très fortement aux extrémités (en particulier si les volumes morts sont faibles). Il va de soi que la raideur minimale  $K_{pneu_{min}}$  ainsi définie ne pourra être atteinte que sur la course  $[-y_{max} \ y_{max}]$ .

$$\begin{aligned} K_{pneu_{min}} &= K_{pneu_{p_{min}}}(y_{max}) \\ &= \frac{p_{atm} \cdot k \cdot S \cdot l}{\left(\frac{l}{2}\right)^2 - y_{max}^2} \end{aligned} \quad (4.8)$$

Cette valeur augmente donc avec le volume total  $S \cdot l$  du vérin mais est avant tout régie par la différence entre les carrés de la demie course totale  $\left(\frac{l}{2}\right)$  et de la course maximale retenue par le cahier des charges ( $y_{max}$ ).

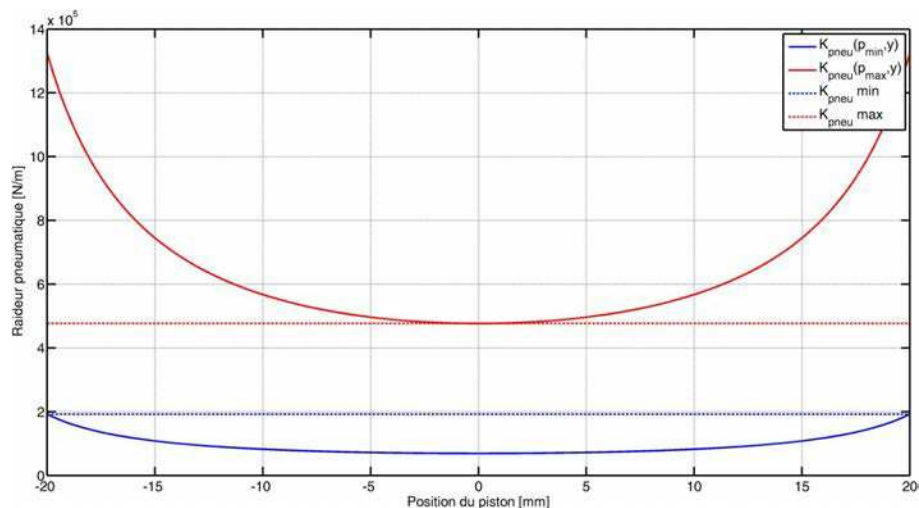


FIGURE 4.4 – Évolution de la raideur pneumatique de l'actionneur de l'étude selon la pression des chambres et la position.

La figure 4.4 montre l'évolution de la raideur pneumatique à pression maximale et minimale en fonction de la course du vérin ainsi que les bornes maximales et minimales atteignables retenues selon les équations (4.7) et (4.8). Nous avons choisi une course maximale de  $\pm 2$  cm contre une course totale de  $\pm 2.5$  cm. Dans ces conditions la raideur pneumatique du vérin peut être fixée de  $1.92 \times 10^5$  N/m à  $4.77 \times 10^5$  N/m sur la course  $\pm 2$  cm soit une variation d'un facteur 2.5.

Pour un vérin donné, il est possible d'augmenter l'étendu de réglage en augmentant la pression d'alimentation (la raideur pneumatique maximale lui étant proportionnelle) ou en choisissant de travailler sur une course inférieure du vérin (par exemple en prenant  $y_{max} = 1$  cm, la raideur pneumatique peut alors varier d'un facteur 5.8 dans le cas du système étudié). Enfin, il est possible d'augmenter la raideur maximale en choisissant un vérin dont la compacité (rapport de

la surface sur la longueur) est plus importante. Toutes ces considérations de dimensionnements concernent bien entendu les propriétés de compliance variable passive de l'actionneur électropneumatique, la section suivante développe une solution de contrôle permettant son utilisation comme actionneur à compliance variable active.

## 4.5 Asservissement de position avec réglage de l'impédance ( $y - K_{pneu}$ )

Le principe même du réglage de l'impédance en boucle fermée passe avant tout par un asservissement de position. En effet, ce dernier fixe la position d'équilibre (qui correspond à la position de consigne) et son réglage impose les caractéristiques d'impédance. Dans cette section nous allons donc utiliser de nouveau la technique du backstepping pour synthétiser une loi de commande permettant de suivre une trajectoire de position puis nous étudierons l'influence de son réglage sur la raideur en boucle fermée présentée par l'actionneur. En outre, afin de tirer parti du second degré de liberté, la raideur pneumatique sera également contrôlée dans le but d'exploiter les propriétés de compliance passive de l'actionneur.

### 4.5.1 Synthèse de la loi de commande MIMO

Dans un premier temps nous choisissons le vecteur d'état suivant :

$$X = \begin{bmatrix} y \\ v \\ F_{pneu} \\ K_{pneu} \end{bmatrix} \quad (4.9)$$

Dans ces conditions, en accord avec (4.5) et (4.4), le modèle d'état devient :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dy}{dt} = v \\ \frac{dv}{dt} = \frac{-b.v - F_{sec}(v) + F_{pneu}}{M} \\ \frac{dF_{pneu}}{dt} = -K_{pneu}.v + B_1.q_{m_A} \\ \frac{dK_{pneu}}{dt} = \frac{A_5.K_{pneu}.y.v - A_6.F_{pneu}.v - B_4.y.q_{m_A} + B_5.q_{m_T}}{V_N(y).V_P(y)} \end{array} \right. \quad (4.10)$$

Les premières étapes de la synthèse sont identiques à la démarche menée dans la section du chapitre 3, pour des raisons de brièveté nous ne rappellerons que les équations principales. Les équations (3.19) à (3.31) sont donc identiques et il vient que :

$$z_1 = y - y_d \quad (4.11)$$

où  $y_d$  constitue la consigne de position qui correspondra donc à la position d'équilibre de notre actionneur compliant. La seconde variable d'erreur concerne la vitesse :

$$z_2 = v - v_d + C_1 \cdot z_1 \quad (4.12)$$

Ce qui mène à :

$$\dot{z}_1 = z_2 - C_1 \cdot z_1 \quad (4.13)$$

Dans le but d'annuler et stabiliser l'erreur  $z_2$ , nous sommes alors amenés à choisir la consigne d'effort pneumatique suivante comme commande virtuelle du sous-système :

$$F_{pneu} = F_{pneu_d} = M \cdot (a_d + z_1 \cdot (C_1^2 - 1) - z_2 \cdot (C_1 + C_2)) + b \cdot v + F_{sec}(v) \quad (4.14)$$

Nous rappelons que  $C_1$  et  $C_2$  sont deux paramètres de la commande qui doivent être choisis strictement positifs. La troisième variable d'erreur concerne alors le suivi de l'effort pneumatique :

$$fz_3 = F_{pneu} - F_{pneu_d} \quad (4.15)$$

Nous pouvons alors écrire :

$$\dot{z}_2 = \frac{z_3}{M} - z_1 - C_2 \cdot z_2 \quad (4.16)$$

Jusqu'ici la synthèse est rigoureusement identique à la commande de position - pression moyenne présentée chapitre 3. Nous poursuivons en écrivant la dérivée de la variable d'erreur  $z_3$  :

$$\begin{aligned} \dot{z}_3 = & B_1 \cdot q_{m_A} - K_{pneu} \cdot v - M \cdot \dot{j}_d - \frac{b \cdot (F_{pneu} - b \cdot v - F_{sec}(v))}{M} \\ & + M \cdot (C_1^3 - 2 \cdot C_1 - C_2) \cdot z_1 + (C_1 + C_2) \cdot z_3 + M \cdot (1 - C_1^2 - C_2^2 - C_1 \cdot C_2) \cdot z_2 \end{aligned} \quad (4.17)$$

De nouveau, conformément au choix effectué section 3.4.1, nous considérerons que  $\frac{dF_{sec}}{dt} = 0$ .

Cette loi de commande étant conçue afin de pouvoir régler l'impédance de l'actionneur, donc sa réponse lorsqu'il sera soumis à un effort extérieur, il est utile de considérer l'intégrale de l'erreur d'effort afin d'annuler toute erreur permanente induite par un effort extérieur. Celle-ci est donc définie comme suit :

$$z_{3i} = \int z_3 \cdot dt \quad (4.18)$$

Nous définissons la fonction de Lyapunov suivante :

$$V_3 = \frac{z_1^2}{2} + \frac{z_2^2}{2} + \frac{z_3^2}{2} + K_i \cdot \frac{z_{3i}^2}{2} \quad (4.19)$$

Où  $K_i$  est une constante strictement positive. Si le débit massique actif suivant est imposé :

$$q_{m_A} = f_0 + f_1 \cdot z_1 + f_2 \cdot z_2 + f_3 \cdot z_3 + f_4 \cdot z_{3i} \quad (4.20)$$

avec :

$$\begin{aligned}
f_0 &= \frac{M^2 \cdot j_d + M \cdot K_{pneu} \cdot v - v \cdot b^2 - b \cdot F_{sec} + F_{pneu} \cdot b}{M \cdot B_1} \\
f_1 &= -\frac{M \cdot (C_1^3 - 2 \cdot C_1 - C_2)}{B_1} \\
f_2 &= \frac{M^2 \cdot (C_1^2 + C_1 \cdot C_2 + C_2^2 - 1) - 1}{M \cdot B_1} \\
f_3 &= -\frac{C_1 + C_2 + C_3}{B_1} \\
f_4 &= -\frac{K_i}{B_1}
\end{aligned} \tag{4.21}$$

et  $C_3$  une constante strictement positive, alors la dérivée de la fonction de Lyapunov  $V_3$  s'exprime telle que :

$$\dot{V}_3 = -C_1 \cdot z_1^2 - C_2 \cdot z_2^2 - C_3 \cdot z_3^2 \leq 0 \tag{4.22}$$

Par conséquent, les erreurs de position, vitesse et effort pneumatique convergeront asymptotiquement vers zéro. Il est à noter que (4.22) ne dépend pas de l'erreur intégrale d'effort et, par conséquent, peut s'annuler pour une valeur non nulle de  $z_{3i}$ . Ce n'est en aucun cas problématique puisque l'objectif n'est pas d'annuler l'erreur intégrale mais bien de la stabiliser, quelle que soit sa valeur d'équilibre.

Cette première partie de l'algorithme permet de poursuivre une trajectoire de position définie par le jerk désiré  $j_d$  et ses trois intégrales successives : l'accélération désirée  $a_d$ , la vitesse désirée  $v_d$  et la position désirée  $y_d$ . Elle conduit au calcul du débit massique actif de gaz  $q_{mA}$  à appliquer au vérin. Il reste donc à synthétiser une seconde partie de la loi de commande afin de poursuivre une trajectoire de raideur pneumatique en calculant le débit massique de pressurisation  $q_{mT}$ . Nous introduisons alors une nouvelle variable : l'erreur de raideur pneumatique :

$$z_4 = K_{pneu} - K_{pneu_d} \tag{4.23}$$

Sa dérivée s'exprime par :

$$z_4 = \frac{A_5 \cdot K_{pneu} \cdot v \cdot y - A_6 \cdot F_{pneu} \cdot v - y \cdot B_4 \cdot q_{mA} + B_5 \cdot q_{mT}}{V_N \cdot V_P} - \dot{K}_{pneu_d} \tag{4.24}$$

Nous définissons alors une dernière fonction de Lyapunov :

$$V_4 = V_3 + \frac{z_4^2}{2} \geq 0 \tag{4.25}$$

Si l'on choisit le débit massique de pressurisation suivant :

$$q_{mT} = \frac{1}{B_5} \cdot \left[ A_6 \cdot F_{pneu} \cdot v + V_N \cdot V_P \cdot (\dot{K}_{pneu_d} - C_4 \cdot z_4) - A_5 \cdot K_{pneu} \cdot v \cdot y + B_4 \cdot y \cdot q_{mA} \right] \tag{4.26}$$



avec  $C_4$  une constante strictement positive, alors la dérivée de la fonction de Lyapunov vaut :

$$\dot{V}_4 = -C_1.z_1^2 - C_2.z_2^2 - C_3.z_3^2 - C_4.z_4^2 \leq 0 \quad (4.27)$$

Par conséquent, l'actionneur électropneumatique suivra également la trajectoire de raideur pneumatique définie par  $\dot{K}_{pneu_d}$  et son intégrale  $K_{pneu_d}$ . Nous rappelons que les expressions de  $V_4$  et  $\dot{V}_4$  sont en réalité respectivement strictement positive et négative à l'exception du point d'équilibre désiré, c'est-à-dire :  $z_1 = z_2 = z_3 = z_4 = 0$ , pour lequel elles s'annulent.

#### 4.5.2 Réponse du système à une perturbation

D'une manière générale, le réglage d'une stratégie de contrôle non-linéaire est toujours une tâche complexe puisque les paramètres de commande ne présentent que rarement un sens physique trivial. Cette opération est généralement réalisée par essais successifs et, par conséquent, est longue et imprécise, ce qui limite souvent l'utilisation de l'algorithme dans un contexte industriel où lui sera préférée la simplicité de réglage d'un PID dont les gains de réglage revêtent une signification facile à interpréter. Dans cette section, nous allons expliquer comment la loi de commande définie précédemment peut être réglée à partir de concepts de mécanique linéaire afin d'en définir la réponse lorsque le piston est soumis à un effort extérieur inconnu.

La première étape consiste à supposer que l'erreur d'effort pneumatique  $z_3$  défini dans l'équation (4.15) est effectivement annulée par la consigne de débit massique actif  $q_{m_A}$  spécifiée en (4.20). Il s'agit bien entendu d'une approximation effectuée uniquement dans un but de réglage et qui n'a aucune valeur comme démonstration de stabilité.

Nous adopterons donc l'hypothèse suivante :

$$F_{pneu} = F_{pneu_d} = M.[a_d + z_1.(C_1^2 - 1) - z_2.(C_1 + C_2)] + b.v + F_{sec}(v) \quad (4.28)$$

Par conséquent, nous définissons  $\sum_v F$  la somme des forces modélisées s'appliquant sur le piston :

$$\sum_v F = F_{pneu_d} - b.v - F_{sec}(v) = M.[a_d - z_2.(C_1 + C_2) + z_1.(C_1^2 - 1)] \quad (4.29)$$

#### Définition de la raideur en boucle fermée $K_{cl}$

En accord avec l'équation (4.2), la raideur en boucle fermée  $K_{cl}$ <sup>2</sup> est définie comme la réponse en effort de l'actionneur à un déplacement depuis sa position d'équilibre<sup>3</sup> :

$$K_{cl} = -\frac{d\sum_v F}{dz_1} \quad (4.30)$$

où  $z_1 = y - y_d$  représente l'erreur de position définie précédemment.  $y_d$  est donc la position d'équilibre de l'actionneur au sens de la définition [Ham et al., 2009] adoptée d'un actionneur

2. "cl" faisant ici référence à "closed-loop".

3. Il va de soi que la causalité peut être interprétée différemment en considérant que  $K_{cl}$  définit le déplacement de l'actionneur pour un effort extérieur donné.

compliant. Le signe "-" de l'expression (4.30) est une convention physiquement cohérente permettant d'obtenir une grandeur  $K_{cl}$  positive. Par ailleurs, la somme des forces  $\sum_v F$  est considérée dans ce calcul et non l'effort pneumatique  $F_{pneu}$  car nous souhaitons régler la réponse globale de l'actionneur (c'est-à-dire vue depuis le reste du système) qui comprend bien entendu les efforts de frottements. La raideur en boucle fermée peut donc être calculée à partir de l'équation (4.29) :

$$K_{cl} = -M \cdot \frac{d(a_d - z_2 \cdot (C_1 + C_2) + z_1 \cdot (C_1^2 - 1))}{dz_1} \quad (4.31)$$

et, comme  $z_2 = v - v_d + C_1 \cdot z_1$  :

$$\begin{aligned} K_{cl} &= -M \cdot \frac{d(-C_1 \cdot z_1 \cdot (C_1 + C_2) + z_1 \cdot (C_1^2 - 1))}{dz_1} \\ &= M \cdot (C_1 \cdot C_2 + 1) \end{aligned} \quad (4.32)$$

### Définition de l'amortissement en boucle fermée $B_{cl}$

De la même façon, nous introduisons une autre composante de l'impédance de l'actionneur : l'amortissement en boucle fermée qui peut être défini comme la réponse du système à une erreur de vitesse :

$$B_{cl} = -\frac{d \sum_v F}{d\bar{v}} \quad (4.33)$$

avec  $\bar{v} = v - v_d$ , l'erreur de vitesse. A partir de l'équation (4.29) il vient :

$$B_{cl} = -M \cdot \frac{d(a_d - z_2 \cdot (C_1 + C_2) + z_1 \cdot (C_1^2 - 1))}{d\bar{v}} \quad (4.34)$$

Étant donné que  $z_1 = y - y_d$  et  $z_2 = \bar{v} + C_1 \cdot z_1$  alors  $\frac{dz_1}{d\bar{v}} = 0$  et  $\frac{dz_2}{d\bar{v}} = 1$  ce qui mène à :

$$B_{cl} = M \cdot (C_1 + C_2) \quad (4.35)$$

### Calcul des paramètres de commande

Afin de s'assurer que le système respectera les paramètres de raideur en boucle fermée  $K_{cl}$  et d'amortissement en boucle fermée  $B_{cl}$ , les paramètres  $C_1$  et  $C_2$  correspondants doivent être calculés en conséquence. A partir de (4.32) nous pouvons écrire :

$$C_2 = \frac{K_{cl} - M}{C_1 \cdot M} \quad (4.36)$$

La condition de stabilité globale du système impose  $C_1 > 0$  et  $C_2 > 0$  ce qui conduit à une première condition :  $\boxed{K_{cl} > M}$ . A partir de (4.35) et (4.36), l'équation suivante peut être écrite :

$$M \cdot C_1^2 - B_{cl} \cdot C_1 + K_{cl} - M = 0 \quad (4.37)$$

Dans la mesure où les solutions de cette équation du second ordre doivent être réelles et positives, une seconde condition peut être déduite :  $B_{cl} \geq 2\sqrt{M.(K_{cl} - M)}$ .

Finalement, les paramètres de commande peuvent être calculés et il n'existe qu'une seule solution pratique car les valeurs de  $C_1$  et  $C_2$  sont interchangeables<sup>4</sup> :

$$\begin{cases} C_1 = \frac{B_{cl} + \sqrt{B_{cl}^2 - 4.M.(K_{cl} - M)}}{2.M} \\ C_2 = \frac{B_{cl} - \sqrt{B_{cl}^2 - 4.M.(K_{cl} - M)}}{2.M} \end{cases} \quad (4.38)$$

Les deux conditions

$$\begin{cases} B_{cl} \geq 2\sqrt{M.(K_{cl} - M)} \\ K_{cl} > M \end{cases} \quad (4.39)$$

garantissent la stabilité globale du système.

Les équations précédentes montrent clairement des problèmes de dimension, il s'agit d'une particularité classique des lois de commande synthétisées par Backstepping. Cette méthodologie amène à compenser exactement certains termes en utilisant des gains unitaires présentant une dimension mais omis dans les équations dans un but de clarté.

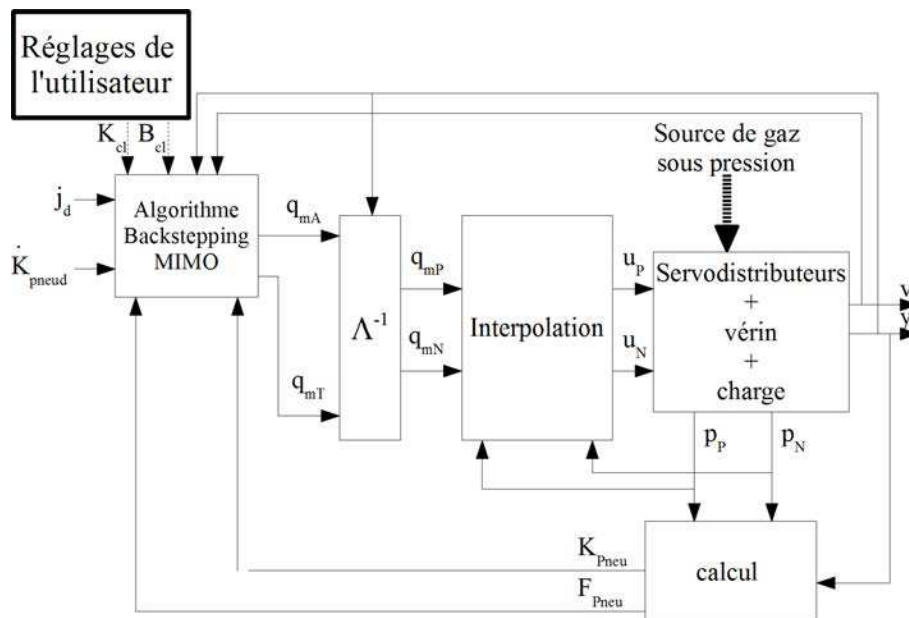


FIGURE 4.5 – Principe global de la stratégie de commande.

4.  $K_{cl}$  dépend de  $C_1.C_2$  et  $B_{cl}$  de  $C_1 + C_2$ , interchanger  $C_1$  et  $C_2$  n'a donc pas d'impact sur leurs valeurs.

## Comportement de régulation en boucle fermée

Selon (4.14), (4.32) et (4.35), la consigne d'effort pneumatique calculée par la loi de commande peut s'exprimer comme suit :

$$F_{pneu_d} = -K_{cl} \cdot z_1 - B_{cl} \cdot \bar{v} + M \cdot a_d + b \cdot v + F_{sec}(v) \quad (4.40)$$

Si l'approximation  $F_{pneu} = F_{pneu_d}$  proposée précédemment est effectuée alors le comportement en boucle fermée de l'actionneur électropneumatique lorsqu'il est soumis à un effort perturbateur  $F_{ext}$  inconnu peut être décrit comme suit :

$$M \cdot \frac{dv}{dt} = F_{pneu_d} - b \cdot v - F_{sec}(v) - F_{ext} \quad (4.41)$$

Et, d'après (4.40) :

$$M \cdot \frac{dv}{dt} = M \cdot a_d - K_{cl} \cdot z_1 - B_{cl} \cdot \bar{v} - F_{ext} \quad (4.42)$$

Ou encore :

$$M \cdot \bar{a} = -K_{cl} \cdot z_1 - B_{cl} \cdot \bar{v} - F_{ext} \quad (4.43)$$

Avec  $\bar{a} = \frac{dv}{dt} - a_d$  l'erreur de suivi d'accélération.

Or,  $\frac{dz_1}{dt} = \bar{v}$  et  $\frac{d\bar{v}}{dt} = \bar{a}$  donc :

$$M \cdot \ddot{z}_1 = -K_{cl} \cdot z_1 - B_{cl} \cdot \dot{z}_1 - F_{ext} \quad (4.44)$$

Encore une fois, il est important d'insister sur le fait que cette étude néglige l'erreur  $z_3$  défini par (4.15) et n'apporte par conséquent aucune information théorique sur la robustesse du vérin ainsi commandé vis-à-vis d'un effort perturbateur mais permet uniquement de définir une stratégie de réglage dont il conviendra de valider l'efficacité de façon expérimentale.

Selon cette approximation (4.41), la réponse du piston à la perturbation peut donc s'exprimer d'après (4.44) dans le domaine de Laplace de la façon suivante :

$$H_{reg} = \frac{z_1}{F_{ext}} = -\frac{1}{M \cdot s^2 + B_{cl} \cdot s + K_{cl}} \quad (4.45)$$

Cette fonction de transfert correspond à un système classique "masse-ressort" avec frottements visqueux. Le gain statique  $G$ , la fréquence naturelle  $\omega_n$  et le coefficient d'amortissement  $\xi$  de ce second ordre peuvent s'exprimer ainsi :

$$G = -\frac{1}{K_{cl}} \quad ; \quad \omega_n = \sqrt{\frac{K_{cl}}{M}} \quad ; \quad \xi = \frac{B_{cl}}{2 \cdot \sqrt{K_{cl} \cdot M}} \quad (4.46)$$

Ceci permet de définir les conditions de réglage théoriques suivantes :

- la condition de réponse non-oscillatoire à un effort extérieur est :  $B_{cl} \geq 2 \cdot \sqrt{K_{cl} \cdot M}$  ;
- l’erreur permanente se calcule telle que :  $\Delta y = -\frac{F_{ext}}{K_{cl}}$  par conséquent, augmenter la raideur en boucle fermée  $K_{cl}$  permet logiquement de diminuer l’erreur statique lorsque le piston est soumis à un effort extérieur ;
- le coefficient d’amortissement est proportionnel à  $B_{cl}$ . Ceci implique que, dans le cas non-oscillatoire, le temps de convergence sera augmenté par un amortissement en boucle fermée  $B_{cl}$  important. En d’autres termes, ce paramètre représente la capacité de la commande à ralentir le piston sans modifier l’erreur permanente, donc le point d’équilibre.

### Réglage des paramètres de commande restant

La méthodologie de réglage proposée dans cette section ne concerne que les paramètres  $C_1$  et  $C_2$  or, la loi de commande définie dans ce chapitre comprend trois autres paramètres :  $C_3$ ,  $K_i$  et  $C_4$ . Afin de mieux comprendre leurs influences sur la réponse du système et ainsi faciliter leur réglage, il convient de calculer les dérivées suivantes à partir de (4.20) et (4.21) :

$$\frac{dq_{mA}}{dC_3} = -\frac{z_3}{B_1} \quad (4.47)$$

$$\frac{dq_{mA}}{dK_i} = -\frac{\int z_3 \cdot dt}{B_1} \quad (4.48)$$

$$\frac{dq_{mT}}{dC_4} = -z_4 \cdot \frac{V_N \cdot V_P}{B_3} \quad (4.49)$$

D’après (4.47), (4.48) et (4.49), il vient que les paramètres  $C_3$ ,  $K_i$  et  $C_4$  fixent respectivement les niveaux de retour en erreur d’effort, en intégrale de l’erreur d’effort et en erreur de raideur pneumatique. Augmenter leur valeur peut, dans une certaine mesure, améliorer respectivement les réponses d’effort pneumatique et de raideur pneumatique. Ce choix entrainera également une sollicitation plus importante des servodistributeurs et, potentiellement, une hausse de la consommation de gaz. Il convient alors d’effectuer un compromis entre la qualité de la réponse et la consommation d’énergie et le vieillissement des actionneurs selon les performances exigées par l’application.

Il doit être noté que, dans la mesure où la méthodologie de réglage proposée ici est basée sur l’hypothèse que l’erreur d’effort pneumatique est négligeable, une bonne précision sur cette grandeur est nécessaire et, de fait, des valeurs raisonnablement importantes des paramètres  $C_3$  et  $K_i$  doivent être choisies. La précision de la raideur pneumatique est généralement moins essentielle et, par conséquent, un réglage plus faible de  $C_4$  peut être adopté.

#### 4.5.3 Raideur pneumatique et raideur en boucle fermée

Ce chapitre fait donc apparaître deux grandeurs homogènes à des raideurs.  $K_{pneu}$  est donc la raideur pneumatique ou raideur en boucle ouverte du système, comme évoqué précédemment

(4.3), elle dépend de la position et des pressions des chambres.  $K_{cl}$  est la raideur en boucle fermée qui dépend donc du réglage de la régulation de position de l'actionneur électropneumatique, sa valeur est donc théoriquement indépendante de l'état du système.

Il est intéressant d'observer que l'effet de la raideur pneumatique sur la dérivée de l'effort pneumatique (4.5) est compensé par le débit massique actif (4.20) calculé par la boucle de position. Par conséquent, en boucle fermée, elle n'apparaît pas dans l'expression approximative (4.29) de la somme des efforts appliquée sur le piston. Ceci pourrait amener, à tort, à penser que la raideur pneumatique n'a aucune influence une fois le vérin contrôlé par l'algorithme proposé. A l'inverse, cette dernière est fondamentale pour l'utilisation d'un actionneur électropneumatique comme actionneur à compliance réglable. En effet, comme mentionné au début du chapitre, la principale critique émise à l'encontre des actionneurs compliants concerne leur bande passante limitée due au temps de réponse de l'ensemble de la chaîne de régulation (capteurs, calculateur, actionneur) qui peut donner d'assez mauvais résultats dans les cas les plus critiques (notamment en cas de choc où la réponse à l'effort perturbateur doit être très rapide pour maintenir le comportement de compliance/raideur désiré).

A titre d'exemple si une boucle de position est appliquée à un actionneur électrique de type moteur rotatif ou moteur plat linéaire, en cas de choc aucun effort ne s'oppose au déplacement de la partie mobile tant que le couple ou l'effort électro-mécanique n'est pas établi. Par conséquent, même si la dynamique de mise en effort de ce type de technologie est extrêmement rapide, une phase transitoire apparaît inmanquablement et vient perturber la réponse attendue.

Dans le cas d'un actionneur électropneumatique, le phénomène de raideur pneumatique intervient immédiatement, dès que le piston n'est pas exactement dans sa position d'équilibre. Ce phénomène physique ne connaît pas de retard, ne dépend pas d'une mesure de capteur ni du temps de calcul de l'algorithme, il est intrinsèque au comportement naturel de l'actionneur. C'est là que l'utilisation de l'actionneur électropneumatique comme actionneur à raideur variable prend tout son sens : le comportement naturel de l'actionneur correspond qualitativement à celui recherché, la régulation n'opère que pour ajuster la réponse afin d'obtenir un réglage précis.

Cette réflexion met également en lumière l'intérêt de l'utilisation des deux degrés de liberté de l'actionneur formalisée au chapitre 3. Le premier permet de régler la raideur du double ressort que constitue le vérin pneumatique, donc sa réponse physique à une perturbation. Le second permet de faire varier l'effort pneumatique et donc à la fois de modifier la position d'équilibre et de corriger en temps réel la raideur (et l'amortissement) en boucle fermée. Si la raideur en boucle fermée est strictement égale à la raideur en boucle ouverte et l'amortissement en boucle fermée au frottement visqueux, alors le vérin aura (en théorie, c'est-à-dire aux inévitables erreurs de modélisation près) naturellement le comportement désiré, c'est-à-dire qu'il présentera la raideur en boucle fermée voulue sans intervention directe des servodistributeurs (débit massique actif nul, le débit massique de pressurisation servant à maintenir la raideur pneumatique constante à la valeur désirée). Si la raideur en boucle fermée est plus faible que la raideur pneumatique alors les servodistributeurs agiront pour compenser partiellement cette dernière et dans le cas contraire, ils viendront à l'inverse la renforcer.

En suivant cette réflexion, il apparaît évident qu'il est primordial de choisir une consigne

de raideur pneumatique cohérente avec le réglage de la raideur en boucle fermée. Idéalement il faudrait pouvoir les choisir égales mais, la plage de variation de la raideur pneumatique étant limitée, il convient de choisir une raideur pneumatique la plus proche possible de la raideur en boucle fermée. De cette façon, le comportement naturel de l'actionneur est le plus proche possible du comportement désiré et les servodistributeurs seront moins sollicités. Ceci a pour conséquence de réduire la consommation énergétique et d'améliorer la précision (notamment dynamique en réduisant la phase transitoire où la boucle de régulation vient imposer la raideur en boucle fermée). C'est en ceci que l'actionneur électropneumatique ainsi contrôlé peut être considéré comme un actionneur à raideur réglable hybride, c'est à dire combinant les caractéristiques d'un actionneur compliant actif et passif.

Comme évoqué précédemment, la faible raideur des actionneurs pneumatiques souvent citée à leur rencontre, ne concerne que la raideur pneumatique. La raideur en boucle fermée correspondant à un réglage de la boucle de commande, elle peut, en théorie, être fixée à n'importe quelle valeur, plus grande ou plus petite que la raideur pneumatique. Pour autant des limites physiques s'imposent naturellement à ce réglage :

- l'effort pneumatique est limité par la pression d'alimentation et la surface du piston. Lorsque ce dernier est soumis à une force extérieure dont l'amplitude excède l'effort pneumatique maximum, la raideur en boucle fermée s'effondrera inmanquablement ;
- la dynamique de l'effort pneumatique est limitée par le débit massique maximum des servodistributeurs (qui dépend de la pression source et de la section de passage maximale des servodistributeurs). Si une saturation du débit massique des servodistributeurs se produit alors l'actionneur ne pourra pas établir l'effort pneumatique suffisamment rapidement pour assurer le réglage de la raideur en boucle fermée ;
- finalement, la dynamique des servodistributeurs, qui est négligée dans le modèle utilisé pour la synthèse de commande, aura également un impact sur le réglage en boucle fermée : lorsqu'un déplacement important du tiroir du distributeur est demandé pour la variation du débit massique, le temps de réponse (de l'ordre de la dizaine de millisecondes) non modélisé viendra dégrader la précision du réglage.

Par conséquent, il est indispensable de dimensionner l'ensemble du système à savoir le vérin pneumatique, ses servodistributeurs et la source de gaz sous pression pour un cahier des charges spécifique (masse mobile, force extérieur maximale, raideur en boucle fermée désirée...) afin de limiter au maximum les risques de saturations, réduire les temps de réponse des servodistributeurs et ainsi garantir la bonne précision du réglage de comportement en boucle fermée. De même, le dimensionnement du vérin peut être fait de façon à situer la plage de raideur pneumatique accessible la plus proche possible de celle de la raideur en boucle fermée désirée afin de profiter au mieux des caractéristiques passives de l'actionneur.

La section suivante propose un certain nombre d'essais expérimentaux menés sur le banc

d'essais présenté au chapitre 2. L'objectif est de juger de la précision de la méthodologie de réglage proposée, d'analyser au mieux les liens entre raideur pneumatique et raideur en boucle fermée et d'évaluer le champs d'application de l'utilisation d'un actionneur électropneumatique comme actionneur à compliance réglable.

#### 4.5.4 Résultats expérimentaux

Pour l'ensemble des essais décrits dans cette section, la masse du système a été réglée à 115 kg. Notons préalablement que  $K_{cl}$  désigne systématiquement dans ce qui suit le réglage de la raideur en boucle fermée, c'est-à-dire la valeur désirée de ce paramètre. Afin d'évaluer la précision de la loi de commande proposée, nous introduisons  $K_{clm}$  la raideur en boucle fermée mesurée. Sauf si une autre expression est précisée, cette dernière est calculée de la façon suivante :

$$K_{clm} = \left| \frac{F_{moteur}}{\Delta y} \right| \quad (4.50)$$

où  $F_{moteur}$ , l'effort imposé par le moteur plat électrique sur le piston, correspond à l'effort perturbateur appliqué (ce dernier sera précisé lors de chaque essai) et  $\Delta y = y_d - y$  l'erreur permanente en régime établi provoquée par cette perturbation (la mesure est donc effectuée une fois la position du piston stabilisée).

##### Essai 1 : variation de la raideur en boucle fermée

Dans un premier temps, la consigne de position est fixée à zéro (position centrale) et des échelons d'efforts d'une période de 10 secondes et d'une amplitude de 1000 N (cf. figure 4.6) sont appliqués au piston. La consigne de raideur pneumatique  $K_{pneu_d}$  est fixée à une valeur constante de  $3 \times 10^5$  N/m alors que le réglage de la raideur en boucle fermée prend trois valeurs successives au cours de l'essai :  $1 \times 10^5$  N/m,  $5 \times 10^5$  N/m et  $10 \times 10^5$  N/m (cf. figure 4.7). Pour chaque valeur de  $K_{cl}$ , le réglage de l'amortissement en boucle fermée  $B_{cl}$  est choisi minimum selon le critère (4.39). La figure 4.8 montre le déplacement du piston par rapport à sa consigne.

Le tableau 4.1 résume les mesures réalisées au cours de cet essai et les compare aux réglages. La raideur en boucle fermée résultant de l'application de l'algorithme respecte précisément le comportement attendu (avec une erreur relative maximale de 5%) pour les trois réglages de raideur en boucle fermée. Enfin, la figure 4.9 montre les tensions de commande appliquées aux servodistributeurs. Nous constatons qu'aucune saturation ne se produit pendant cet essai mais que les tensions de commande progressent avec la raideur en boucle fermée. Plus la loi de commande est réglée pour présenter un comportement raide en boucle fermée, plus les servodistributeurs sont sollicités.

##### Essai 2 : variation de l'effort pour une raideur en boucle fermée fixe

Dans cet essai, le réglage de la raideur en boucle fermée est cette fois choisi fixe à une valeur de  $5 \times 10^5$  N/m, la consigne de raideur pneumatique demeurant inchangée à  $3 \times 10^5$  N/m. De nouveau, le réglage de l'amortissement en boucle fermée est choisi minimum selon le critère



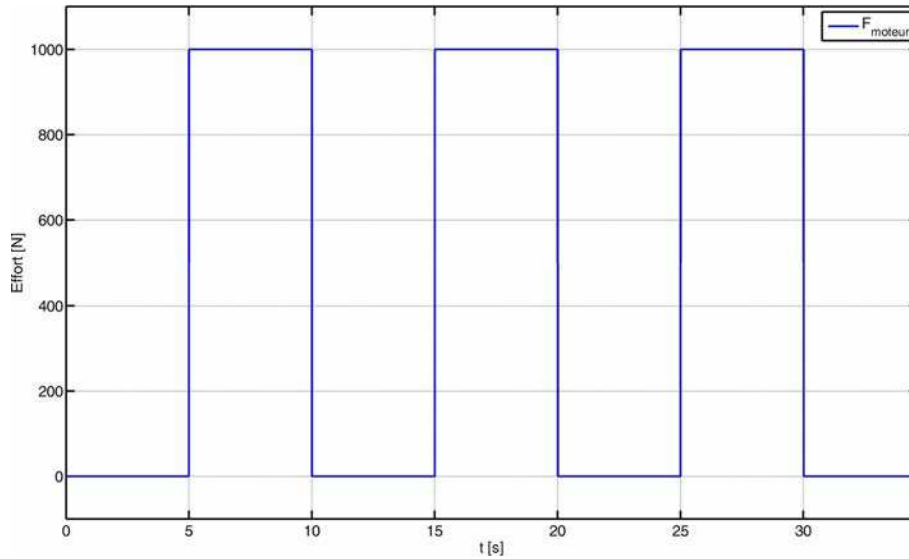


FIGURE 4.6 – Essai 1 : effort appliqué par le moteur sur le piston.

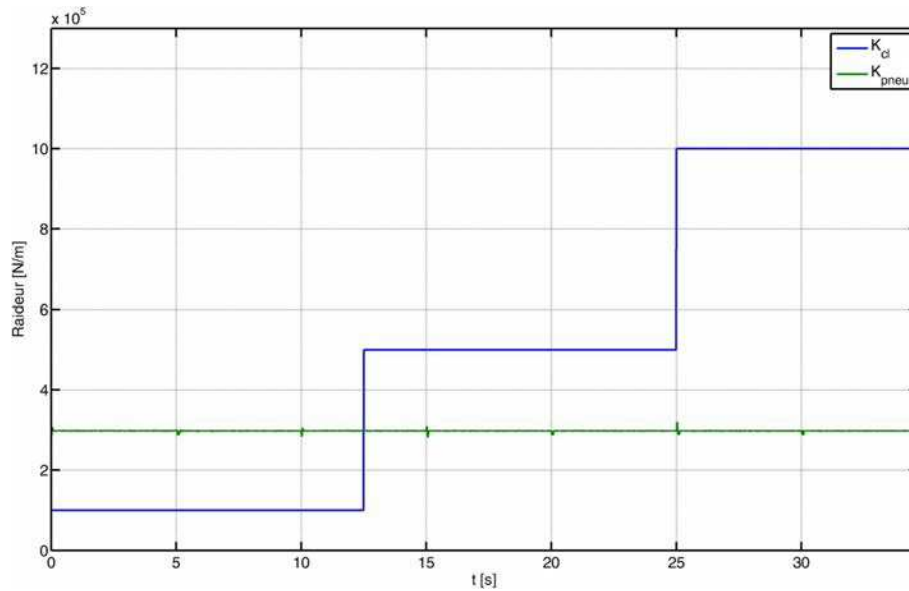


FIGURE 4.7 – Essai 1 : raideur en boucle fermée  $K_{cl}$  et raideur pneumatique  $K_{pneu}$ .

Réglage $K_{cl}$ [N/m]	Déplacement [mm]	$K_{clm}$ [N/m]	Erreur relative sur $K_{cl}$ [%]
$1 \times 10^5$	9.51	$1.05 \times 10^5$	5
$5 \times 10^5$	1.99	$5.03 \times 10^5$	0.6
$10 \times 10^5$	1.01	$9.90 \times 10^5$	1

Tableau 4.1 – Résumé des résultats de l'essai 1.

(4.39). L'effort moteur varie cette fois de 500 N à 1000 N puis 1500 N au cours de l'essai (cf. figure 4.10). La figure 4.11 montre le déplacement du piston par rapport à la position centrale selon l'effort appliqué. Les résultats sont résumés dans le tableau 4.2. De nouveau, les réglages

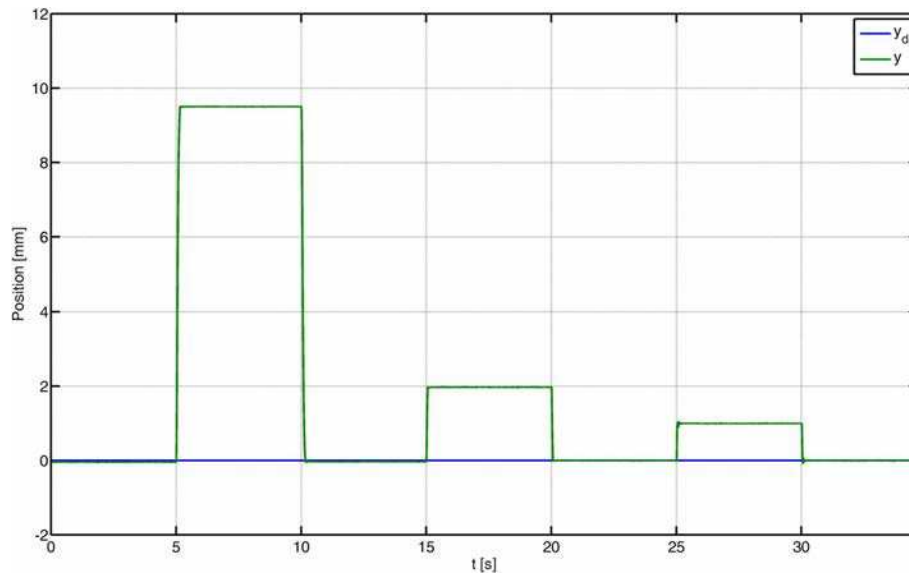


FIGURE 4.8 – Essai 1 : mesure de position du piston comparée à la consigne de position.

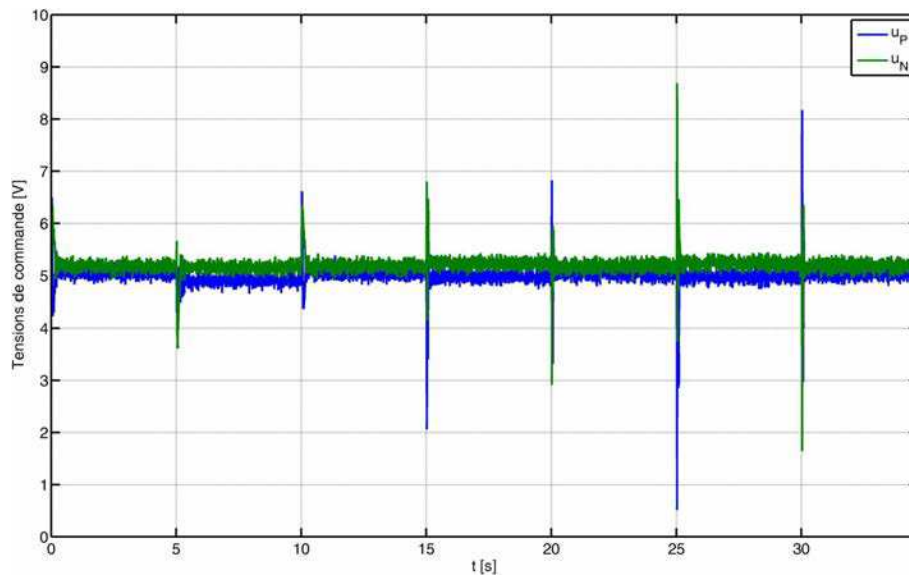


FIGURE 4.9 – Essai 1 : tensions de commande appliquées aux servodistributeurs.

de raideur en boucle fermée sont précisément respectés (3% d'erreur relative maximale) pour les trois valeurs d'effort moteur appliquées.

Effort moteur [N]	Déplacement [mm]	$K_{clm}$ [N/m]	Erreur relative sur $K_{cl}$ [%]
500	0.97	$5.15 \times 10^5$	3
1000	1.98	$5.05 \times 10^5$	1
1500	2.95	$5.08 \times 10^5$	1.6

Tableau 4.2 – Résumé des résultats de l'essai 2.

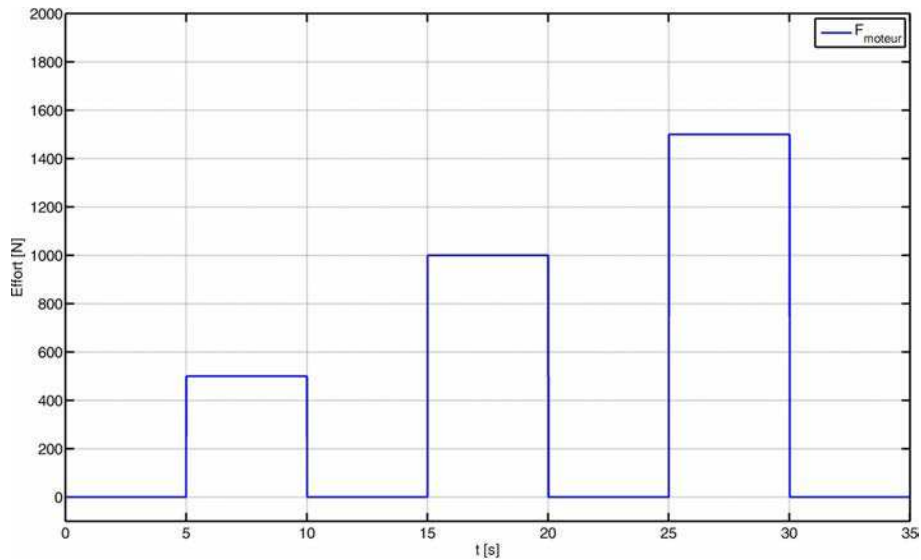


FIGURE 4.10 – Essai 2 : effort appliqué par le moteur sur le piston.

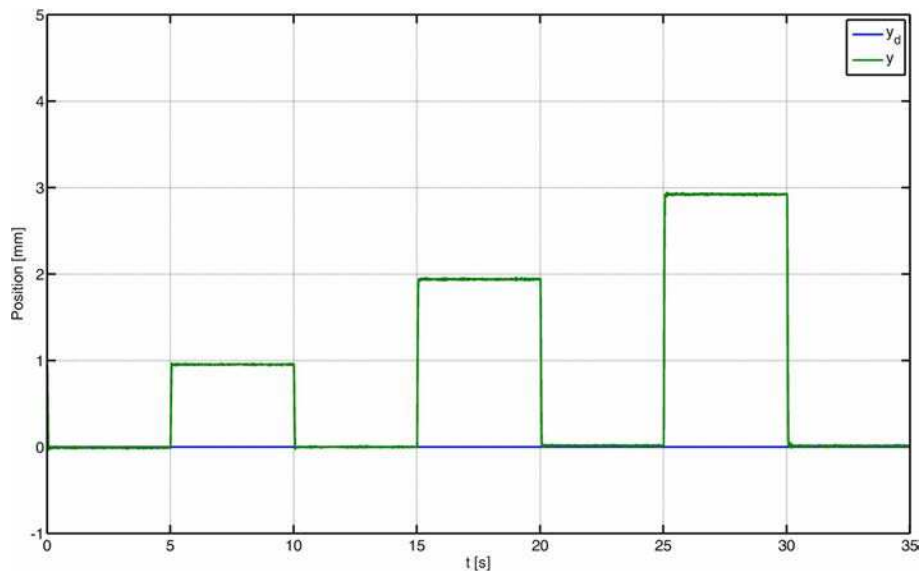


FIGURE 4.11 – Essai 2 : mesure de position du piston comparée à la consigne de position.

### Essai 3 : réglage de la position d'équilibre

Pour le troisième essai, la raideur en boucle fermée est fixée à  $5 \times 10^5$  N/m et l'amortissement en boucle fermée à  $1.5 \times 10^4$  N/(m/s). Des échelons d'effort de 1000 N sont appliqués sur le piston (cf. figure 4.12). La position d'équilibre de l'actionneur (c'est-à-dire la consigne de position, cf. section 4.2) varie au cours de l'essai. La figure 4.13 et le tableau 4.3 montrent que le réglage de la raideur en boucle fermée est respecté précisément quelle que soit la position d'équilibre choisie.

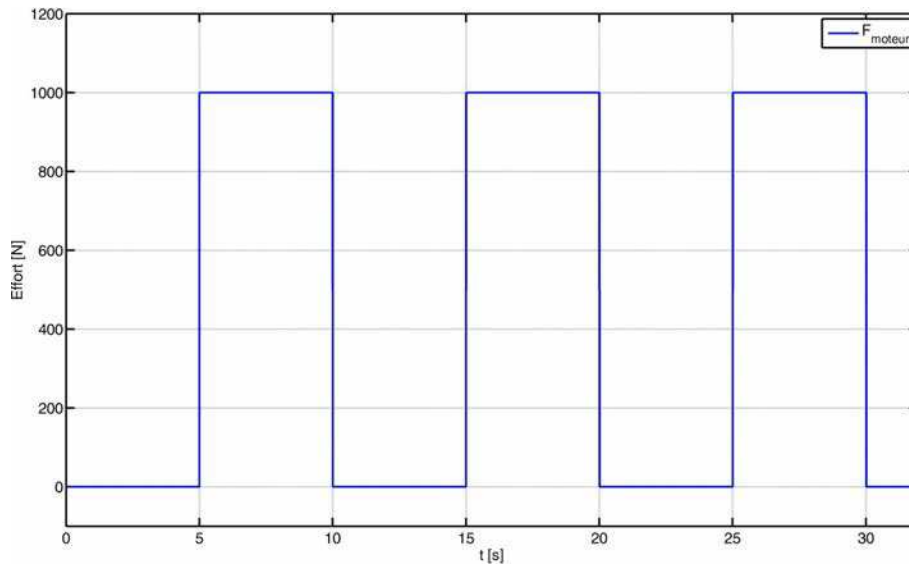


FIGURE 4.12 – Essai 3 : effort appliqué par le moteur sur le piston.

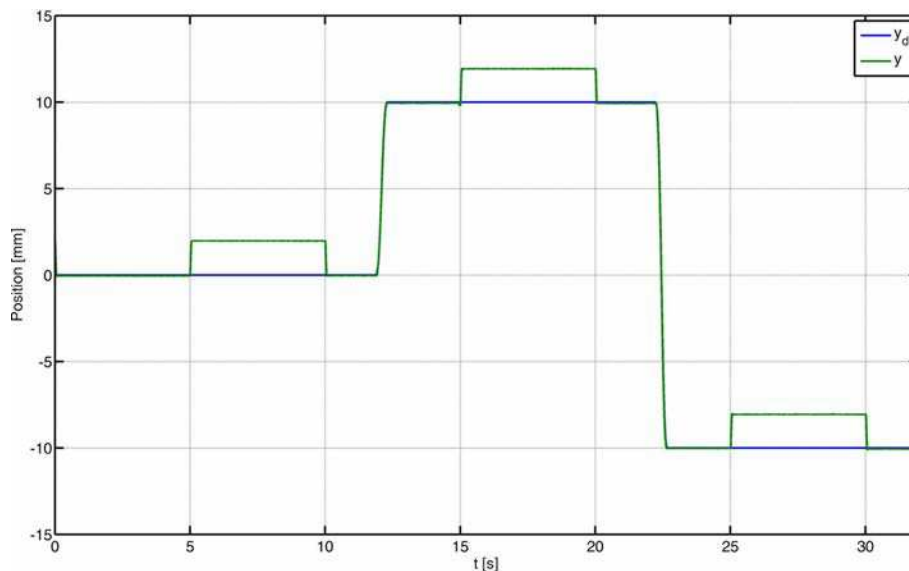


FIGURE 4.13 – Essai 3 : mesure de position du piston comparée à la consigne de position.

Position d'équilibre [mm]	Déplacement [mm]	$K_{clm}$ [N/m]	Erreur relative sur $K_{cl}$ [%]
0	1.98	$5.05 \times 10^5$	1
10	1.94	$5.15 \times 10^5$	3
-10	1.95	$5.13 \times 10^5$	2.6

Tableau 4.3 – Résumé des résultats de l'essai 3.

#### Essai 4 : réponse à un effort extérieur au cours d'un suivi de trajectoire

Lors des essais précédents, la réponse de l'actionneur électropneumatique a été évaluée pour une consigne de position constante, c'est à dire pour  $v_d = a_d = j_d = 0$ . Il s'agit d'un cas particulier de l'utilisation d'un actionneur à compliance variable qui a de nombreuses applications. Pour

autant, la méthodologie proposée dans ce chapitre est valable pour n'importe quelle trajectoire de position. Par conséquent nous procédons à l'essai suivant : l'actionneur électropneumatique est astreint à suivre une trajectoire de position sinusoïdale de fréquence 3 Hz et d'amplitude 5 mm. A  $t = 1$  seconde un effort de 1000 N est appliqué sur le piston pendant 2 secondes. La raideur en boucle fermée est réglée à  $5 \times 10^5$  N/m et l'amortissement en boucle fermée à sa valeur minimale. La figure 4.14 montre le suivi de trajectoire. L'effort perturbateur imposé par le moteur à  $t = 1$  seconde entraîne un déplacement du piston depuis sa consigne qui se traduit par une erreur permanente indépendante de la trajectoire (cf. figure 4.15). Celle-ci est sensiblement constante à -2 mm ce qui correspond bien au réglage de la raideur en boucle fermée fixé. Lorsque l'effort moteur s'interrompt, l'erreur permanente disparaît et le piston rejoint sa trajectoire.

Cet essai illustre bien le respect du réglage de raideur en boucle fermée y compris lorsque le piston suit une trajectoire de position non-constante. Ceci renforce encore la polyvalence de l'utilisation d'un actionneur électropneumatique comme actionneur à compliance variable.

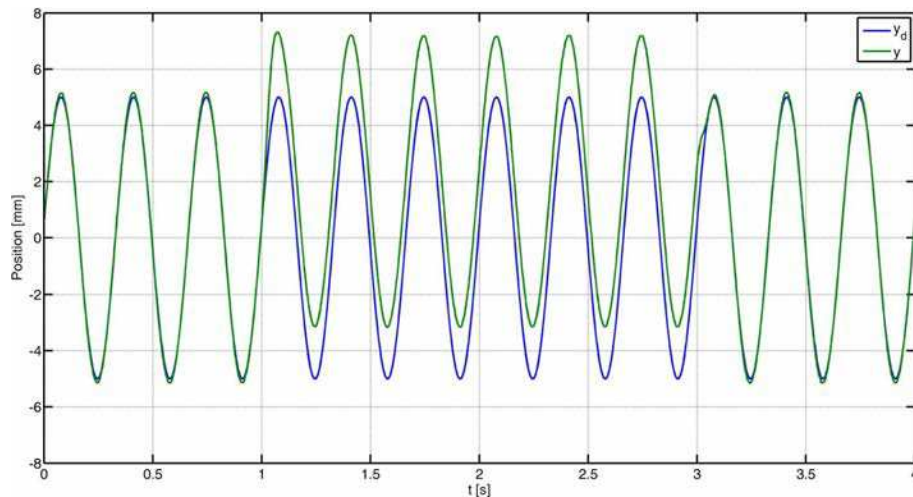


FIGURE 4.14 – Essai 4 : suivi de trajectoire sinusoïdale de position.

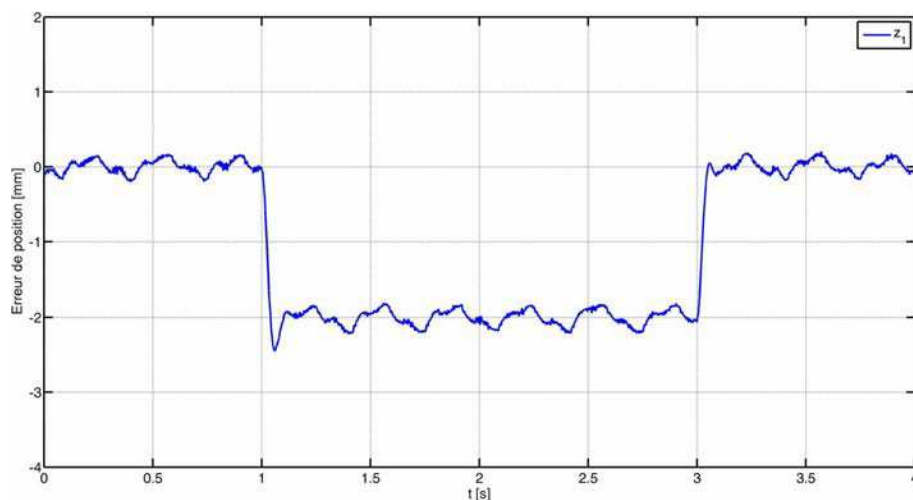


FIGURE 4.15 – Essai 4 : erreur de position au cours du suivi de trajectoire sinusoïdale.

## Essai 5 : réglage de l'amortissement en boucle fermée

Dans cet essai nous testons le réglage de l'amortissement en boucle fermée. La raideur en boucle fermée est fixée à  $1 \times 10^5$  N/m et des échelons d'efforts de 500 N sont appliqués sur le piston. L'amortissement en boucle fermée varie alors de  $6.8 \times 10^3$  N/(m/s) (valeur minimale selon le critère (4.39)) à  $24 \times 10^3$  N/(m/s). La figure 4.16 montre le déplacement consécutif à l'échelon d'effort pour les quatre valeurs d'amortissement en boucle fermée. Nous constatons que le temps de convergence vers la position d'équilibre augmente avec la valeur de l'amortissement en boucle fermée. La position d'équilibre est toutefois légèrement modifiée ce qui tend à dégrader la raideur en boucle fermée. La figure 4.17 montre l'évolution de la vitesse de déplacement du piston selon le réglage et le tableau 4.4 résume les résultats obtenus.

La modification de la vitesse constatée sur la figure 4.17 apporte un début d'explication à la dégradation de la position d'équilibre. Lorsque l'amortissement en boucle fermée est faible, le déplacement s'opère à une (relativement) grande vitesse pendant une courte période. A l'inverse, pour un réglage d'amortissement en boucle fermée important, le déplacement est plus lent et dure plus longtemps. Dans les deux cas l'influence du frottement sec n'est pas la même : le caractère non-linéaire de ce phénomène fait que la vitesse du piston influe sur l'effort de frottement sec subi par le piston sans que la compensation proposée dans la loi de commande puisse corriger l'erreur.

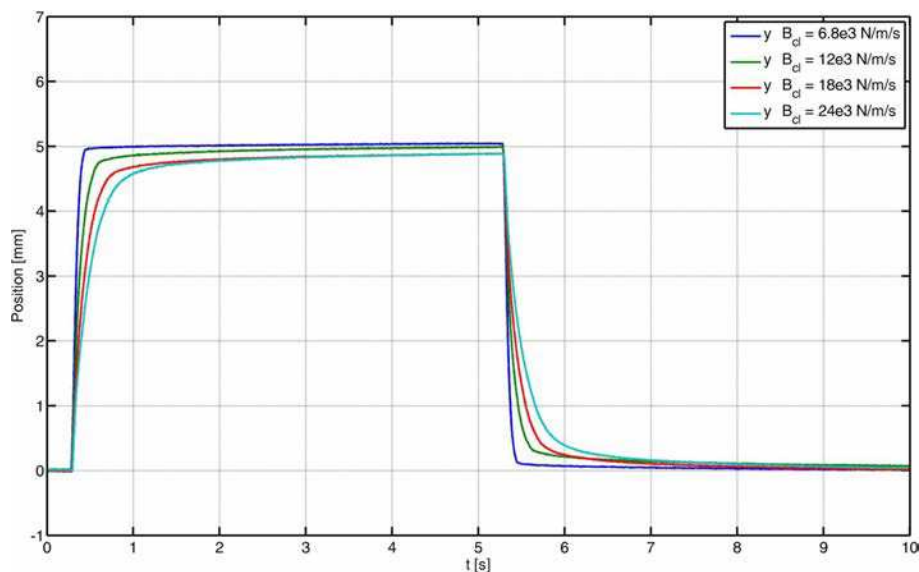


FIGURE 4.16 – Essai 5 : mesure de la position du piston comparée à la consigne de position variable.

## Essai 6 : influence de la raideur pneumatique

Au cours de cet essai, la raideur en boucle fermée est fixée à  $3.5 \times 10^5$  N/m et l'amortissement en boucle fermée à la valeur minimale correspondante. Des échelons d'effort de 500 N sont appliqués sur le piston et la raideur pneumatique varie de  $1.5 \times 10^5$  N/m à  $3.5 \times 10^5$  N/m (cf. figure 4.18). Le déplacement du piston consécutif à l'échelon d'effort est sensiblement inchangé

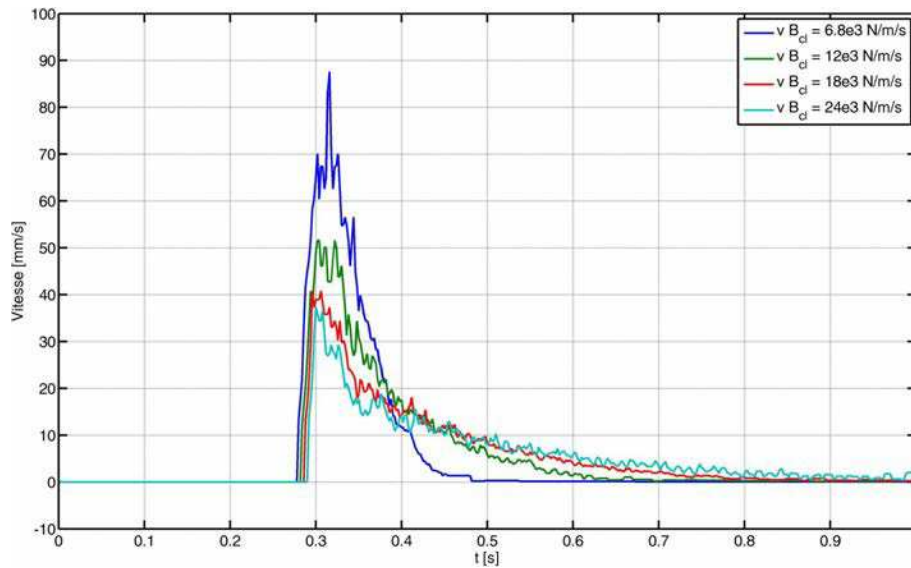


FIGURE 4.17 – Essai 5 : vitesse du piston vis-à-vis pour différentes valeur de  $B_{cl}$  (zoom).

$B_{cl}$ [N/(m/s)]	Déplacement [mm]	$K_{clm}$ [N/m]	Erreur relative sur $K_{cl}$ [%]
$6.8 \times 10^4$	5.06	$0.99 \times 10^5$	1
$12 \times 10^4$	5.00	$1 \times 10^5$	0
$18 \times 10^4$	4.90	$1.02 \times 10^5$	2
$24 \times 10^4$	4.90	$1.02 \times 10^5$	2

Tableau 4.4 – Résumé des résultats de l'essai 5.

par l'évolution de la raideur pneumatique. Le tableau 4.5 résume les résultats obtenus et montre que la raideur en boucle fermée mesurée est plus précise quand elle est proche de la raideur pneumatique. Enfin, la valeur du débit massique actif  $q_{mA}$  est représenté figure 4.20. Ce dernier tend à diminuer (notamment en terme de valeur crête) à mesure que la raideur pneumatique augmente et se rapproche du réglage de la raideur en boucle fermée. Afin d'illustrer davantage ce phénomène, la figure 4.21 superpose les débits massiques actifs pour les trois valeurs de raideur pneumatique à l'instant de l'impact d'effort. La diminution importante (d'un facteur 2.5 environ) constatée lorsque la raideur pneumatique passe de  $1.5 \times 10^5$  N/m à  $3.5 \times 10^5$  N/m confirme l'importance de fixer la valeur de la raideur pneumatique à une valeur proche de celle de la raideur en boucle fermée afin de réduire la sollicitation des servodistributeurs.

$K_{pneu}$ [N/m]	Déplacement [mm]	$K_{clm}$ [N/m]	Erreur relative sur $K_{cl}$ [%]
$1.5 \times 10^5$	1.49	$3.35 \times 10^5$	4.3
$2.5 \times 10^5$	1.45	$3.45 \times 10^5$	1.4
$3.5 \times 10^5$	1.42	$3.52 \times 10^5$	0.6

Tableau 4.5 – Résumé des résultats de l'essai 6.

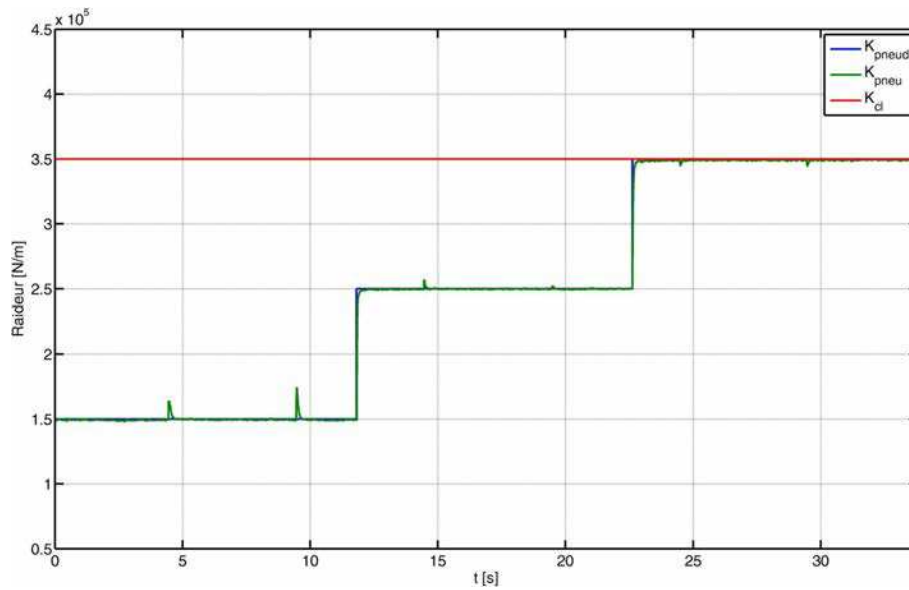


FIGURE 4.18 – Essai 6 : suivi de la trajectoire de raideur pneumatique et réglage de la raideur en boucle fermée.

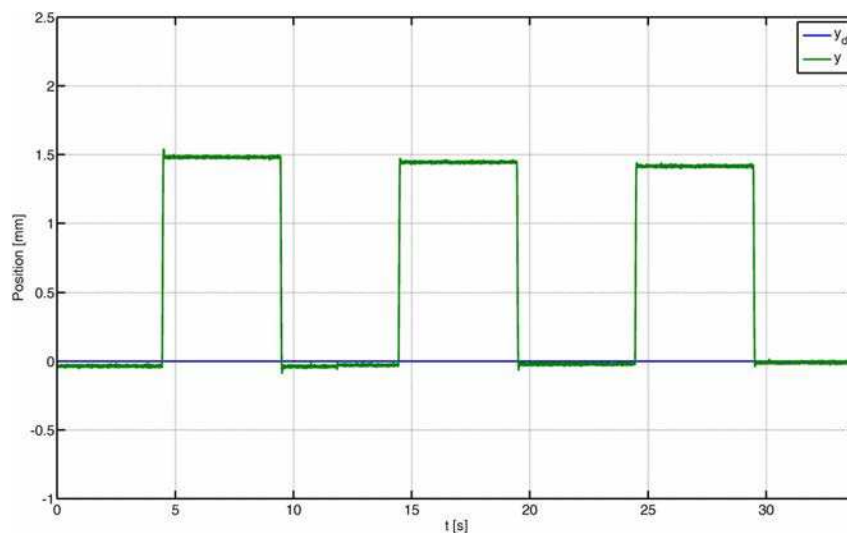


FIGURE 4.19 – Essai 6 : mesure de la position du piston comparée à la consigne de position.

### Essai 7 : influence de la raideur pneumatique (suite)

Afin de mieux comprendre l'interaction entre raideur pneumatique et raideur en boucle fermée, un autre test est conduit. La raideur pneumatique est fixée à une valeur de  $2 \times 10^5$  N/m. Un échelon d'effort de 500 N est appliqué au piston pour des valeurs de raideur en boucle fermée successives de  $1 \times 10^5$ ,  $2 \times 10^5$  puis  $3 \times 10^5$  N/m, l'amortissement en boucle fermée étant maintenu à sa valeur minimale. La figure 4.22 superpose les débits massiques actifs consécutifs à l'impact d'effort. Dans le premier cas, la raideur en boucle ouverte est deux fois plus importante que la raideur en boucle fermée, par conséquent le débit massique actif est positif afin de venir vaincre la raideur en boucle ouverte. A l'inverse, dans le troisième cas, la raideur en boucle ouverte



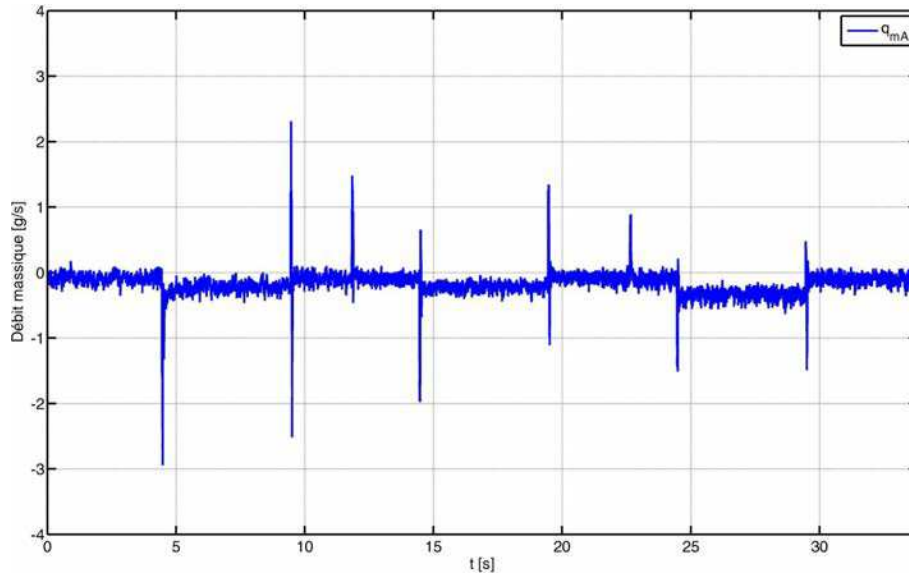


FIGURE 4.20 – Essai 6 : valeur du débit massique actif.

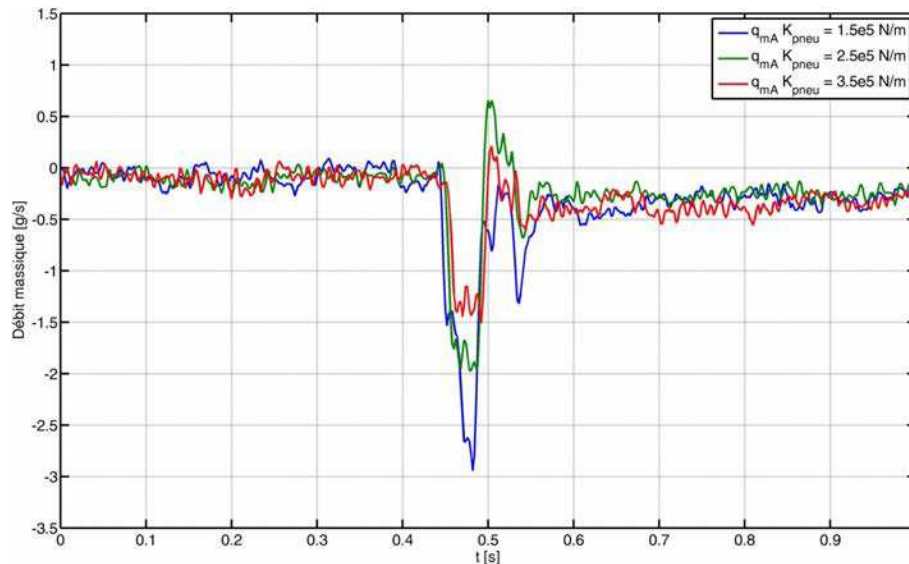


FIGURE 4.21 – Essai 6 : valeur du débit massique actif à l’instant de l’impact d’effort extérieur (zoom).

étant deux fois plus faible que la raideur en boucle fermée, le débit massique actif est cette fois négatif afin de freiner le piston et renforcer la raideur. Dans le second cas, les deux raideurs sont théoriquement égales, le débit massique agit dans les deux sens afin d’ajuster précisément la réponse en boucle fermée.

Ce résultat illustre également l’intérêt de la transformée A-T dans une démarche d’analyse. En effet, l’observation des débits massiques réels  $q_{mP}$  et  $q_{mN}$  ne permettrait pas de conclure sur le phénomène de compensation de la raideur observée lors de cet essai comme nous avons pu le faire ici.

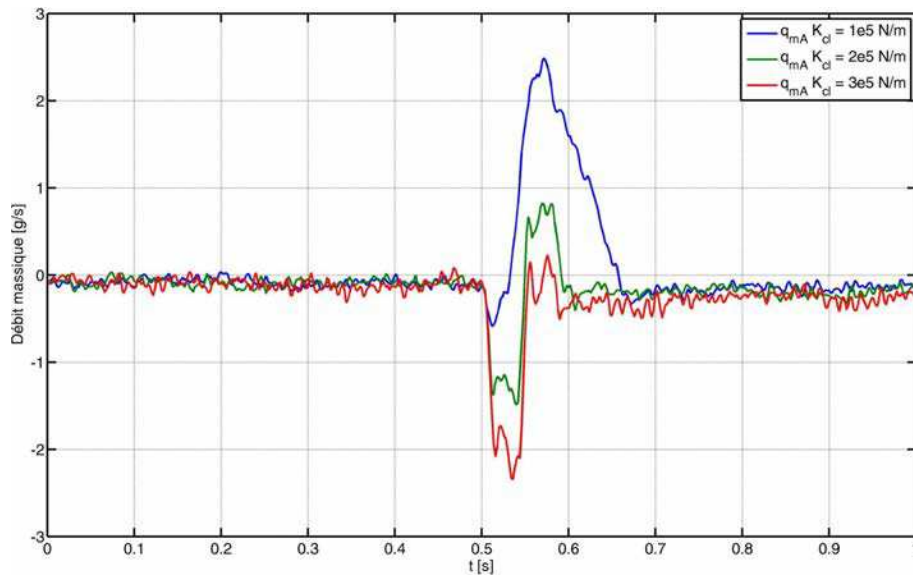


FIGURE 4.22 – Essai 7 : valeur du débit massique actif à l’instant de l’impact d’effort extérieur (zoom).

### Essai 8 : étendue de réglage de la raideur en boucle fermée

Enfin, afin d’évaluer l’ordre de grandeur de l’étendue de réglage de la raideur en boucle fermée pouvant être atteinte par l’actionneur électropneumatique ainsi commandé, nous avons répété le premier essai proposé (échelons d’effort de 1000 N appliqués sur le piston) pour des raideurs en boucle fermée variant de  $3 \times 10^4$  N/m à  $3 \times 10^6$  N/m, soit deux décades. La raideur en boucle fermée a ensuite été déduite comme précédemment (cf. figure 4.23). La figure 4.24 montre que sur cette gamme de réglage importante, l’erreur relative reste inférieure à 10 %.

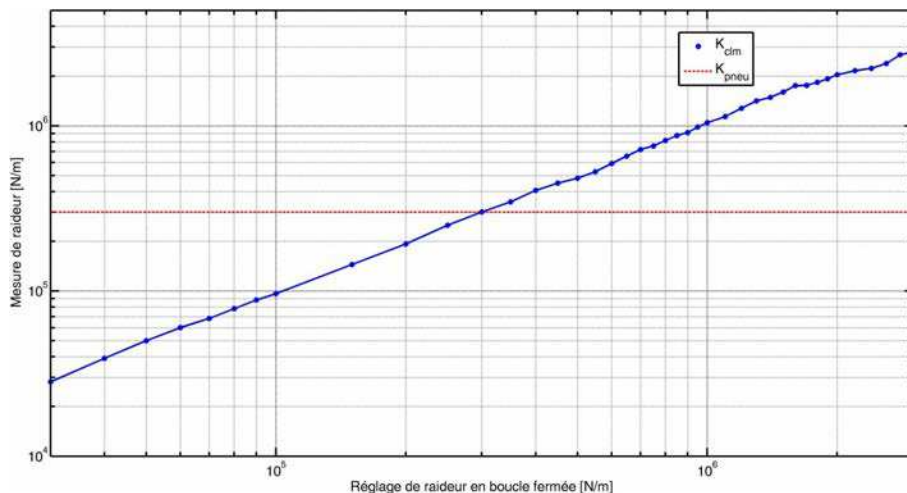


FIGURE 4.23 – Essai 8 : raideur en boucle fermée mesurée en fonction de son réglage.

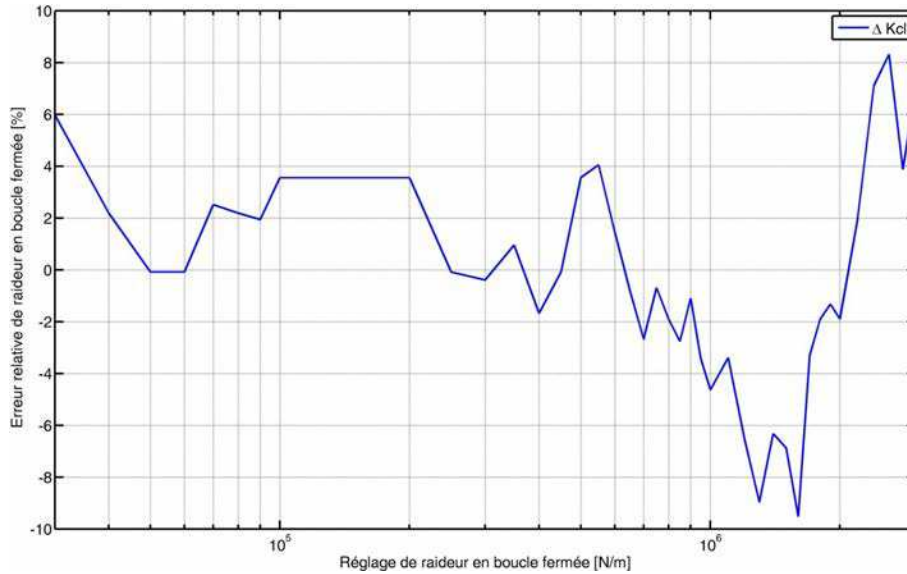


FIGURE 4.24 – Essai 8 : erreur relative de raideur en boucle fermée mesurée en fonction de son réglage.

## 4.6 Loi de commande SISO avec réglage de l'impédance

S'il est vrai que les actionneurs pneumatiques sont des composants bon marché et fiables, il en va tout autrement pour les servodistributeurs qui sont au contraire coûteux et fragiles. C'est notamment pour cette raison que beaucoup de mises en œuvre industrielles de commande de vérin pneumatique se contentent d'un seul servodistributeur 5/2 plutôt que de deux distributeurs 3/2 indépendants. Cela revient peu ou prou à diviser le prix de l'actionneur par deux, le coût du vérin étant négligeable devant celui de ses préactionneurs. Dans ce manuscrit, nous nous sommes attachés avant tout à donner un sens à l'utilisation des deux degrés de liberté d'un vérin pneumatique commandé par deux servodistributeurs et d'en tirer parti au delà de la démonstration de stabilité qu'elle apporte. Pour autant, il est intéressant d'étendre la loi de commande proposée section 4.5.1 page 139 à un système ne possédant qu'un seul degré de liberté afin de rendre cette solution applicable, dans une version nécessairement moins performante, à des systèmes visant des débouchés industriels.

### 4.6.1 Expression de la loi de commande

Si l'unique degré de liberté du système est utilisé pour fixer le débit massique actif  $q_{mA}$ , alors le modèle de commande MIMO (4.10) peut donc être réduit en ne considérant pas la dynamique de la raideur pneumatique  $K_{pneu}$  qui ne pourra pas être contrôlée :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dy}{dt} = v \\ \frac{dv}{dt} = \frac{-b.v - F_{sec}(v) + F_{pneu}}{M} \\ \frac{dF_{pneu}}{dt} = -K_{pneu}.v + B_1.q_{m_A} \end{array} \right. \quad (4.51)$$

Remarquons que le modèle (4.51) montre une exceptionnelle simplicité en regard du modèle de commande monovariante (1.35) traditionnellement employé dans la littérature scientifique. Cela illustre l'intérêt de l'utilisation de la transformée A-T y compris dans une démarche monovariante.

A partir de l'expression (4.51) il est tout à fait possible de mettre en œuvre une démarche de synthèse identique à celle présentée dans la section précédente. Nous rappelons la définition des erreurs de position, de vitesse et d'effort pneumatique :

$$\begin{aligned} z_1 &= y - y_d \\ z_2 &= v - v_d + C_1.z_1 \\ z_3 &= F_{pneu} - F_{pneud} \end{aligned}$$

avec :

$$F_{pneud} = M.(a_d + z_1.(C_1^2 - 1) - z_2.(C_1 + C_2)) + b.v + F_{sec}(v)$$

ainsi que l'erreur intégrale d'effort pneumatique :

$$z_{3i} = \int z_3.dt$$

De la même façon que précédemment (4.20), le choix du débit massique actif suivant :

$$q_{m_A} = f_0 + f_1.z_1 + f_2.z_2 + f_3.z_3 + f_4.z_{3i}$$

avec :

$$\begin{aligned} f_0 &= \frac{M^2.j_d + M.K_{pneu}.v - v.b^2 - b.F_{sec} + F_{pneu}.b}{M.B_1} \\ f_1 &= -\frac{M.(C_1^3 - 2.C_1 - C_2)}{B_1} \\ f_2 &= \frac{M^2.(C_1^2 + C_1.C_2 + C_2^2 - 1) - 1}{M.B_1} \\ f_3 &= -\frac{C_1 + C_2 + C_3}{B_1} \\ f_4 &= -\frac{K_i}{B_1} \end{aligned}$$

permet de stabiliser asymptotiquement le sous système à l'équilibre  $z_1 = z_2 = z_3 = 0$ . Pour autant il reste une dynamique non contrôlée sur la raideur pneumatique  $K_{pneu}$  et, par conséquent, il est impossible de conclure sur la stabilité de l'ensemble du système. Cette problématique est systématique dans les problèmes de commande SISO des actionneurs électropneumatiques [Brun and Thomasset, 2000] et aucune preuve de stabilité globale n'a pu être apportée à ce jour. Pour autant, dans l'ensemble des applications pratiques expérimentales ou industrielles, la commande de ces actionneurs par des lois de commande SISO ne montre aucun problème de stabilité induit par cette dynamique résiduelle. Pour cette raison, même si la démarche n'est clairement pas satisfaisante du point de vue de l'automatique théorique, elle n'en demeure pas moins incontournable en pratique.

Une fois la loi de commande (4.20) synthétisée, la même démarche de calcul des gains (voir section 4.5.2 page 142) peut être mise en œuvre afin de fixer l'impédance du système en boucle fermée. Pour rappel :

$$\begin{cases} C_1 = \frac{B_{cl} + \sqrt{B_{cl}^2 - 4.M.(K_{cl} - M)}}{2.M} \\ C_2 = \frac{B_{cl} - \sqrt{B_{cl}^2 - 4.M.(K_{cl} - M)}}{2.M} \end{cases}$$

Les conditions (4.39) décrites page 144 étant toujours nécessaires à la stabilité du sous-système (4.51).

#### 4.6.2 Calcul de la commande à appliquer au servodistributeur

Une fois l'expression de  $q_{m_A}$  déterminée (4.20), il reste à calculer la tension de commande du servodistributeur 5/2 correspondante. La méthodologie décrite section 3.3.2 page 90 n'est plus valable : en effet, il n'est pas possible d'inverser la transformée A-T pour calculer les débits massiques  $q_{m_P}$  et  $q_{m_N}$ , cela n'a pas de sens en monovarié où les débits massiques ne peuvent par définition être fixés indépendamment. Il convient donc d'adapter la méthodologie d'interpolation décrite section 3.2 page 86 au cas SISO.

Le principe général de cette méthodologie est de construire en temps réel, c'est-à-dire à chaque pas de calcul de la loi de commande, un tableau bi-dimensionnel défini par la tension de commande  $u$  et le débit massique actif  $q_{m_A}$ . Ceci est fait (cf. figure 4.25) en calculant dans un premier temps les deux caractéristiques "tension de commande  $u$  - débit massique" correspondants aux mesures de pression  $p_P$  et  $p_N$  du pas de calcul puis d'en déduire la caractéristique "tension de commande  $u$  - débit massique actif" à partir de la mesure de la position du piston. Il suffit alors de choisir la valeur de commande  $u$  donnant le débit massique actif désiré. Afin d'affiner le résultat entre les points donnés par les caractéristiques, une interpolation est réalisée lors de chacune des deux étapes (c'est-à-dire une interpolation entre deux pressions puis entre deux débits massiques actifs).

La démarche d'interpolation est relativement simple à mettre œuvre du fait de la mono-

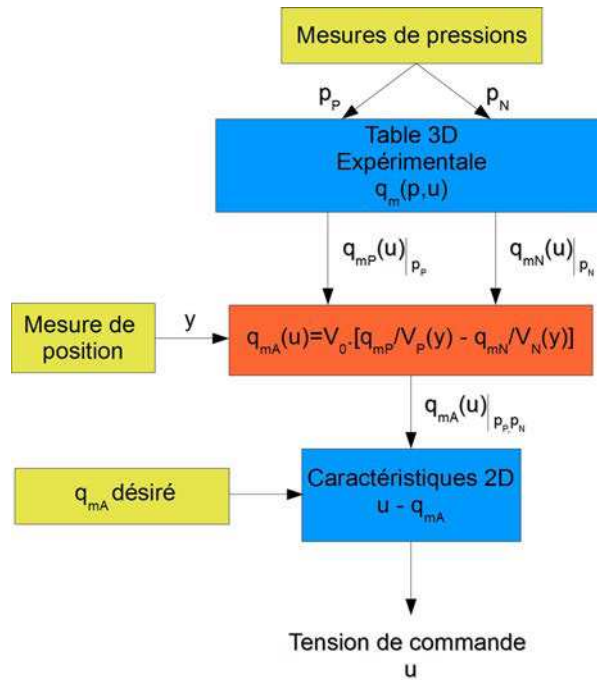


FIGURE 4.25 – Méthodologie de calcul de la commande  $u$  permettant de générer le débit massique actif  $q_{mA}$  désiré.

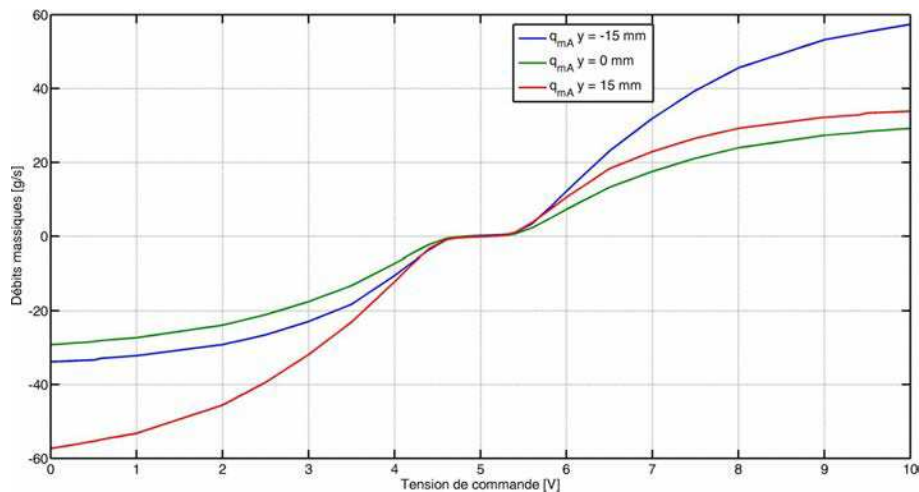


FIGURE 4.26 – Exemples de caractéristiques  $q_{mA}(u)$  pour  $p_P = p_N = 4$  bar.

tonie de la caractéristique des servodistributeurs. Cette condition est assurée par le fait que  $q_{mP}(p_P, u_P)$  est croissante selon  $u$  car  $u_P = u$  et  $q_{mN}(p_N, u_N)$  est décroissante selon  $u$  car  $u_N = 10 - u$ . Par conséquent, du fait de la positivité des volumes,  $q_{mA} = V_0 \cdot \left( \frac{q_{mP}(u)}{V_P(y)} - \frac{q_{mN}(u)}{V_N(y)} \right)$  est croissante selon  $u$ . La figure 4.26 montre la caractéristique de débit massique actif en fonction de la tension de commande  $u$  pour  $p_P = p_N = 4$  bars pour trois positions différentes du piston.

D'une façon générale, cette méthodologie permet d'étendre le principe de la transformée A-T à la commande monovariante des vérins électropneumatiques.

### 4.6.3 Résultats expérimentaux

Dans la mesure où le système est équipé de deux servodistributeurs indépendants, le test de la loi de commande monovariable s'effectue en imposant  $u_P = 5 + u$  et  $u_N = 5 - u$  comme spécifié (1.35) ce qui revient à travailler avec un seul servodistributeur 5/2 dont la tension de commande est  $u$ . La raideur en boucle fermée est fixé à  $1 \times 10^5$ ,  $5 \times 10^5$  puis  $10 \times 10^5$  N/m, l'amortissement en boucle fermée est réglé à sa valeur minimale et des échelons d'effort de 500 N sont appliqués pendant cinq secondes toutes les dix secondes sur le piston. La figure 4.27 montre le déplacement du piston résultant et la figure 4.28 la tension de commande  $u$  appliquée. Le tableau 4.6 résume les résultats obtenus et montre que les performances sont sensiblement identiques à celles obtenues par la loi de commande multivariable. En revanche, comme elle n'est plus contrôlée, la raideur pneumatique (cf. figure 4.29) évolue au fil de l'essai et ne peut donc être fixée pour ajuster la réponse en boucle ouverte de l'actionneur électropneumatique.

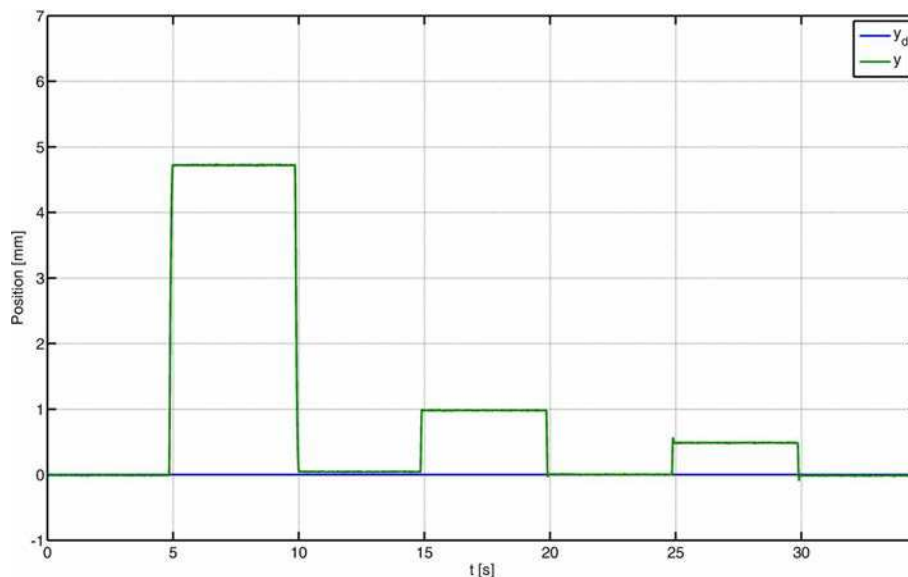


FIGURE 4.27 – Essai 9 : mesure de la position du piston par rapport à la consigne.

Réglage $K_{cl}$ [N/m]	Déplacement [mm]	$K_{clm}$ [N/m]	Erreur relative sur $K_{cl}$ [%]
$1 \times 10^5$	4.72	$1.06 \times 10^5$	6
$5 \times 10^5$	0.99	$5.05 \times 10^5$	1
$10 \times 10^5$	0.48	$10.4 \times 10^5$	4

Tableau 4.6 – Résumé des résultats de l'essai 9.

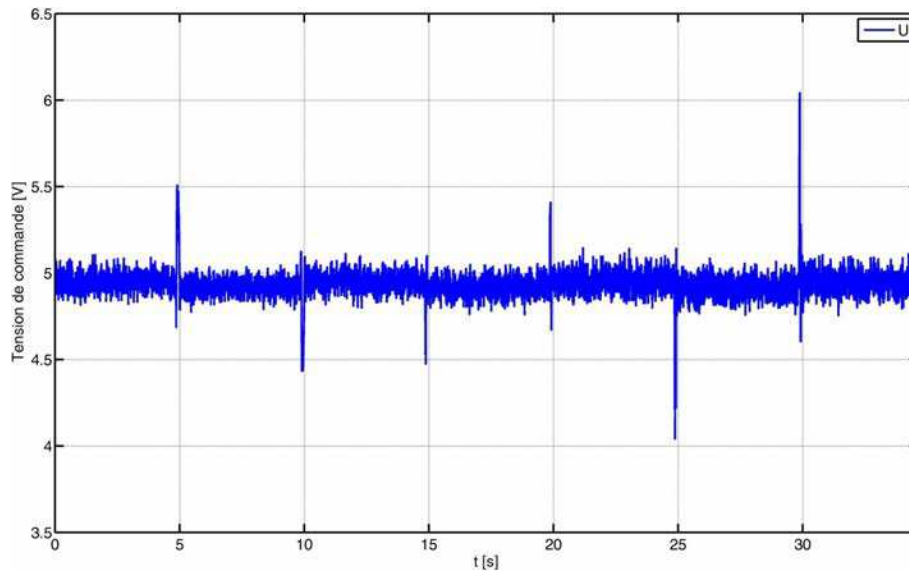


FIGURE 4.28 – Essai 9 : tension de commande  $u$ .

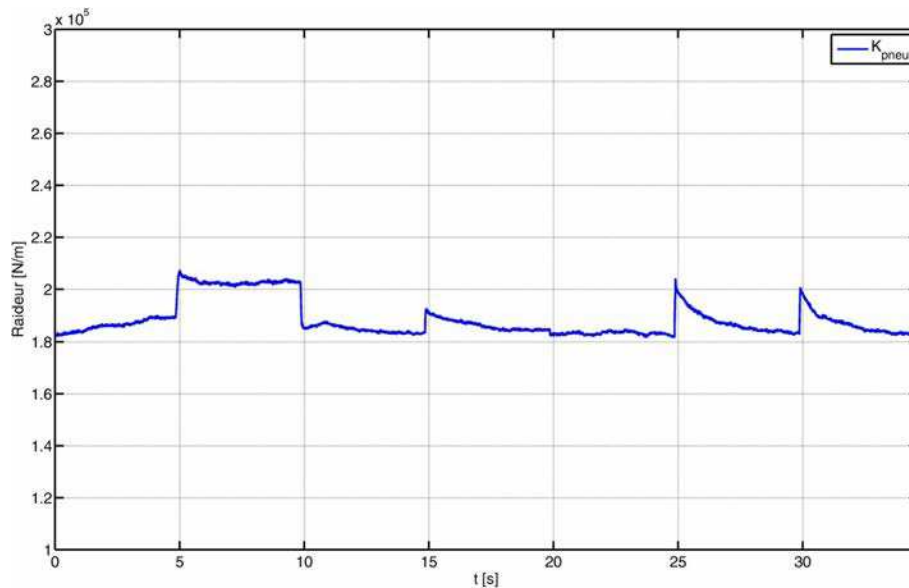


FIGURE 4.29 – Essai 9 : évolution de la raideur pneumatique.

## 4.7 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons souhaité clarifier les notions de raideur en boucle ouverte et de raideur en boucle fermée des actionneurs électropneumatiques bien souvent mal définies - voire confondues - dans la plupart des publications scientifiques sur le sujet. Une étude se basant sur le modèle de commande (1.34) a permis d'établir les relations fondamentales permettant de dimensionner un vérin pneumatique en fonction de la gamme de raideur pneumatique désirée. Celle-ci a montré l'étendu de réglage relativement réduite sur ce paramètre dans le cas de l'actionneur électropneumatique présenté au chapitre 1 et a souligné l'intérêt de développer une approche permettant de fixer la raideur de l'actionneur en boucle fermée.



De fait, nous avons introduit une loi de commande basée sur la transformée A-T, introduite au chapitre 3, permettant le suivi simultané d'une trajectoire de position et d'une trajectoire de raideur pneumatique. Pour la première fois sur ce type de système, une solution de réglage des gains a été proposée afin de permettre un choix des paramètres basé sur des considérations mécaniques linéaires facilement compréhensibles dans n'importe quel contexte d'ingénierie : la raideur en boucle fermée et l'amortissement en boucle fermée. La difficulté de réglage est l'un des principaux arguments souvent portés à l'encontre des lois de commande non-linéaires, en particulier celles issues de la méthodologie du backstepping. Nous pensons que la technique de réglage des gains proposée peut rendre l'approche non-linéaire bien plus attrayante pour une application industrielle.

La représentation du système à partir de la transformée A-T a permis de considérablement simplifier l'expression de la dérivée de l'effort pneumatique et, par conséquent, l'interprétation de la relation entre raideur pneumatique et raideur en boucle fermée. Nous avons établi que la seconde est indépendante de la première. En effet, l'effet de la raideur pneumatique sur la dérivée de l'effort pneumatique est compensé par le débit massique actif calculé par la loi de commande proposée. Pour autant, nous insistons sur l'importance de la raideur pneumatique : celle-ci impose le comportement de raideur en boucle ouverte lorsque le débit massique actif est nul et, par conséquent, plus sa valeur sera proche de la raideur en boucle fermée désirée plus la réponse de l'actionneur électropneumatique respectera le réglage de raideur précisément et moins les servodistributeurs seront sollicités, diminuant d'autant le risque de saturation des tensions de commande des servodistributeurs.

De fait, nous avons défini et formalisé ici l'utilisation de l'actionneur électropneumatique comme "actionneur à compliance variable" (souvent désigné par "VSA" dans la littérature pour *Variable Stiffness Actuator*) combinant une compliance passive (imposée par la raideur pneumatique) et une compliance active (issue du comportement défini par la loi de commande et son réglage) dont il est à la fois possible de fixer en temps réel la position d'équilibre, la raideur en boucle fermée et l'amortissement en boucle fermée. Celui-ci nous semble, en l'état, être un excellent candidat pour des applications où la raideur doit être précisément contrôlée, notamment dans les domaines de la robotique médicale ou de l'haptique.

Les nombreux essais expérimentaux menés sur le banc d'essais présenté au chapitre 2 ont montré la très grande étendue de réglage de la raideur en boucle fermée puisque celle-ci peut être fixée avec une excellente précision sur deux décades. L'interaction entre raideur pneumatique et raideur en boucle fermée a pu être confirmée notamment par son influence sur la consommation de gaz. Le réglage de l'amortissement en boucle fermée a pu être également validé de façon qualitative mais son réglage entraîne une dégradation des performances statiques que nous imputons à l'influence mal compensée du frottement sec.

Enfin, une application monovariante a été proposée. Celle-ci se base sur une loi de commande ne contrôlant que la position du piston et entraînant donc l'existence d'une dynamique résiduelle sur la raideur pneumatique dont la stabilité n'est pas démontrée. Pour autant, les essais pratiques montrent les bonnes performances de la méthodologie, comparables à celles de la loi de commande multivariante. Même si cette approche ne permet pas le réglage de la raideur pneumatique

et, donc, limite les possibilités d'exploitation de la raideur en boucle ouverte du système, elle constitue une alternative bon marché pertinente pour un développement industriel.

Outre l'étude de cette dynamique résiduelle dont il conviendrait de garantir la stabilité globale, des études complémentaires pourraient permettre d'étendre la démarche de dimensionnement menée sur le vérin concernant la raideur pneumatique afin de formaliser l'influence du dimensionnement des servodistributeurs sur la gamme de raideur en boucle fermée accessible.



## Chapitre 5

# *Contrôle du vecteur de poussée d'un nanolanceur par actionneur électropneumatique alimenté à l'hélium*

### 5.1 Introduction

Les précédents chapitres ont permis l'introduction d'outils expérimentaux (présentation de l'actionneur, du banc d'essais...) ou théoriques (développement de la transformée A-T, étude des phénomènes de raideurs au sein d'un actionneur électropneumatique...). Ce dernier chapitre est l'occasion de présenter une application concrète de la commande des actionneurs électropneumatiques à un problème de positionnement dans un contexte aérospatial. Plus précisément, la problématique développée ici concerne la mise en œuvre d'une solution pneumatique utilisant de l'hélium sous pression comme source d'énergie au contrôle du vecteur de poussée d'un lanceur de très faibles dimensions : un "nanolanceur".

Le projet PERSEUS (Projet Étudiant de Recherche Spatiale Européen Universitaire et Scientifique) est une initiative mise en place en juin 2005 par la Direction des Lanceurs du Centre National d'Études Spatiales (CNES). Elle se veut résolument tournée vers l'innovation et vise à intégrer des jeunes de l'enseignement supérieur à la réflexion autour de l'avenir de l'aérospatiale. Ses objectifs sont notamment la recherche et le développement de technologies alternatives applicables aux systèmes de transport spatial, la réalisation de ces travaux par les jeunes afin d'encourager leur vocation pour l'industrie aérospatiale et d'envisager le développement d'un ensemble de démonstrateurs permettant d'établir un dossier d'avant-projet d'un système de lancement de nanosatellites, c'est-à-dire de satellites de très faibles masses (de l'ordre de la dizaine de kg).

C'est dans ce contexte que le laboratoire Ampère a été amené à intervenir pour encadrer plusieurs projets de fin d'études successifs de 2007 à 2011 au sein de l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon. L'objectif était alors d'étudier la possibilité d'adapter le savoir faire du laboratoire dans les domaines du *Fluid Power* et de l'automatique afin d'exploiter ces technologies dans le cadre du développement d'un nanolanceur. En particulier, la compatibilité entre la tâche

de "contrôle du vecteur de poussée" (qui sera décrite dans la section 5.3) et les performances d'un actionneur électropneumatique a été démontrée préalablement [Lovera and Mauquie, 2010]. Nous présentons ici la phase suivante de l'étude qui consiste à évaluer la faisabilité de cette solution sur un démonstrateur au sol.

Dans un premier temps, nous présenterons le contexte de l'application, le principe du "contrôle de vecteur de poussée" ainsi que les solutions technologiques présentées dans la littérature avec des actionneurs hydrauliques ou électriques. L'utilisation de l'hélium sous pression comme source d'énergie en lieu et place de l'air comprimé sera étudiée d'un point de vue théorique puis expérimentalement sur le banc d'essais proposé au chapitre 2.

Les éléments du cahier des charges défini par le CNES (le Centre National d'Etudes Spatiales) pour cette application seront présentés et la solution pneumatique sera décrite. Enfin, des résultats expérimentaux seront fournis afin d'évaluer la faisabilité du contrôle de vecteur de poussée par un actionneur électropneumatique alimenté à l'hélium [Abry, 2011, Abry, 2012].

## 5.2 Les lanceurs spatiaux

Le rôle d'un lanceur spatial est la mise sur orbite d'une charge utile, notamment celle de satellites artificiels. L'objectif peut être "l'orbite basse" située à moins de 2000 km d'altitude ou l'orbite "géostationnaire" située à environ 35 000 km, position particulièrement intéressante puisque tout corps en orbite y paraît immobile depuis la surface de la terre. La charge utile pouvant être embarquée dans le lanceur dépend directement de l'orbite choisie ; en effet un plus long vol requiert davantage de carburant et réduit donc la masse disponible. Ces lanceurs sont généralement "non réutilisables", c'est-à-dire qu'ils sont détruits au cours du vol. Ce choix correspond à un objectif général d'optimisation économique qui a conduit à abandonner progressivement l'essentiel des lanceurs réutilisables au cours des dernières décennies. L'offre spatiale commerciale se répartie essentiellement entre l'Europe (lanceurs Ariane et Vega notamment), la Russie (Proton et Soyouz), les États-Unis (Delta et Atlas) et la Chine (Long March).

Année	2006		2007		2008		2009		Coût/kg en \$
	tirs	satellites	tirs	satellites	tirs	satellites	tirs	satellites	
Ariane 5	5	10	6	12	6	11	7	12	22 917
Atlas V	2	2	3	5	2	2	5	6	25 000
Delta II	6	8	8	8	5	5	8	9	36 011
Delta IV	3	3	1	1	0	0	3	3	40 380
Long March	3	3	6	6	4	4	2	2	23 177
Proton	5	5	1	1	6	6	4	4	18 182

Tableau 5.1 – Historique partiel des lancements entre 2006 et 2009

Le terme "nanolanceur" désigne en particulier un lanceur de dimensions réduites permettant la mise sur orbite de matériel de faible masse. À titre de comparaison, les dernières versions d'Ariane 5, lanceur le plus lourd de l'aérospatiale européenne, peuvent acheminer 20 tonnes de charge utile jusqu'à l'orbite basse quand le cahier des charges de ce projet



FIGURE 5.1 – De gauche à droite : Vega, Soyouz et Ariane

[Lovera and Mauquie, 2010] se limite à des satellites n'excédant pas 50 kg. Commercialement, ce type de lanceurs se placerait sur un marché de niche à coût réduit et très haute réactivité (typiquement destiné à une réponse rapide et économique à un conflit armé ou une catastrophe naturelle) qui n'est pour l'instant pas couvert par les lanceurs lourds (Soyouz, Vega, Ariane...) (cf. figure 5.1) actuellement utilisés. La faible taille du lanceur a pour conséquence directe la réduction des masses et efforts qui le caractérisent. De fait, cette réduction drastique d'échelle permet (et impose) l'emploi de technologies alternatives à tous les niveaux de la conception. C'est dans cette optique que le choix d'un actionneur électropneumatique a été envisagé. Celui-ci répondrait à deux critères essentiels : l'optimisation du poids et de la consommation énergétique. Les actionneurs électropneumatiques offrent un excellent rapport effort sur masse et permettraient l'utilisation, comme source d'énergie, de gaz sous pression déjà présent sur le lanceur pour d'autres tâches (pressurisation des réservoirs notamment). Des études préliminaires ont spécifiquement démontré l'intérêt potentiel de l'utilisation d'actionneurs pneumatiques alimentés à l'hélium pour le positionnement de la tuyère [Lovera and Mauquie, 2010, Olechowski and Teste, 2011].

### 5.3 Contrôle du vecteur de poussée (CVP)

Le contrôle de la trajectoire d'un lanceur peut être grossièrement divisé en trois tâches successives :

- dans un premier temps, **la navigation** a pour but d'évaluer l'ensemble des états du lanceur (position, vitesse, accélération, attitude) en temps réel ;

- grâce à ces données, **le guidage** assure le calcul de la trajectoire optimale que le lanceur doit suivre pour atteindre son objectif fixé par la mission ;
- enfin **le pilotage** contrôle l'attitude du lanceur afin de suivre cette trajectoire.

De la même façon, il convient de distinguer au sein de la tâche de pilotage la phase de la commande (dite "grande boucle") (cf. figure 5.2) de la phase de réalisation de la commande (la "petite boucle"). Cette dernière fonction dite "bas niveau" consiste à contrôler les actionneurs du lanceur. Il s'agit donc de l'étape ultime de la structure globale de commande et, il va de soi que son bon fonctionnement conditionne la bonne réalisation du contrôle dans son ensemble.

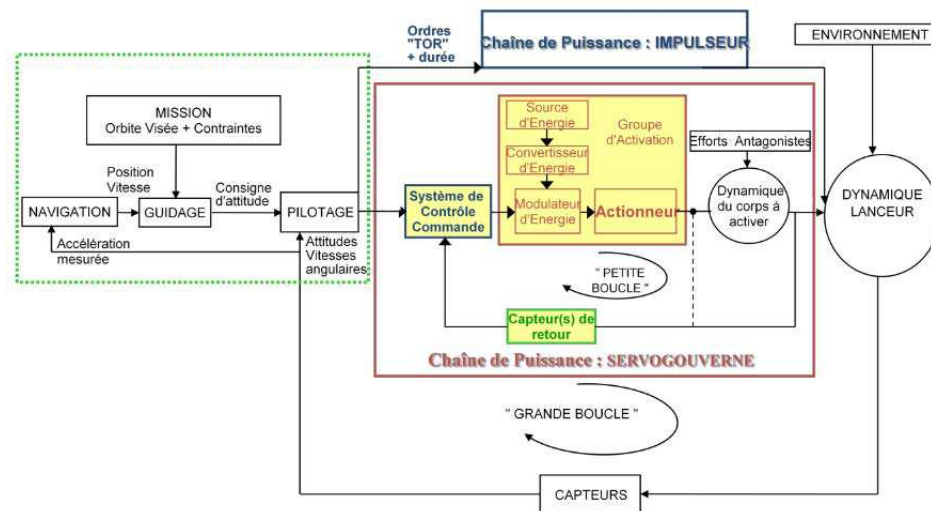


FIGURE 5.2 – Les deux boucles de contrôle [Lovera and Mauquie, 2010].

La tuyère est le conduit au travers duquel s'échappent les gaz résultants de la combustion, son orientation par rapport au bâti de la fusée permet donc d'orienter la poussée. C'est donc en contrôlant son positionnement angulaire que l'on peut contrôler l'attitude du lanceur. Par conséquent, la sortie de la grande boucle (et donc l'entrée de la petite boucle) est l'orientation désirée de la tuyère.

**C'est uniquement la réalisation de la petite boucle qui est étudiée ici :** l'objectif est d'assurer l'asservissement angulaire de la tuyère vis-à-vis du bâti du lanceur en respectant la consigne fournie par la grande boucle malgré les perturbations pouvant intervenir durant le vol. Afin d'assurer complètement l'asservissement en position de la tuyère par rapport au bâti, deux actionneurs sont utilisés perpendiculairement.

Pendant longtemps, seuls les actionneurs hydrauliques ont été employés pour réaliser cet asservissement. L'apparition d'actionneurs électriques de fortes puissances au cours des deux dernières décennies a permis d'envisager le basculement sur des actionneurs électromécanique (EMA), c'est-à-dire des moteurs synchrones couplés à une mécanique de transformation de mouvement (réducteur à vis) permettant un déplacement linéaire. La difficile maintenance et l'important coût des actionneurs hydrauliques font que la tendance est au recours de plus en plus fréquent aux actionneurs électriques. Ceux-ci ne sont pourtant pas exempts de défauts :

leur très grande raideur peut par exemple faire apparaître des problèmes de résonances délicats à traiter (cf. section 5.5.2 page 177).

Les ordres de grandeurs des efforts encaissés par ces actionneurs sur un lanceur lourd sont totalement incompatibles avec des actionneurs pneumatiques. Il n'est donc pas question ici d'envisager leur utilisation dans un tel contexte. En revanche, le travail de dimensionnement préliminaire établi sur le nanolanceur spécifie des efforts de quelques kN, soit des contraintes acceptables pour une solution pneumatique.

## 5.4 Formalisation du problème

Le positionnement perpendiculaire des deux actionneurs limitant fortement le couplage, l'étude peut être menée sur un seul des axes. Le problème peut donc être considéré comme "plan" et ne porter que sur un actionneur. Un certain nombre d'hypothèses de modélisation [Renault et al., 2003] sont admises par le CNES concernant la liaison entre le bâti et la tuyère.

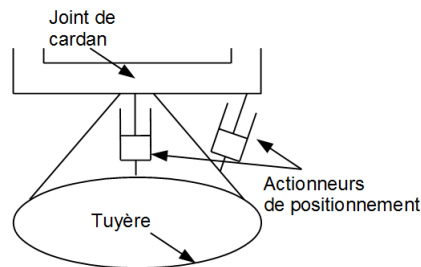


FIGURE 5.3 – La liaison entre la tuyère et le bâti

Ainsi, la liaison entre le corps du lanceur et la tuyère est assurée par un joint de cardan : elle est représentée dans le plan par une liaison pivot parfaite. L'actionneur assurant le positionnement est relié au bâti et à la tuyère *via* deux liaisons pivots et présente un couple raideur/amortissement de part et d'autre.

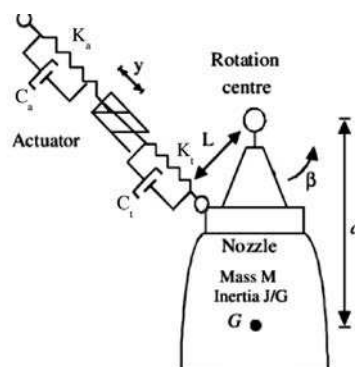


FIGURE 5.4 – Le système ramené dans le plan [Martinez et al., 1998].

Le système (cf. figure 5.4) est donc défini par les grandeurs suivantes :

- le bras de levier  $L$  ;



- la masse  $M$  du bloc moteur et de la tuyère ;
- l’inertie  $J$  du bloc moteur et de la tuyère ramenée au centre de rotation  $G$  ;
- le centrage (distance entre le centre de rotation et le centre de gravité)  $a$  ;
- la raideur d’ancrage  $K_a$  ;
- la raideur de timonerie  $K_t$  ;
- l’amortissement d’ancrage  $C_a$  ;
- l’amortissement de timonerie  $C_t$ .
- l’ensemble des couples extérieurs appliqués sur la tuyère  $T_{ext}$

Il est plus simple de considérer le problème en translation : en utilisant une approximation aux petits angles, il est possible de considérer que  $y_t = L.\beta$  où  $y_t$  représente la position de la tuyère vis-à-vis du corps du lanceur. Selon les approximations classiquement adoptées par le CNES [Renault et al., 2003], les raideurs et amortissements sont ramenés à des composantes équivalentes  $K_{eq}$  et  $C_{eq}$ . Une masse  $M_{eq}$  représente alors les effets inertiels résultant de l’inertie et de la masse de la tuyère et les couples antagonistes appliqués sur la tuyère s’expriment désormais sous la forme d’un effort  $F_{ext}$  (cf. figure 5.5) :

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{ext} = \frac{T_{ext}}{L} \\ K_{eq} = \frac{K_a \cdot K_t}{K_a + K_t} \\ C_{eq} = \frac{C_a \cdot C_t}{C_a + C_t} \\ M_{eq} = \frac{J + M \cdot a^2}{L^2} \end{array} \right. \quad (5.1)$$

La présence d’une raideur augmente l’ordre du système et introduit donc une seconde position  $y$ , la position de la partie mobile de l’actionneur vis-à-vis de sa partie fixe (par exemple entre le corps du vérin et le piston pour un actionneur pneumatique ou hydraulique). En statique, la différence entre cette dernière et  $y_t$  la position de la tuyère correspond à la déformation due à la raideur  $K_{eq}$ .

Le modèle mécanique peut être résumé sous la forme d’un système de deux masses (corps de l’actionneur de masse  $M_v$  et masse équivalente de la tuyère  $M_{eq}$ ) connectées par un système ressort/amortissement soumis respectivement à l’effort de l’actionneur  $F_{act}$  d’une part et à des efforts de perturbation  $F_{ext}$  d’autre part. Par ailleurs, un effort de frottement  $F_{frot}(\dot{y})$ , dépendant de la vitesse, est appliqué sur la partie mobile de l’actionneur. Le comportement mécanique est alors défini par les équations suivantes :

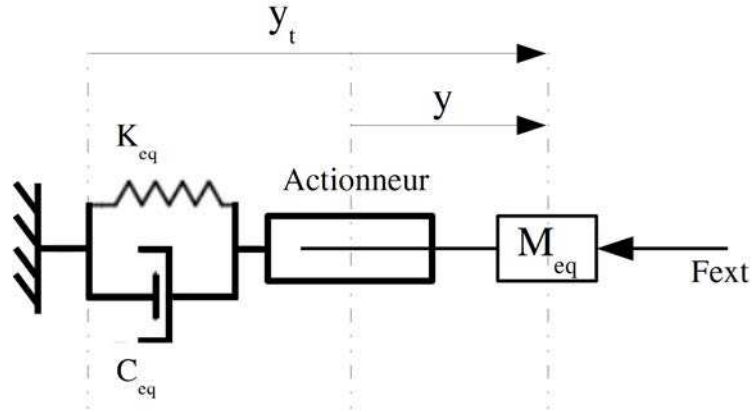


FIGURE 5.5 – Le système ramené en translation

$$\begin{cases} M_v \ddot{y} = F_{act} - F_{frot}(\dot{y}) + K_{eq} \cdot (y_t - y) + C_{eq} \cdot (\dot{y}_t - \dot{y}) \\ M_{eq} \ddot{y}_t = -F_{ext} - K_{eq} \cdot (y_t - y) - C_{eq} \cdot (\dot{y}_t - \dot{y}) \end{cases} \quad (5.2)$$

avec  $F_{ext}$  l'ensemble des forces externes appliquées sur la tuyère et  $F_{frot}(\dot{y})$  l'ensemble des forces de frottements ramenées sur la partie mobile et s'exprimant à partir des expressions définies au chapitre 1 (1.33).

## 5.5 Difficultés et solutions

La principale difficulté de ce problème de commande découle du fait que seule la position  $y$  (soit la mesure locale de l'actionneur) est connue. En effet, il est délicat de mesurer la position angulaire réelle de la tuyère vis-à-vis du corps du lanceur bien que ce soit cette dernière qui corresponde à la sortie du système. La présence d'une raideur assez faible introduit des phénomènes vibratoires qui sont mal mesurés et donc difficiles à compenser.

Nous présentons ici les solutions proposées sur Ariane 5 pour deux technologies d'actionneur : dans un premier temps une application hydraulique puis des développements plus récents utilisant un actionneur électromécanique.

### 5.5.1 CVP par actionneur hydraulique [Martinez et al., 1998]

Un système électro-hydraulique classique est constitué d'un vérin dont les chambres sont alimentées en huile sous pression par l'intermédiaire d'un servodistributeur. L'effort fourni peut alors être modélisé comme suit :

$$F_{hyd} = S \cdot \Delta p \quad (5.3)$$

où  $S$  représente la section du piston (supposé symétrique) et  $\Delta p$  le différentiel de pression entre les deux chambres. La dynamique de l'effort s'exprime de la façon suivante :

$$s.F_{hyd} = \frac{K_{hyd} \cdot G(s) \cdot u}{S \cdot s} - K_{hyd} \cdot y \quad (5.4)$$

avec  $K_{hyd}$  la raideur hydraulique du vérin, supposée constante,  $G(s)$  un modèle dynamique de la servovalve identifié par essais expérimentaux,  $u$  la tension de commande appliquée au servodistributeur et  $y$  la position du piston vis-à-vis du corps du vérin. Notons que l'approche est ici linéaire, ce qui est nettement plus réaliste dans le cas des systèmes hydrauliques que des systèmes pneumatiques du fait de la relativement faible compressibilité du fluide.

Le modèle (5.2) est simplifié en supposant la masse  $M_v$  négligeable, l'amortissement équivalent  $C_{eq}$  et les efforts de frottements :

$$\begin{cases} F_{act} = -K_{eq} \cdot (y_t - y) \\ M_{eq} \cdot \ddot{y}_t = -F_{ext} - K_{eq} \cdot (y_t - y) \end{cases} \quad (5.5)$$

Les équations (5.4) et (5.5) permettent alors d'écrire le modèle du troisième ordre sous la forme suivante :

$$\begin{bmatrix} y \\ y_t \\ F_{act} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11}(s) & T_{12}(s) \\ T_{21}(s) & T_{22}(s) \\ T_{31}(s) & T_{32}(s) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{ext} \\ u \end{bmatrix} \quad (5.6)$$

Ce modèle fait apparaître un mode élastique dominant résultant de la masse équivalente  $M_{eq}$  et de la raideur équivalente totale correspondant à la combinaison de la raideur hydraulique et de la raideur équivalente du système mécanique :

$$K_{tot} = \frac{K_{eq} \cdot K_{hyd}}{K_{eq} + K_{hyd}} \quad (5.7)$$

Ce dernier introduit une résonance à la pulsation  $\omega_0 = \sqrt{\frac{K_{tot}}{M_{eq}}}$ .

Il est à noter que le modèle (5.6) n'est utilisé que dans un but d'analyse fréquentielle [Martinez et al., 1998]. La synthèse de la loi de commande se place sous l'hypothèse qu'à faible fréquence :  $y = y_t$ , c'est-à-dire en considérant que la déformation due aux raideurs est négligeable.

L'un des premiers choix permettant de limiter l'impact de ce phénomène de résonance sur le suivi de consigne consiste à intercaler un filtre de type passe-bas ou passe-bande entre la consigne de position  $y_d$  et la loi de commande. Ce filtre permet d'éviter de stimuler le mode élastique par la trajectoire de position mais n'apporte aucune amélioration concernant le risque de résonance introduite par un effort extérieur.

Afin d'amortir au maximum le mode élastique en  $\omega_0$ , un retour en différentiel de pression  $\Delta p$

(équivalent à un retour en effort à un gain  $S$  près) est proposé. L'auteur justifie cette approche par la présence de trois intégrateurs en cascade entre la commande  $u$  et la position. L'objectif est d'éviter au maximum la transmission de vibrations à la charge utile, par conséquent un objectif d'amortissement de la fréquence de résonance est fixé concernant la fonction de transfert en boucle fermée entre l'effort extérieur et l'effort hydraulique.

La structure mécanique du lanceur dans son ensemble présente également un mode élastique. Si le retour en différentiel de pression est trop important, il existe un risque de couplage entre les deux modes, ce qui peut se traduire par une perte de stabilité ou la dégradation du système.

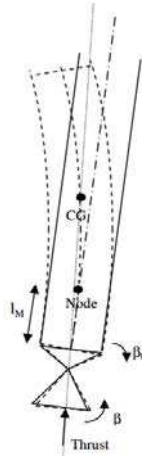


FIGURE 5.6 – Illustration du mode élastique du lanceur [Renault et al., 2003].

La fonction de transfert en boucle fermée entre consigne de position et position doit garantir un déphasage suffisamment faible. En effet, l'asservissement de l'actionneur s'inscrit dans une structure de commande globale (cf. figure 5.2) et un trop grand retard dans l'asservissement de la petite boucle pourrait compromettre la stabilité de la grande boucle.

Enfin, la consommation d'huile doit être limitée afin de ne pas trop pénaliser la masse du lanceur. Ceci est obtenu en limitant l'impact du retour de différentiel de pression dans les basses fréquences.

L'ensemble de ces critères est ensuite utilisé pour définir les fonctions de pondération menant à la synthèse de la loi de commande selon la méthode  $H_\infty$ .

### 5.5.2 CVP par EMA [Renault et al., 2003]

L'arrivée d'actionneurs électriques de forte puissance a permis d'envisager le remplacement des actionneurs hydrauliques pour des applications du contrôle de vecteur de poussée. [Renault et al., 2003] évoque par exemple la mise en place d'un EMA de 38kW pour le guidage d'un étage à propulsion solide.

Les avantages des EMA souvent cités sont la fiabilité, la propreté et la précision. Leur principal défaut concerne la mécanique de transformation de mouvement ; en effet, si un moteur synchrone possède une faible inertie et une dynamique de mise en effort très rapide, l'adjonction

d'un réducteur et d'une mécanique type "vis à billes" permettant d'obtenir un mouvement de translation introduit une inertie très importante et une relative irréversibilité.

L'effort  $F_{ema}$  fourni par l'EMA peut être exprimé ainsi :

$$F_{ema} = N_v \cdot \eta \cdot (C_m - J_m \cdot N_v \cdot \ddot{y}) \quad (5.8)$$

Où  $N_v$ ,  $\eta$ ,  $C_m$ ,  $J_m$  et  $y$  représentent respectivement le rapport de réduction du mécanisme de transformation du mouvement (exprimé en rad/m), le rendement de ce mécanisme, le couple électromécanique fourni par le moteur synchrone à aimants permanents, l'inertie du moteur et la position de la partie mobile de l'actionneur par rapport au stator. Le reste de la modélisation ne diffère pas de l'application hydraulique.

L'expression de l'effort ainsi proposée fait apparaître deux masses en mouvement :

- $M_{eq}$  la masse équivalente à la masse de la tuyère et à son inertie ramenée en translation ;
- $M_{tot}$  la masse totale regroupant  $M_{eq}$  et la contribution inertielle de l'EMA. Il vient alors :

$$M_{tot} = \frac{M_{eq} \cdot J_m \cdot N_v^2 \cdot \eta}{J_m \cdot N_v^2 \cdot \eta + M_{eq}} \quad (5.9)$$

Le fait que l'inertie  $J_m$  du moteur soit très grande devant l'inertie ramenée de la tuyère  $\frac{M_{eq}}{N_v^2 \cdot \eta}$  rend  $M_{eq}$  et  $M_{tot}$  très proches et par conséquent n'introduit qu'un seul mode élastique à la pulsation  $\omega_0 = \sqrt{\frac{M_{eq}}{K_{eq}}}$ .

Dans [Renault, 2006], l'auteur évoque l'influence de la prédominance de l'inertie du moteur sur l'inertie ramenée de la tuyère. La première conséquence est la très faible transmission au moteur d'une perturbation s'exerçant sur la tuyère. La position étant mesurée localement sur l'actionneur électrique, une oscillation de la tuyère n'est pas détectée par le capteur de position et ne peut donc être compensée par un retour en position/vitesse. De même, la connaissance du couple ne suffit pas à reconstruire l'effort transmis à la tuyère comme le permet la mesure du différentiel de pression dans le cadre de la solution hydraulique. La grande inertie de l'EMA amplifie donc le phénomène déjà gênant constaté sur les actionneurs hydrauliques.

La solution proposée est alors l'ajout d'une jauge d'effort entre l'EMA et la tuyère. [Renault, 2006] synthétise alors une loi de commande selon la méthode  $H_\infty$  en suivant la même démarche que [Martinez et al., 1998]. Parmi les quelques différences, nous pouvons noter la présence d'une boucle dite "de courant" permettant l'asservissement du courant du moteur électrique pour obtenir le couple voulu. Cette boucle possédant une dynamique très rapide vis-à-vis des comportements mécaniques, elle peut être traitée indépendamment, sans risque de couplage.

[Renault et al., 2003] montre des résultats présentant une baisse notable des efforts transmis à la charge lors d'une phase de décollage (pire cas) mais considère l'amélioration obtenue comme insuffisante pour justifier la mise en place d'un capteur d'effort, élément fragile et source de panne. Il explique en outre que le dimensionnement même du lanceur opère une action "passe-bas" sur les efforts perturbateurs suffisante selon lui pour se passer du retour d'effort.

Dans [Vanthuyne, 2009] l'auteur décrit la structure des actionneurs EMA utilisés sur les différents étages de VEGA. Il insiste notamment sur l'intégration systématique d'un capteur d'effort en plus du capteur de position dans les actionneurs conçus. L'auteur n'évoque pas l'aspect commande du développement mais il est probable que les dimensions plus réduites de Vega comparativement à Ariane V ne lui confèrent pas les propriétés de filtrage mécanique suffisantes et rendent l'utilisation d'un capteur d'effort incontournable.

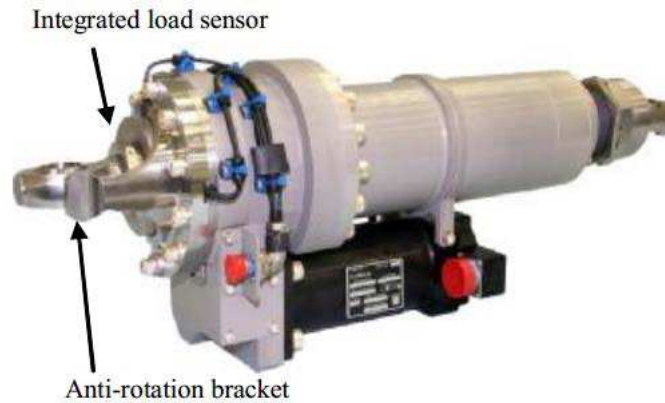


FIGURE 5.7 – Un actionneur électromécanique monté sur le premier étage de Vega [Vanthuyne, 2009].

## 5.6 Utilisation de l'hélium sous pression comme source d'énergie

Avant de traiter le problème du CVP dans le cas d'une solution pneumatique, nous étudierons préalablement dans cette section l'influence de l'utilisation de l'hélium sous pression comme source d'énergie.

### 5.6.1 L'hélium

L'hélium est un gaz noble incolore, inodore, ininflammable et complètement inerte, c'est-à-dire un gaz très peu réactif chimiquement ou biologiquement. Il possède deux isotopes :  ${}^3\text{He}$  et  ${}^4\text{He}$ . Ce dernier, plus stable, représente la quasi totalité de l'hélium présent sur terre puisqu'il est environ un million de fois plus abondant. Ce sont donc ses propriétés (sensiblement différentes de celles de  ${}^3\text{He}$  à bien des égards) qui sont retenues lorsque l'on utilise de l'hélium dans des application courantes.

L'une des propriétés les plus intéressantes de l'hélium est son point d'ébullition, le plus bas de tous les corps connus :  $-268,93\text{ }^\circ\text{C}$ , soit 4.22 K. L'hélium ne peut d'ailleurs exister sous forme solide que sous une pression supérieure à 25 atm. De fait, l'hélium peut être utilisé à des fins de refroidissement par évaporation plus efficacement encore que le diazote dont le point d'ébullition est de  $-195,80\text{ }^\circ\text{C}$ .

Une autre propriété bien connue de l'hélium est sa très faible masse volumique : dans les conditions de température et de pression fréquemment retenues dans les industries pétrolières

et gazières (c'est-à-dire 15 °C et 1 atm) elle vaut  $0.169\text{kg}/\text{m}^3$  contre  $1.226\text{kg}/\text{m}^3$  pour de l'air sec et  $1.184\text{kg}/\text{m}^3$  pour le diazote. Seul le dihydrogène est plus léger à volume constant puisque dans les mêmes conditions, sa masse volumique ne vaut que  $0.085\text{kg}/\text{m}^3$ .

Enfin, l'hélium montre aussi une très grande perméation, du fait de la très faible taille de ses atomes, et diffuse trois fois plus vite que l'air à travers les solides. Encore une fois, seul le dihydrogène montre des propriétés plus extrêmes de ce point de vue puisque sa diffusion est près de 50 % supérieure à celle de l'hélium.

Tous ces éléments font de l'hélium un gaz très utilisé dans des contextes divers. Sa très faible masse volumique le rend très attractif lorsqu'il s'agit de gonfler des dirigeables ou des ballons sondes destinés à l'observation atmosphérique. Théoriquement, l'hydrogène pourrait fournir une force portante supérieure mais l'hélium a l'avantage majeur d'être incombustible, voire ignifuge, là où la combustion du dihydrogène dans le dioxygène est un phénomène exceptionnellement violent et exothermique. La forte diffusion de l'hélium dans les solides le rend également intéressant dans les applications de détection des fuites destinées, par exemple, à évaluer la qualité de réservoirs à haute pression.

Caractéristique	Unité	${}^4\text{He}$	Air
Masse molaire	g/mol	4.003	28.965
Masse volumique (15°C et 1 atm)	$\text{kg}/\text{m}^3$	0.169	1.225
Température d'ébullition à 1 atm	°C	-269	-194.5
Constante spécifique des gaz parfaits $r$	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	2077	287
Rapport de chaleur spécifique (25°C et 1 atm) $\gamma$	.	1.664	1.4

Tableau 5.2 – Principales caractéristiques de l'hélium  ${}^4\text{He}$  comparées à celles de l'air sec.

Paradoxalement, l'hélium est, après l'hydrogène, l'élément le plus abondant dans l'Univers, mais est relativement rare sur Terre. Même si sa synthèse est possible de façon expérimentale, il s'agit en pratique d'une ressource naturelle fossile qui tend inmanquablement à se raréfier. Son exploitation est directement liée à celle du gaz naturel avec lequel il est piégé dans des couches de roches imperméables. L'hélium est extrait du mélange de gaz en exploitant ses propriétés de très faible température d'ébullition : il demeure à l'état gazeux quand tous les autres gaz constitutifs du mélange se liquéfient, ce qui permet de le purifier progressivement.

De part son prix important et sa relative difficulté de stockage liée à sa forte perméation, l'hélium sous pression n'est à ce jour pas utilisé, à notre connaissance, comme vecteur d'énergie. Pourtant, son utilisation aujourd'hui toujours incontournable dans des contextes spécifiques (notamment dans l'industrie spatiale) le rend parfois disponible dans des quantités permettant d'envisager d'alimenter un actionneur. En outre, ses qualités de gaz inerte et incombustible le rendent potentiellement attractif dans des contextes d'utilisation très spécifique où un actionneur pneumatique serait adapté mais où l'air n'aurait pas sa place.

Dans la suite de ce chapitre nous étudierons l'influence de l'utilisation d'hélium  ${}^4\text{He}$  sous pression en lieu et place d'air comprimé comme source d'énergie pour l'actionneur électropneumatique présenté chapitre 1. Les conséquences seront étudiées théoriquement et expérimentalement au niveau du servodistributeur puis au niveau du vérin lui-même. L'impact sur la loi de

commande sera analysé et finalement le principe de l'alimentation d'un actionneur électropneumatique avec de l'hélium sous pression sera validé expérimentalement et la consommation sera quantifiée comparativement à celle en air.

### 5.6.2 L'hélium et les servodistributeurs

La caractéristique expérimentale des servodistributeurs présentée chapitre 1 donne les débits massiques de gaz les traversant en fonction des tensions de commande appliquées et des pressions de chambre. Ces données (qui ont pu être corroborés par les résultats d'une caractérisation partielle directement mise en œuvre sur le banc d'essais) sont bien entendu spécifiques au gaz utilisé pour l'essai, donc, à l'air. Dans la mesure où la procédure de caractérisation par décharge d'un réservoir isotherme n'a à ce jour pas été conduite pour de l'hélium, nous proposons dans cette section d'utiliser le modèle d'écoulement présenté au chapitre 1 afin d'évaluer l'impact du changement de gaz sur les caractéristiques de débits massiques.

Nous rappelons l'expression (1.27) du débit massique depuis le servodistributeur vers la chambre P pour une commande  $u_P$  :

$$\begin{aligned} q_{mP} &= q_{mSP} - q_{mPE} \\ &= A_{SP}(u_P) \cdot C_q \cdot C_m \left( \frac{p_P}{p_S} \right) \cdot \frac{p_S}{\sqrt{T_S}} - A_{PE}(u_P) \cdot C_q \cdot C_m \left( \frac{p_E}{p_P} \right) \cdot \frac{p_P}{\sqrt{T_P}} \end{aligned}$$

Selon cette modélisation, le changement de gaz se traduit par le changement des paramètres  $r$  et  $\gamma$  dans les équations de  $C_m$  (1.24) et  $r_{cr}$  (1.25). Par conséquent, l'utilisation de l'hélium à la place de l'air conduit à une modification de la pression critique et du paramètre de débit  $C_m$ . Par ailleurs nous adoptons l'hypothèse que le paramètre  $C_q$  n'est pas modifié. Notre objectif est de définir une méthodologie permettant le calcul des caractéristiques de débits massiques d'hélium à partir de celles obtenues à l'air.

Afin d'évaluer l'impact du changement de gaz, nous avons tracé sur la figure 5.8 le rapport entre les paramètres  $C_m \left( \frac{p_P}{p_S} \right)$  pour l'air et l'hélium d'une part, c'est-à-dire le rapport entre les débits massiques  $q_{mSP}$  pour l'air et l'hélium, et, d'autre part, le rapport entre les paramètres  $C_m \left( \frac{p_E}{p_P} \right)$  pour l'air et l'hélium, soit le rapport entre les débits massiques  $q_{mPE}$  pour les deux gaz.

La figure 5.8 montre que ces rapports varient peu en fonction de la pression d'utilisation et qu'une valeur moyenne  $x_{air/He} = 2.57$  peut être considérée avec une erreur maximale de 4.5 %. Par conséquent, nous pouvons déterminer les débits massiques à l'hélium par une simple division par ce rapport moyen (5.10).

$$q_{mHe} = \frac{q_{mair}}{x_{airHe}} \quad (5.10)$$



Afin de juger de la qualité de cette correction de caractéristiques de débit, la démarche de caractérisation partielle des servodistributeurs effectuée sur le banc le banc d'essais (cf. section 2.5 page 62) a été reproduite en alimentant le système avec de l'hélium à une pression régulée de 7 bar. Les figures 5.9, 5.10 et 5.11 comparent les résultats obtenus par la caractérisation sur le banc d'essais alimenté à l'hélium aux données de la caractérisation isotherme à l'air ainsi que ces mêmes données corrigées par la méthodologie proposée.

La correction des données issues de la caractérisation par charge/décharge isotherme donne des résultats cohérents avec l'identification réalisée sur le banc. Bien entendu, ces résultats partiels, obtenus pour des débits massiques réduits (commande de 4.4 V à 5.6 V) sont à considérer avec précaution mais, en l'absence de données expérimentales plus complètes à l'hélium, ils offrent une première validation qualitative de la méthodologie de correction proposée. L'ensemble des données de caractérisation du servodistributeur est donc corrigé selon cette méthode afin d'obtenir une table de données pour l'hélium, permettant de générer les débits massiques (de la même façon que cela a pu être fait pour l'air dans les chapitres précédents) quand ce gaz est utilisé.

Ces résultats montrent globalement que les débits massiques sont sensiblement inférieurs (2.5 fois plus faibles environ) en utilisant de l'hélium plutôt que de l'air. Nous pourrions donc être amenés à conclure que le dimensionnement des servodistributeurs doit être revu à la hausse afin de maintenir les mêmes dynamiques qu'avec de l'air. Nous allons voir dans la section suivante que cette conclusion hâtive serait erronée.

### 5.6.3 L'hélium et l'actionneur

Le modèle de commande retenu concernant le comportement thermodynamique du vérin pneumatique (1.22) s'exprime comme suit :

$$\begin{cases} \frac{dp_N}{dt} = \frac{k.r.T}{V_N} \cdot (q_{mN} + \frac{S}{r.T} \cdot p_N \cdot v) \\ \frac{dp_P}{dt} = \frac{k.r.T}{V_P} \cdot (q_{mP} - \frac{S}{r.T} \cdot p_P \cdot v) \end{cases} \quad (5.11)$$

Dans ce modèle, le seul paramètre modifié avec le changement de gaz est la constante spécifique des gaz parfaits  $r$ . Celui-ci influe directement sur la variation de pression engendrée par le débit massique. Dans le cas de l'hélium, la très faible valeur de la masse molaire (environ 4 g/mol) entraîne une valeur importante de sa constante spécifique des gaz parfaits ( $2077 \text{ J.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$  pour l'hélium contre  $287 \text{ J.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$  pour l'air soit environ 7.2 fois plus). La conséquence directe est qu'une même variation de pression de chambre nécessitera une masse de gaz environ 7.2 fois plus faible en utilisant de l'hélium plutôt que de l'air.

Ce constat vient compenser la conclusion de la section précédente. En effet, même si à travers une même restriction le débit massique d'hélium est environ 2.5 fois inférieur à celui d'air, la variation de pression qu'il entraîne sera 7.2 fois plus importante en proportion. Par conséquent,

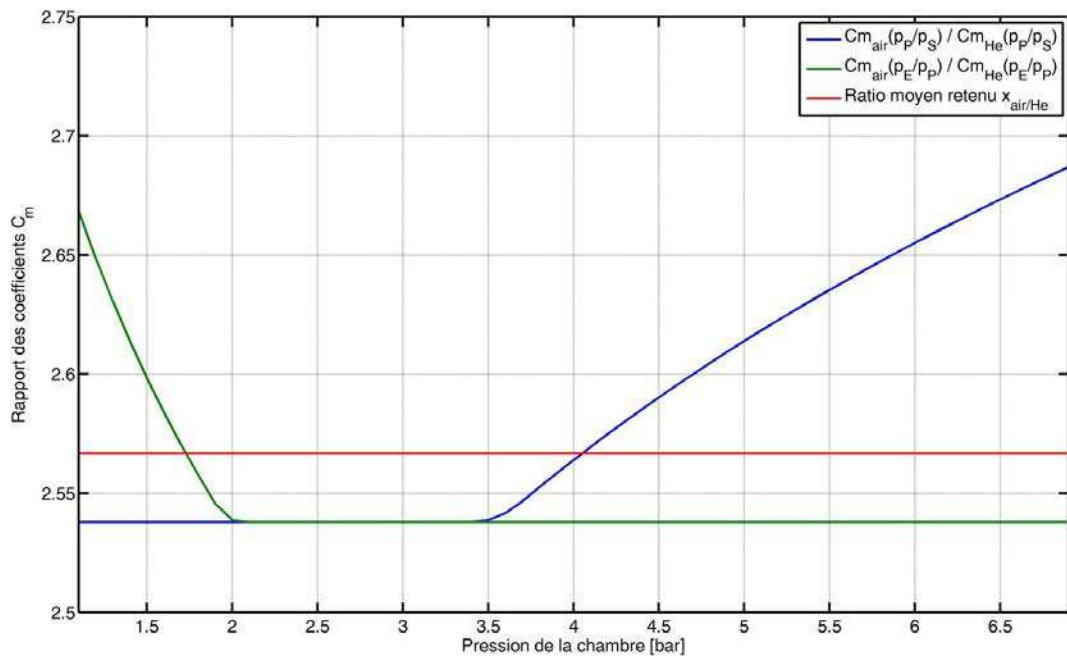


FIGURE 5.8 – Évolution des ratios du paramètre  $C_m$  entre l'air et l'hélium pour les débit  $q_{m,SP}$  et  $q_{m,PE}$  en fonction de la pression  $p_P$  de la chambre.

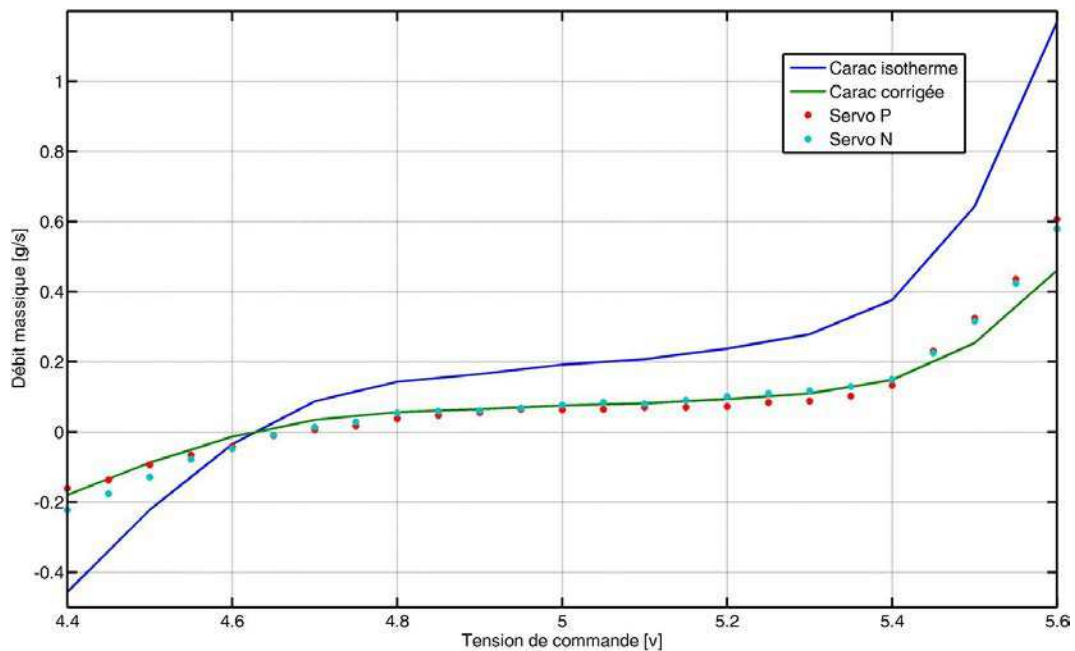


FIGURE 5.9 – Comparaison entre les caractéristiques des débits massiques effectuées sur le banc alimenté à l'hélium, les données issues de la caractérisation par décharge isotherme ainsi que ces données corrigées pour une pression de chambre de 2 bar.

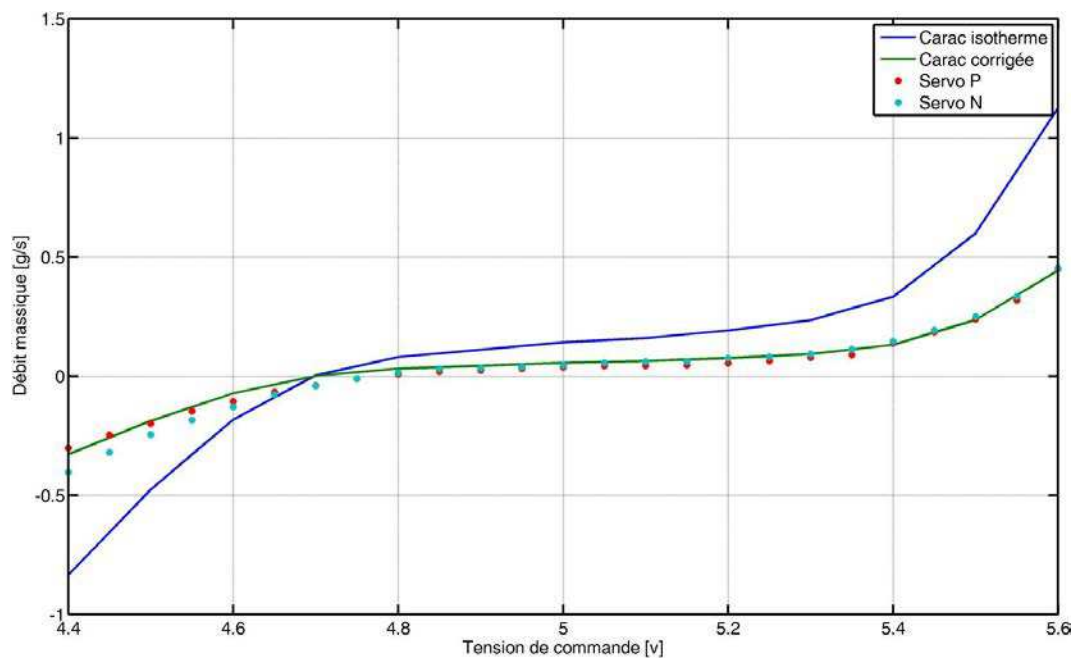


FIGURE 5.10 – Comparaison entre les caractéristiques des débits massiques effectuées sur le banc alimenté à l'hélium, les données issues de la caractérisation par décharge isotherme ainsi que ces données corrigées pour une pression de chambre de 3 bar.

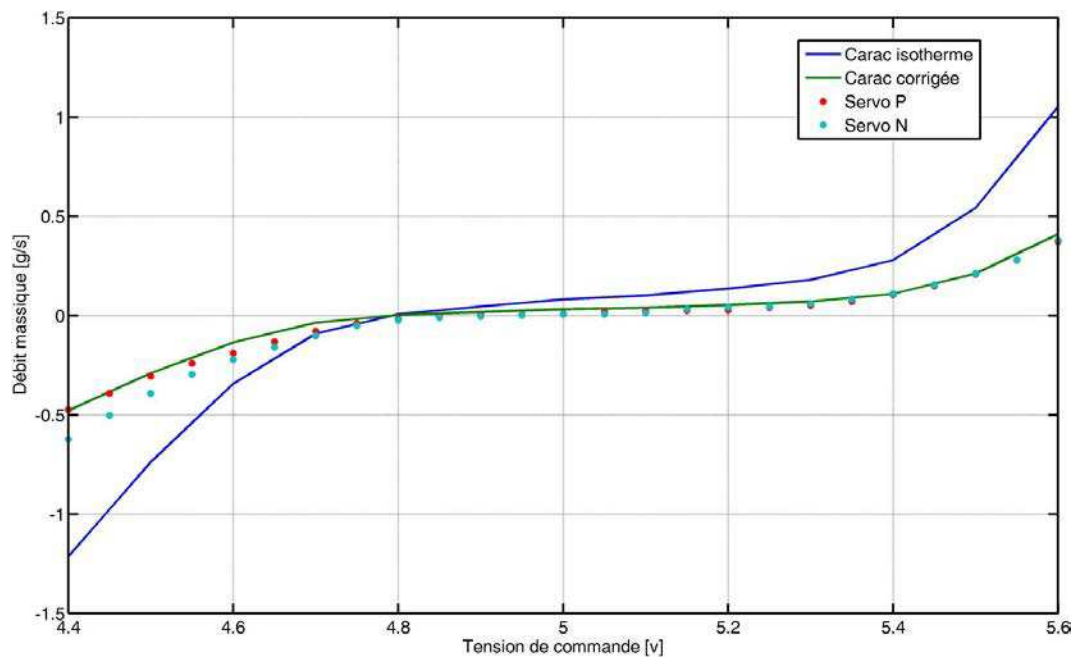


FIGURE 5.11 – Comparaison entre les caractéristiques des débits massiques effectuées sur le banc alimenté à l'hélium, les données issues de la caractérisation par décharge isotherme ainsi que ces données corrigées pour une pression de chambre de 4 bar.

une même tension de commande appliquée à un servodistributeur alimenté à l'hélium entrainera une variation de pression environ 2.9 fois plus importante que si de l'air était utilisé. Ce résultat amène à envisager un sous-dimensionnement d'un ratio de 2.9 de la section de passage du servodistributeur en remplaçant l'air par l'hélium tout en maintenant les mêmes performances dynamiques de mise en pression.

#### 5.6.4 Essais expérimentaux

Afin d'évaluer l'impact du changement de gaz, des essais ont été menés en utilisant la loi de commande " $y - K_{pneu}$ " proposée au chapitre 4. La mise en œuvre de la commande est identique quelle que soit la source d'énergie sélectionnée (air ou hélium sous 7 bar), seule change la constante spécifique des gaz parfaits  $r$  et le tableau de données caractéristiques des servodistributeurs utilisé pour l'interpolation linéaire (cf. section 3.2) selon la correction proposée section 5.6.2.

Le premier essai mené consiste en une trajectoire sinusoïdale de fréquence 2 Hz et d'amplitude 10 mm. La consigne de raideur pneumatique est choisie constante à une valeur de  $4.10^5$  N/m. Remarquons que cette grandeur est indépendante du choix du gaz puisque son expression ne fait apparaître ni la constante des gaz parfaits  $r$  ni le rapport de chaleur spécifique  $\gamma$ . Le suivi de trajectoire de position (cf. figure 5.12) est sensiblement équivalent avec l'un ou l'autre des gaz, l'erreur de position (cf. figure 5.13) demeurant du même ordre de grandeur (0.11 mm d'erreur absolue moyenne à l'air contre 0.10 mm à l'hélium). En revanche, les tensions de commande appliquées aux servodistributeurs sont sensiblement plus faibles à l'hélium qu'à l'air (cf. figure 5.14 et 5.15). Et finalement, les débits massiques  $q_{mP}$  et  $q_{mN}$  sont fortement réduits (d'un facteur 8.1 en moyenne) lors de l'essai à l'hélium (cf. figure 5.16 et 5.17). Cette réduction correspond à la grande valeur de la constante spécifique  $r$  de l'hélium.

Lors du second essai, la raideur pneumatique est maintenue à la même valeur constante mais une trajectoire multifréquentielle est cette fois imposée à l'actionneur électropneumatique. Les figures 5.18 et 5.19 montrent que la qualité de suivi en position est très peu affectée par le changement de gaz tout en nécessitant des tensions de commandes plus faibles. Le tableau 5.3 résume numériquement les résultats lors des essais avec les deux gaz. La consommation massique (3.52) est donc diminuée d'un facteur 6.5 en utilisant de l'hélium sous pression plutôt que de l'air ce qui correspond en terme d'ordre de grandeur au rapport des masses volumiques (environ 7.2).

#### 5.6.5 Conclusion

Ces essais expérimentaux constituent, à notre connaissance, les premiers résultats disponibles d'application de commande d'un actionneur électropneumatique alimenté avec de l'hélium sous pression. Cette étude démontre non seulement que des performances en termes de qualité du suivi de position sont inchangées par le choix d'un gaz alternatif mais également que l'ensemble des lois de commandes synthétisées pour de l'air sont transposables à l'hélium. Nous avons montré que les caractéristiques obtenues pour de l'air pouvaient être corrigées à partir d'une loi d'écou-

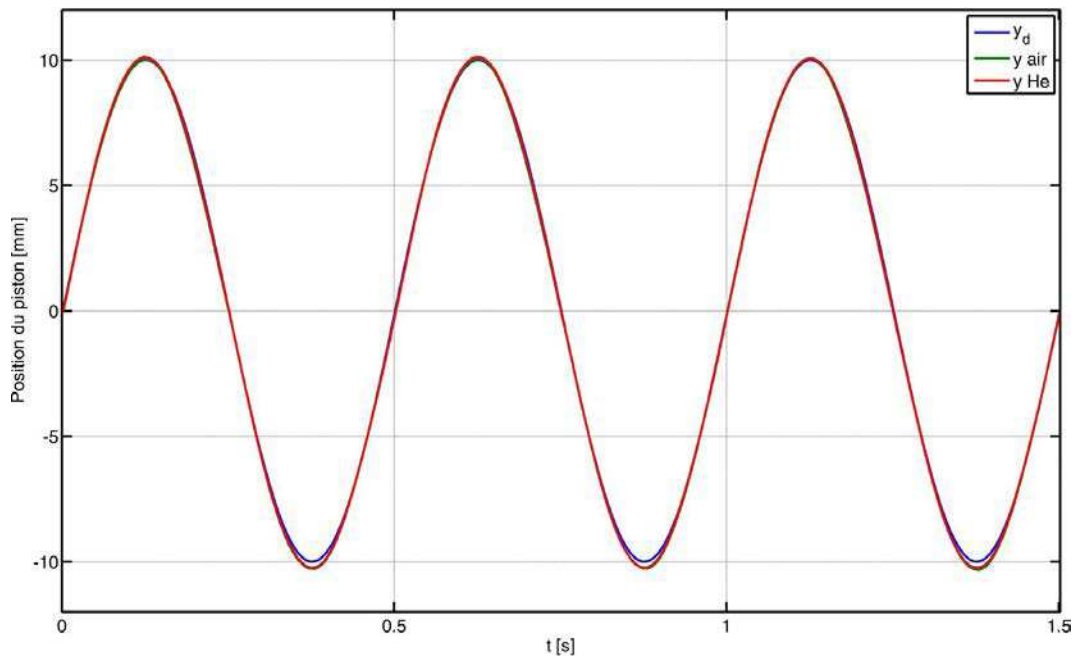


FIGURE 5.12 – Suivi de la trajectoire de position sinusoïdale par l'actionneur électropneumatique alimenté à l'air ou à l'hélium.

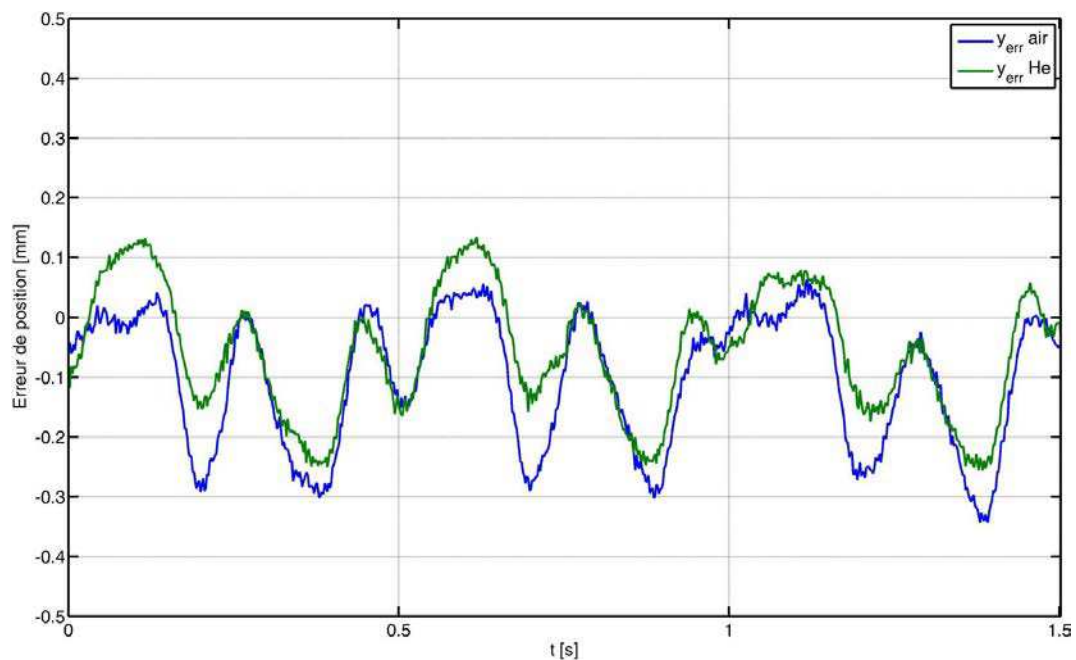


FIGURE 5.13 – Erreurs de position lors du suivi de la trajectoire sinusoïdale par l'actionneur électropneumatique alimenté à l'air puis à l'hélium.

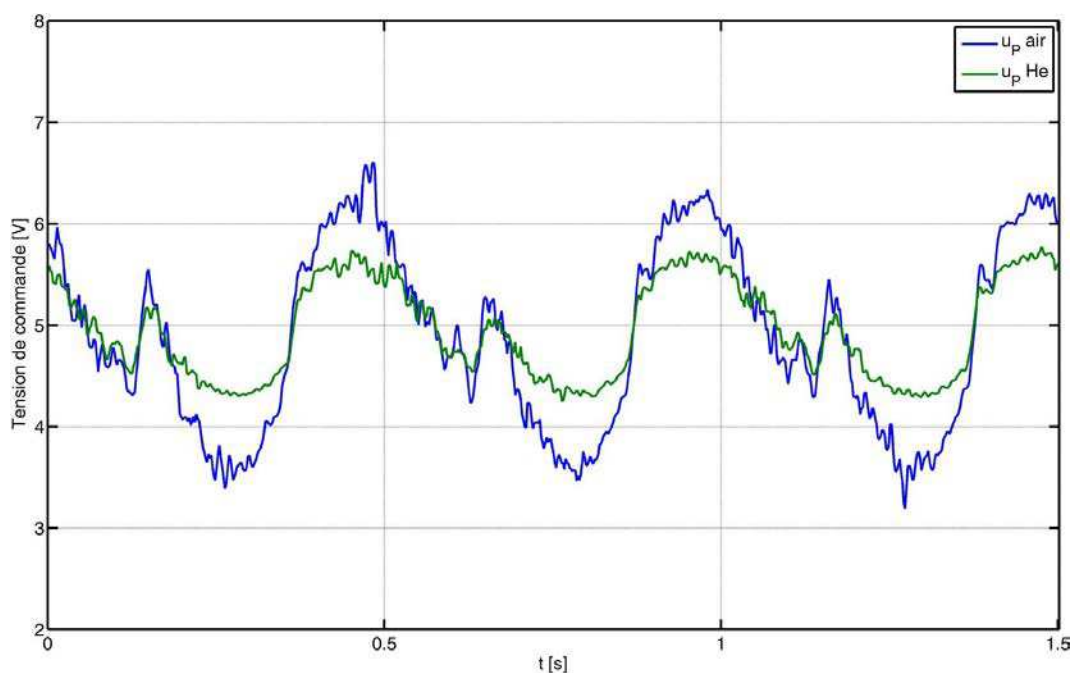


FIGURE 5.14 – Tensions de commande appliquées au servodistributeur P lors du suivi de la trajectoire sinusoïdale par l'actionneur électropneumatique alimenté à l'air puis à l'hélium.

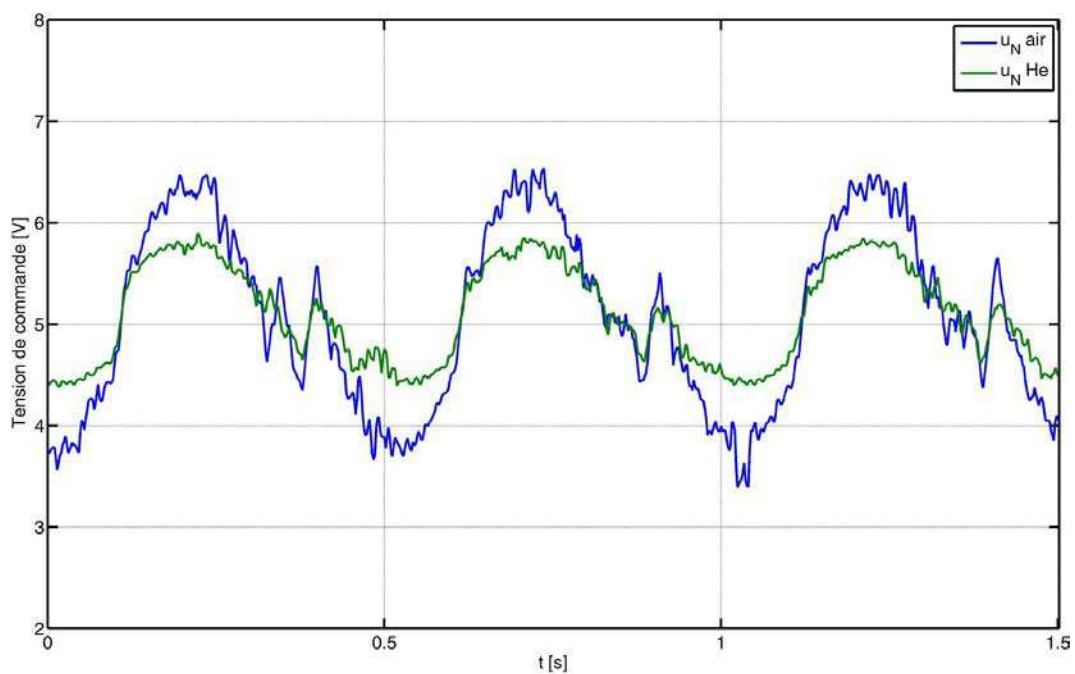


FIGURE 5.15 – Tension de commande appliquée au servodistributeur N lors du suivi de la trajectoire sinusoïdale par l'actionneur électropneumatique alimenté à l'air puis à l'hélium.

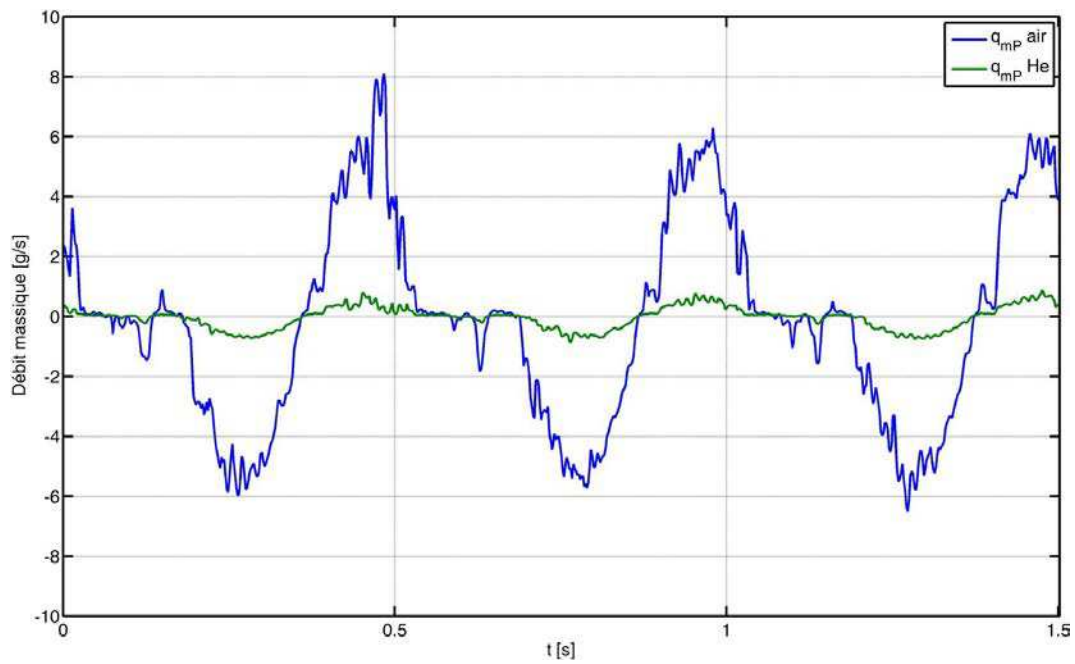


FIGURE 5.16 – Débit massique du servodistributeur P lors du suivi de la trajectoire sinusoïdale par l'actionneur électropneumatique alimenté à l'air puis à l'hélium.

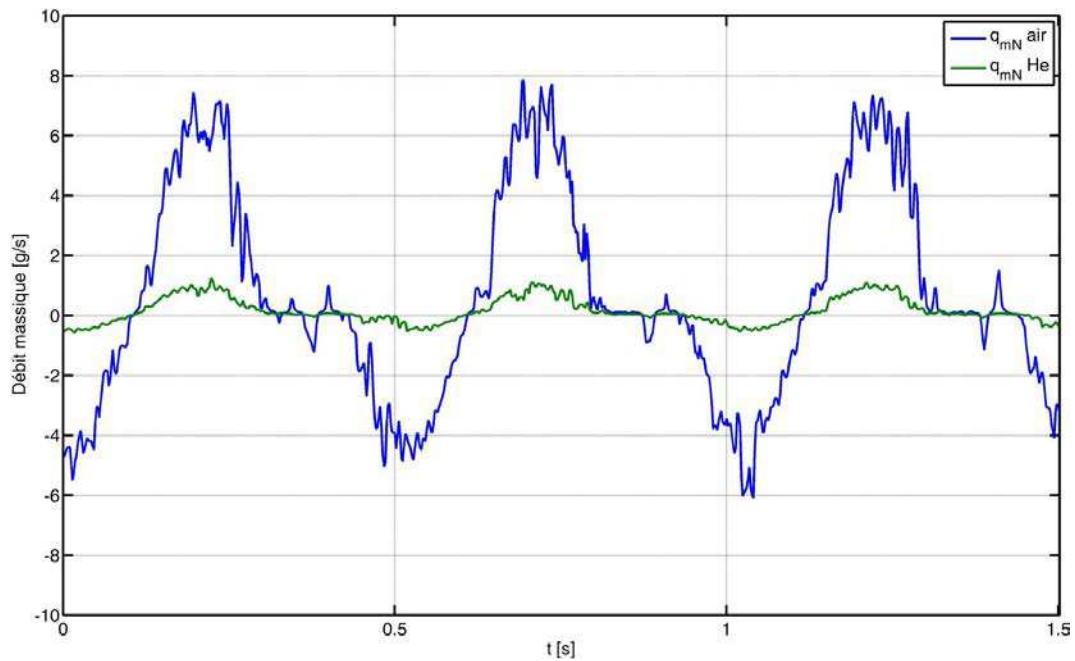


FIGURE 5.17 – Débit massique du servodistributeur N lors du suivi de la trajectoire sinusoïdale par l'actionneur électropneumatique alimenté à l'air puis à l'hélium.

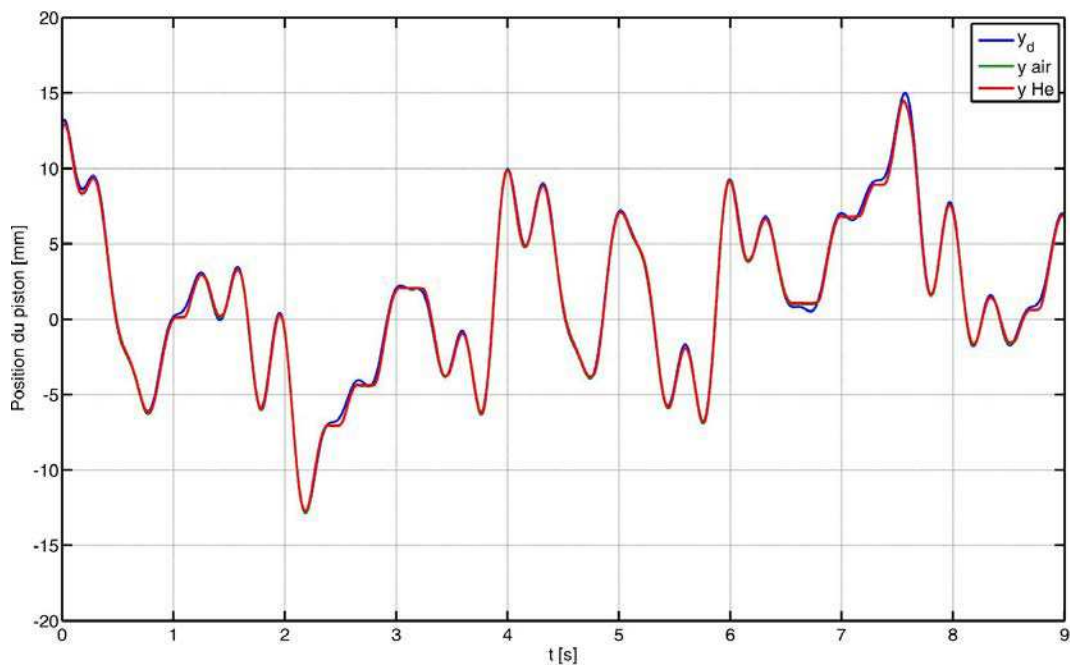


FIGURE 5.18 – Suivi de la trajectoire de position multifréquentielle par l'actionneur électropneumatique alimenté à l'air et à l'hélium.

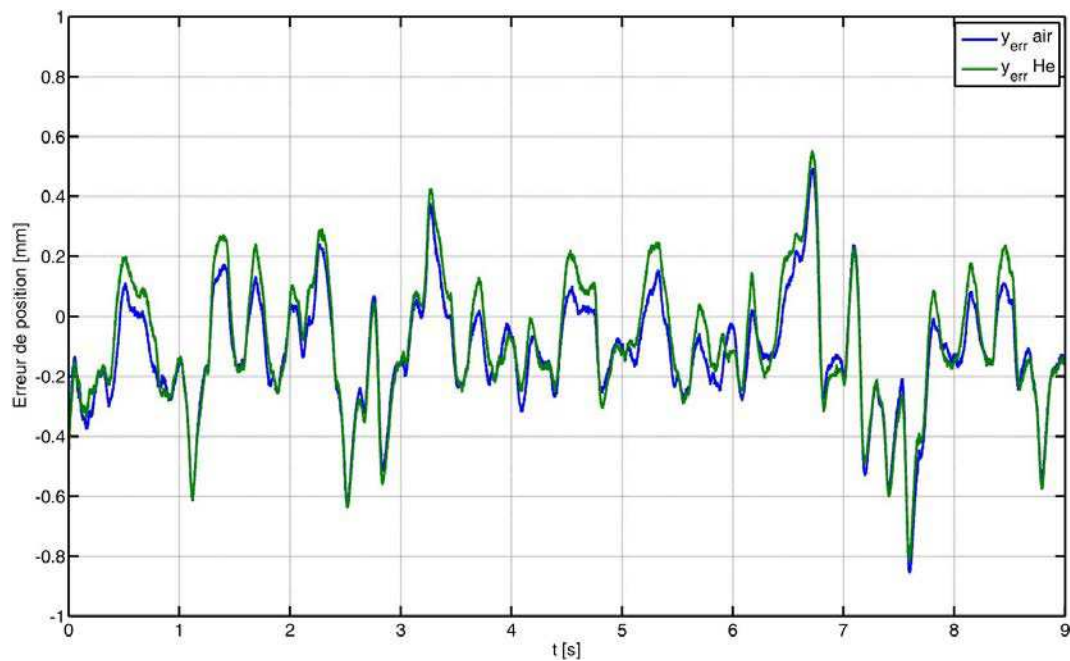


FIGURE 5.19 – Erreur de position lors du suivi de la trajectoire multifréquentielle par l'actionneur électropneumatique alimenté à l'air et à l'hélium.



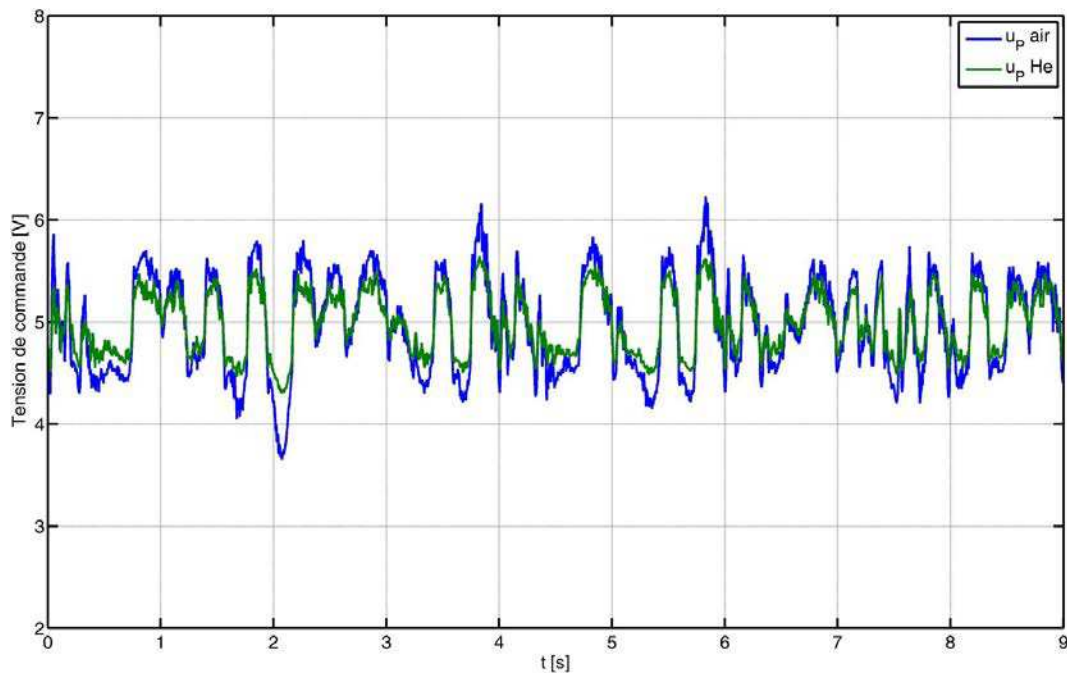


FIGURE 5.20 – Tension de commande appliquée au servodistributeur P lors du suivi de la trajectoire multifréquentielle par l'actionneur électropneumatique alimenté à l'air et à l'hélium.

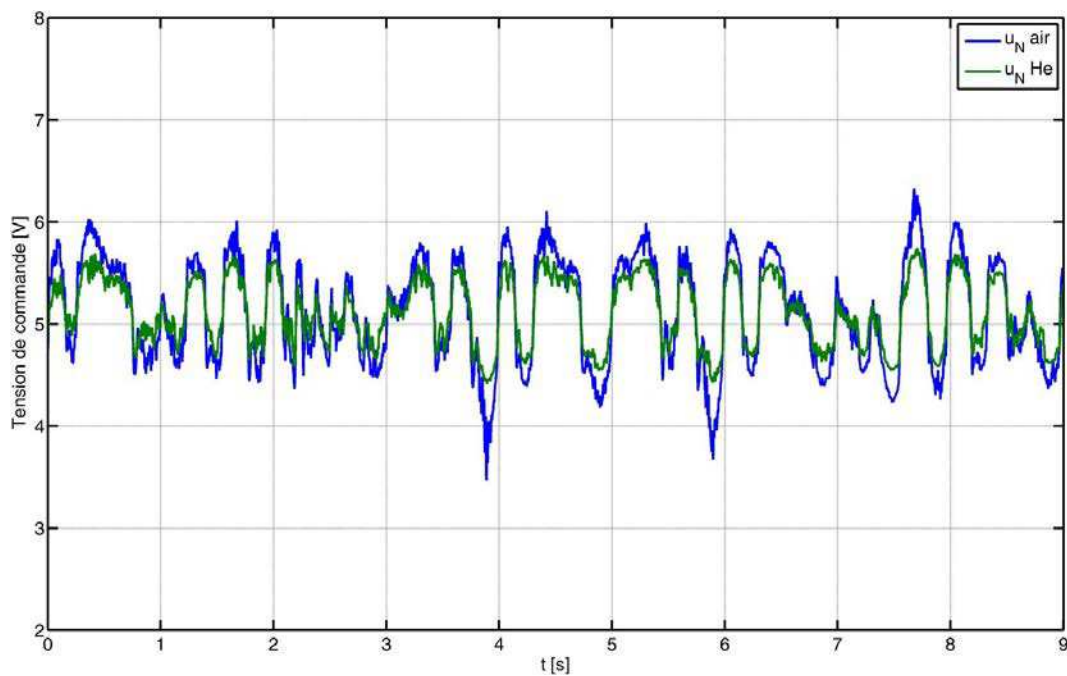


FIGURE 5.21 – Tension de commande appliquée au servodistributeur N lors du suivi de la trajectoire multifréquentielle par l'actionneur électropneumatique alimenté à l'air et à l'hélium.

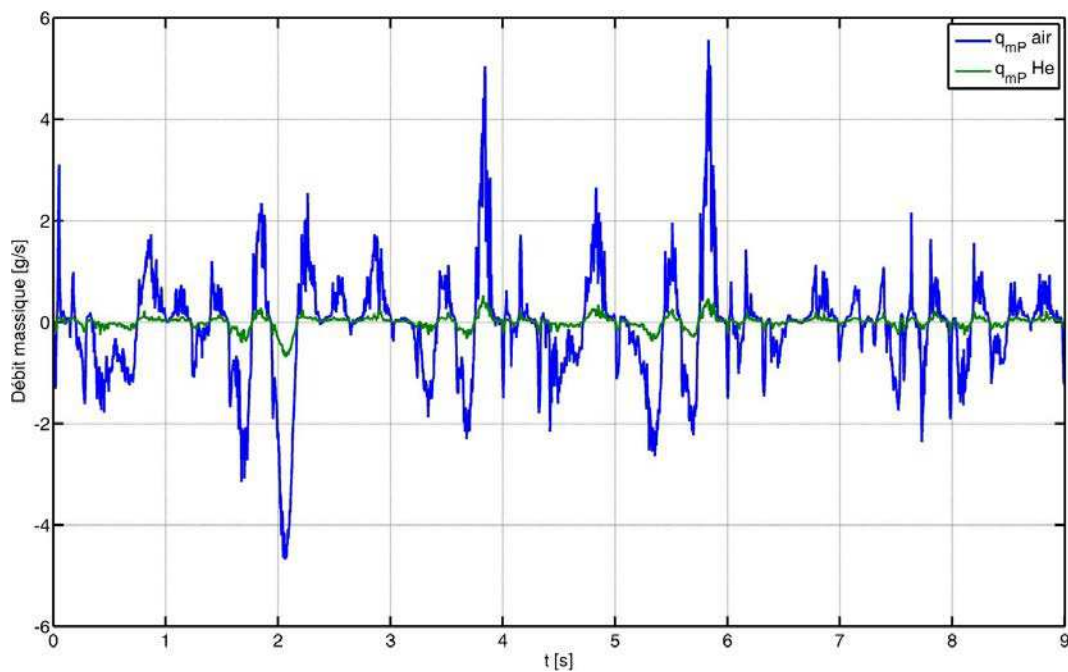


FIGURE 5.22 – Débit massique du servodistributeur P lors du suivi de la trajectoire multifréquentielle par l'actionneur électropneumatique alimenté à l'air et à l'hélium.

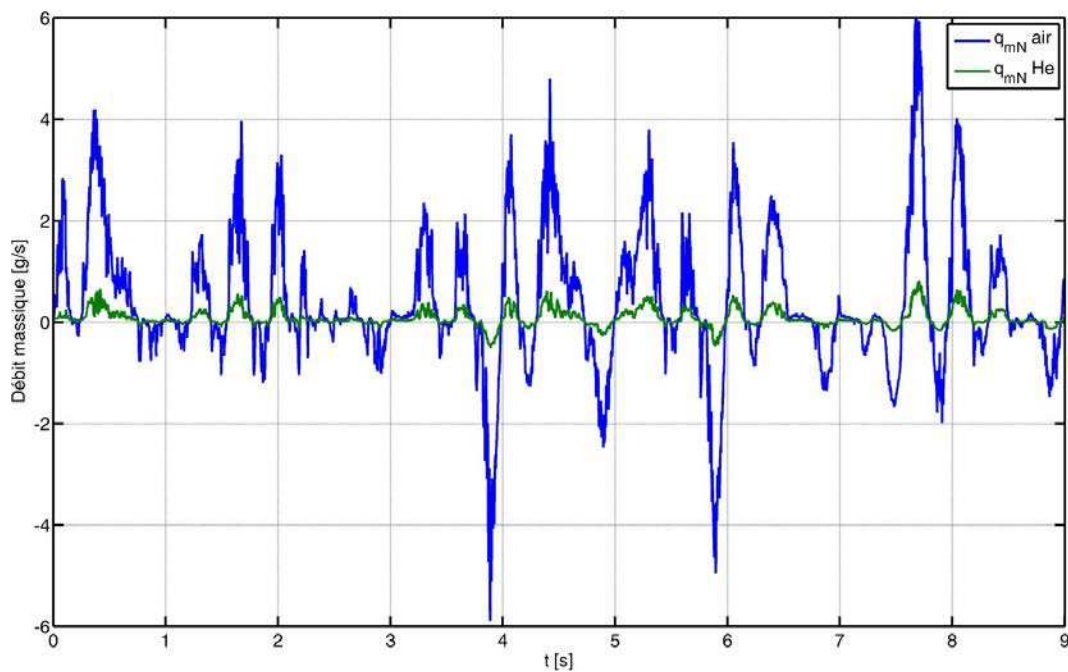


FIGURE 5.23 – Débit massique du servodistributeur N lors du suivi de la trajectoire multifréquentielle par l'actionneur électropneumatique alimenté à l'air et à l'hélium.

	Air	${}^4He$
Précision absolue moyenne [mm]	0.18	0.19
Plage de variation crête à crête de tensions de commande [V]	2.57	1.34
Débit massique maximum (servodistributeur P et N) [g/s]	6.63	0.81
Consommation totale sur 9 s [g]	8.21	1.27

Tableau 5.3 – Comparaison du suivi de la trajectoire multifréquentielle de position selon le gaz utilisé

lement afin de s'adapter à l'hélium. Une première validation expérimentale partielle a permis de confirmer le principe mais une étude plus complète de caractérisation d'un servodistributeur à l'hélium est indispensable afin de valider la méthodologie.

Les essais expérimentaux en suivi de trajectoire montrent que la consommation massique de gaz est notablement réduite, ce qui est une conséquence directe de la faible masse volumique de l'hélium. D'un point de vue dynamique, ce phénomène permet en outre d'envisager un sous-dimensionnement des servodistributeurs lorsque de l'hélium sous pression est utilisé. D'autres résultats expérimentaux spécifiques à l'hélium seront présentés à la fin de ce chapitre sur le problème du contrôle de vecteur de poussée par actionneur électropneumatique.

## 5.7 CVP d'un nanolanceur : cahier des charges

Il est donc question ici d'évaluer la faisabilité de la réalisation de la tâche de CVP par l'intermédiaire d'un actionneur électropneumatique alimenté à l'hélium. Il s'agit d'une étude préliminaire située très en amont de toute éventuelle application. Par conséquent :

- le problème est étudié au sol : les conditions de vol (variations de température, vibrations...) ne sont pas prises en compte à ce stade ;
- l'actionneur utilisé est celui présenté au chapitre 1. Il est donc constitué de composants (actionneurs, préactionneurs, calculateurs...) disponibles "sur étagère", c'est-à-dire immédiatement commercialement disponibles et non pas conçus spécifiquement pour une application spatiale.

Dans l'application nous concernant, les données numériques caractéristiques du système décrit section 5.4 page 173 sont les suivantes :

L [m]	$M_{eq}$ [kg]
0.17	1500

Tableau 5.4 – Valeurs numériques du système étudié

La raideur équivalente du système est spécifiée en considérant une valeur nominale ainsi que deux extremums afin d'évaluer l'influence de la dispersion de ce paramètre sur l'efficacité de la commande (tableau 5.5).

$K_{eq} [N.m^{-1}]$		
min	nominal	max
$8.2 \times 10^6$	$1.115 \times 10^7$	$1.48 \times 10^7$

Tableau 5.5 – Raideur équivalente du système étudié

Le problème est destiné à être étudié sur le banc d'essais présenté au chapitre 2. Celui-ci ne permet pas le réglage d'un amortissement équivalent en parallèle à la raideur équivalente, ce paramètre ne sera donc pas considéré dans cette première étude.

Les objectifs de performances sont les suivants :

- le braquage angulaire maximal  $\beta_{max}$  est de  $5^\circ$  dans les deux sens de rotation ;
- la vitesse maximale atteignable doit être au moins égale à  $15^\circ/s$  ;
- l'erreur statique totale doit être inférieure à  $0.5^\circ$  pour toutes les positions du piston ;
- la zone morte de la consigne devra être inférieure à  $0.5^\circ$  pour toutes les positions du piston ;
- pour un échelon de consigne de la position neutre à la valeur maximale de braquage, le temps de montée à 90% devra être inférieur à  $300 ms$ .

De la même façon que précédemment, ces données sont ramenées en translation conformément au système décrit figure 5.5 :

- la course maximale équivalente à un braquage maximal de  $\pm 5^\circ$  est :  $y_{max} = \pm 0.015m$  ;
- la vitesse maximale accessible doit être au moins égale à  $0.0445m/s$  ;
- l'erreur statique totale doit être inférieure à  $1.5 mm$  pour toutes les positions du piston ;
- la zone morte de la consigne devra être inférieure à  $1.5 mm$  pour toutes les positions du piston.

En outre, le système est soumis nominalement aux couples suivants :

- un couple dépendant du braquage angulaire, représentant schématiquement les efforts aérodynamiques :  $T_{aer} = 65 N.m/^\circ$  ;
- un couple de frottement sec de module  $T_{sec} = 44 N.m$ .

Ceux-ci sont donc équivalents aux efforts suivants :

- un effort aérodynamique dépendant linéairement de la position  $y$  du piston :  $f_{aer} = 129 N/mm$  ;
- un frottement sec de module  $F_{sec} = 260 N$ .

## 5.8 CVP par actionneur électropneumatique

L'effort fourni par l'actionneur est donc  $F_{act} = F_{pneu}$ . Comme dans les précédentes applications de CVP présentées section 5.5 page 175, le modèle (5.2) peut être simplifié afin de faciliter la synthèse de commande. Conformément à [Martinez et al., 1998], nous ne tenons donc plus

compte de la masse  $M_v$  de la partie fixe de l'actionneur, ici le corps du vérin, supposée négligeable vis-à-vis de la masse équivalente  $M_{eq}$ . L'influence de l'amortissement équivalent est également omis dans le modèle de commande. Il vient le modèle réduit suivant :

$$\begin{cases} F_{pneu} = F_{frot}(\dot{y}) - K_{eq} \cdot (y - y_t) \\ M_{eq} \cdot \ddot{y}_t = -F_{ext} - K_{eq} \cdot (y_t - y) \end{cases} \quad (5.12)$$

où selon l'expression (1.33) définissant le modèle de frottements pour la commande :

$$F_{frot}(\dot{y}) = \begin{cases} F_s \cdot \frac{\dot{y}}{v_L} + b \cdot \dot{y} & \text{si } |\dot{y}| \leq v_L, \\ F_s \cdot \text{sgn}(\dot{y}) + b \cdot \dot{y} & \text{si } |\dot{y}| > v_L \end{cases}$$

Le seul effort extérieur connu est l'effort aérodynamique, par conséquent, nous pouvons écrire :

$$\begin{cases} F_{pneu} = F_{frot}(\dot{y}) - K_{eq} \cdot (y - y_t) \\ M_{eq} \cdot \ddot{y}_t = -f_{aer} \cdot y_t - K_{eq} \cdot (y_t - y) \end{cases} \quad (5.13)$$

Finalement sous l'hypothèse qu'à basse fréquence  $y = y_t$  [Martinez et al., 1998, Renault et al., 2003] :

$$M_{eq} \cdot \ddot{y} = F_{pneu} - F_{frot}(\dot{y}) - f_{aer} \cdot y \quad (5.14)$$

L'équation (5.14) ne tient donc plus compte de la déformation engendrée par la raideur équivalente.  $y_t$  peut toujours être calculée à partir de (5.13) comme :

$$y_t = y + \frac{F_{frot}(\dot{y}) - F_{pneu}}{K_{eq}} \quad (5.15)$$

Afin d'assurer le contrôle du vecteur de poussée, nous utilisons ici la loi "y -  $K_{pneu}$ " proposée au chapitre 4. En pratique, c'est la position  $y_t$  qui doit être régulée, c'est-à-dire la position de la tuyère. Ceci nous amène à modifier la définition de l'erreur de position (4.11) :

$$z_1 = y_t - y_d \quad (5.16)$$

Or, comme évoqué précédemment, la grandeur  $y_t$  n'est pas mesurée, par conséquent nous remplaçons son expression dans (5.16) par celle fournie par (5.15). Par conséquent cela revient à calculer l'erreur  $z_1$  de position de la façon suivante :

$$z_1 = y + \frac{F_{frot}(\dot{y}) - F_{pneu}}{K_{eq}} - y_d \quad (5.17)$$

Le paramètre de raideur  $K_{eq}$  pouvant varier, c'est sa valeur nominale qui est retenue dans l'équation (5.17).

Ce choix consiste à tenir compte de la déformation due aux raideurs afin de compenser au mieux la différence entre la position mesurée et celle dont la valeur constitue la sortie du système. Il permettra notamment de limiter l'erreur de position non mesurée en régime permanent. Pour autant, l'hypothèse  $y = y_t$  justifiée dans [Martinez et al., 1998] [Renault et al., 2003] est maintenue pour la suite du développement afin de ne pas complexifier la synthèse de loi de commande. La démonstration de stabilité par une fonction de Lyapunov présentée au chapitre 4 (4.25) ne sera donc plus rigoureusement valable. Pour autant, les essais expérimentaux proposés à la fin de ce chapitre montre que cela ne pose aucun problème pratique.

Par ailleurs, l'effort aérodynamique subi par la tuyère est connu. Par conséquent, il convient de l'intégrer à la loi de commande décrite section 4.5 page 139. L'expression de la dérivée de la vitesse définie en (4.10) devient alors :

$$\frac{dv}{dt} = \frac{F_{pneu} - F_{frot}(\dot{y}) - f_{aer} \cdot y}{M_{eq}} \quad (5.18)$$

Ceci mène à la consigne d'effort pneumatique :

$$F_{pneu_d} = M_{eq} \cdot (a_d + z_1 \cdot (C_1^2 - 1) - z_2 \cdot (C_1 + C_2)) + F_{frot}(\dot{y}) + f_{aer} \cdot y \quad (5.19)$$

Et, d'après (4.20) à l'expression du débit massique actif :

$$q_{m_A} = f_0 + f_1 \cdot z_1 + f_2 \cdot z_2 + f_3 \cdot z_3 + f_4 \cdot z_{3i} \quad (5.20)$$

où :

$$\begin{aligned} f_0 &= \frac{M_{eq}^2 \cdot j_d + M_{eq} \cdot K_{pneu} \cdot \dot{y} - b \cdot F_{frot}(\dot{y}) - b \cdot f_{aer} \cdot y + F_{pneu} \cdot b}{M_{eq} \cdot B_1} \\ f_1 &= -\frac{M_{eq} \cdot (C_1^3 - 2 \cdot C_1 - C_2)}{B_1} \\ f_2 &= \frac{M_{eq}^2 \cdot (C_1^2 + C_1 \cdot C_2 + C_2^2 - 1) - 1}{M_{eq} \cdot B_1} \\ f_3 &= -\frac{C_1 + C_2 + C_3}{B_1} \\ f_4 &= -\frac{K_i}{B_1} \end{aligned} \quad (5.21)$$

Comme dans le cas hydraulique étudié section 5.5.1, le mode vibratoire de la tuyère apparaît

à la pulsation  $\omega_0$  :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{K_{tot}}{M_{eq}}} \quad (5.22)$$

avec :

$$K_{tot} = \frac{K_{eq} \cdot K_{pneu}}{K_{eq} + K_{pneu}} \quad (5.23)$$

Contrairement à l'application hydraulique, dans le cas de notre actionneur électropneumatique la raideur pneumatique est sensiblement plus faible (de l'ordre de  $1 \times 10^5$  N/m) que la raideur équivalente (de l'ordre de  $1 \times 10^6$  N/m) par conséquent c'est bien la raideur pneumatique qui fixe le mode. Dans la mesure où, contrairement au cas hydraulique, la raideur pneumatique peut être fixée par le second degré de liberté de l'actionneur électropneumatique, il est possible d'envisager de choisir une valeur de raideur pneumatique permettant de limiter le couplage entre le mode élastique du lanceur (cf. figure 5.6) et le mode de la tuyère.

## 5.9 Essais expérimentaux

La masse équivalente et le frottement sec sont imposés par l'intermédiaire du moteur plat électrique comme expliqué section 2.3.6 page 54. L'actionneur électropneumatique est alimenté par l'intermédiaire de la source d'hélium à 7 bars. Le réglage des gains de commande et l'ajustement des données caractéristiques des servodistributeurs sont faits en conséquence (cf. sections 5.6.2 page 181 et 5.6.3 page 182). La position  $y_t$  de la tuyère correspond sur le banc à la mesure du codeur magnétique, c'est-à-dire à la position du piston vis-à-vis du bâti du banc. Afin de démontrer la robustesse de la commande vis-à-vis d'une dispersion des paramètres sur la raideur équivalente  $K_{eq}$ , les essais sont systématiquement opérés pour un réglage correspondant à la valeur minimale et maximale de cette grandeur (respectivement  $2.47 \times 10^6$  N/m et  $1.87 \times 10^7$  N/m) effectuée sur le banc par le réglage de la distance des points d'ancrage de la barre de flexion.

### 5.9.1 Essai 1 : suivi d'une consigne point à point

Le premier essai (cf. figure 5.24) proposé consiste en un déplacement de la tuyère depuis la position centrale jusqu'à sa position extrême  $y_{max} = \pm 15mm$  dans les deux sens. L'erreur de position (cf. figure 5.25) est inférieure à 1 mm en phase transitoire et à 0.5 mm à l'équilibre. Un zoom sur le premier déplacement de la position centrale à la position maximale (cf. figure 5.26) montre que la tuyère est déplacée jusqu'à 90 % de sa course en environ 0.2 s ce qui est inférieur de 30% au critère fixé par le CNES. Pour les deux réglages de la raideur équivalente  $K_{eq}$ , la position d'équilibre est sensiblement la même mais, lorsque la raideur est minimale, le mode élastique entraîne un léger dépassement de la consigne (5.3 %). Enfin la figure 5.27 montre les tensions de commande appliquées aux servodistributeurs lors de l'essai à raideur

minimale. Aucune saturation ne se produit au cours de cet essai ce qui confirme l'adéquation du dimensionnement des préactionneurs avec l'application.

### 5.9.2 Essai 2 : rampe à vitesse constante

Afin d'illustrer les performances de vitesse de l'actionneur électropneumatique dans cette application, une trajectoire de position en triangle similaire à celle proposée section 2.5.3 page 70 est imposée au système. La consigne de vitesse est donc constante en valeur absolue et vaut 100 mm/s, soit plus de deux fois la vitesse maximale atteignable fixée par le CNES. La figure 5.28 montre le suivi de position pour le réglage de raideur équivalente minimal (pire cas). La figure 5.29 montre le suivi en vitesse et confirme que la vitesse minimum atteignable spécifiée par le cahier des charges est largement compatible avec cet actionneur. Une erreur transitoire apparaît du fait du caractère très discontinu de la trajectoire imposée. Qui-plus-est, la course limitée du vérin ne permet pas d'observer le régime établi de vitesse.

### 5.9.3 Essai 3 : caractéristiques statiques

L'essai suivant a pour objectif la caractérisation des performances statiques de la loi de commande. Une trajectoire est imposée au système afin de parcourir l'ensemble des positions d'équilibre de la course avec un pas de 1 mm. La figure 5.30 montre le suivi de la trajectoire de position pour les deux réglages de raideur et la figure 5.31 l'erreur de position  $y_t - y_d$ . Celle-ci est maximale pour la course maximale (qui correspond à l'effort aérodynamique maximal). D'autre part, elle tend à augmenter dans le cas de la raideur équivalente minimale mais reste dans tous les cas inférieure à 1 mm en valeur absolue, soit une valeur inférieure à la valeur maximale spécifiée dans le cahier des charges.

### 5.9.4 Essai 4 : suivi de trajectoire

Lors du dernier essai, le suivi de position est testé dans le cadre du suivi d'un signal piste. Celui-ci correspond à des valeurs de sortie de la grande boucle (cf. figure 5.2) issues de la base de données Archimède du CNES [Lovera and Mauquie, 2010] donnant la position angulaire et la vitesse angulaire désirées toutes les 72 ms. Par l'intermédiaire du bras de levier  $L$ , cette consigne angulaire est convertie en une position linéaire. Celle-ci est échantillonnée à 72 ms, valeur standard pour Ariane 5. Afin d'assurer le suivi de trajectoire, la vitesse est dérivée deux fois en temps réel par l'intermédiaire de l'algorithme robuste DAO2 [Sidhom et al., 2011] afin d'obtenir l'accélération désirée et le jerk désiré. Cette opération aurait pu être réalisée hors ligne préalablement à l'essai mais, pour se rapprocher des conditions de vol, nous avons préféré cette approche. La figure 5.32 montre l'allure de la trajectoire de position ainsi que son suivi dans le cas de la raideur équivalente minimale. La figure 5.33 montre un zoom de la précédente. Pour définir une mesure de l'erreur de position s'affranchissant de la grande période d'échantillonnage de la consigne par rapport à celle de la loi de commande (cadencée à 1 KHz), nous procédons à un sous-échantillonnage de la mesure de position (représenté par des points sur la figure 5.33). Ce choix consiste à mesurer l'erreur de position au bout d'un pas d'échantillonnage de 72 ms.



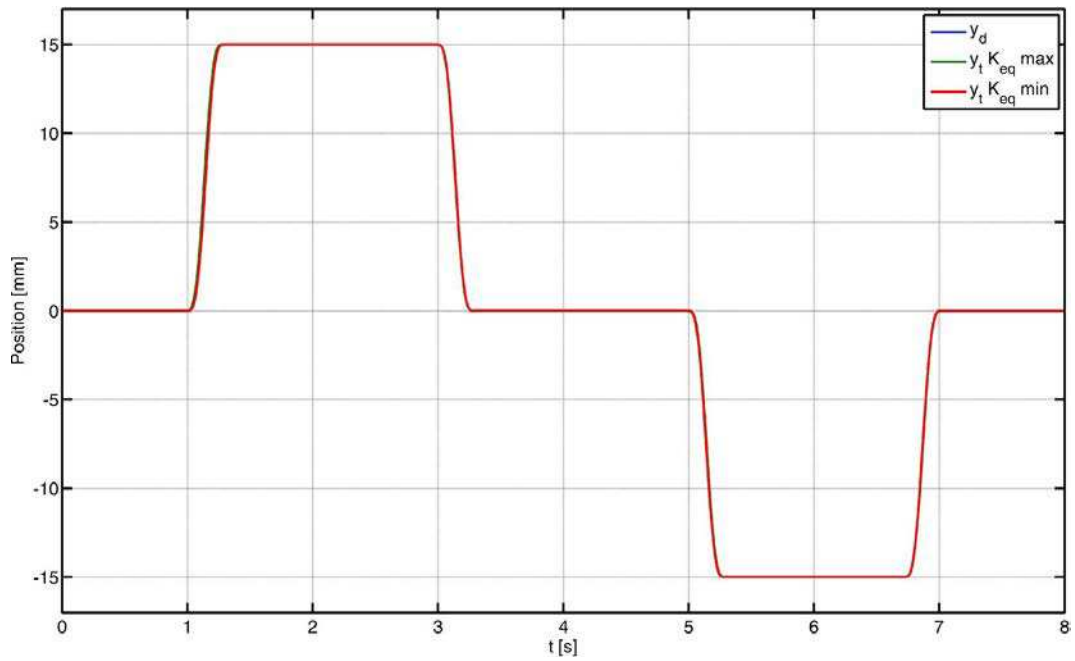


FIGURE 5.24 – Déplacement point à point de la position centrale aux positions extrêmes pour les deux réglages de la raideur équivalente. [essai 1]

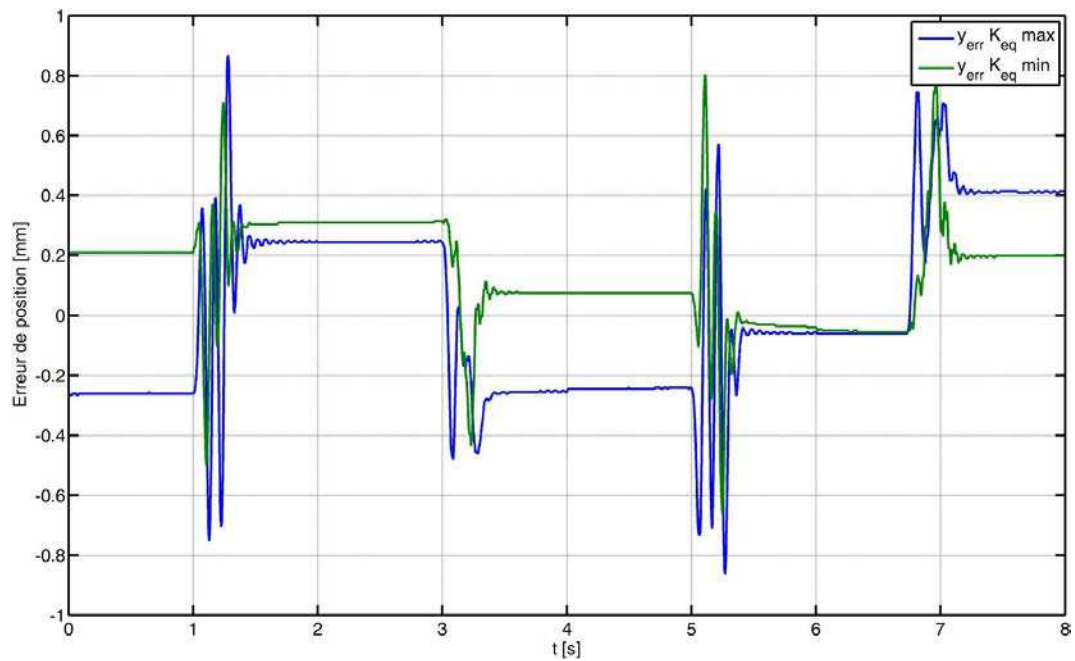


FIGURE 5.25 – Erreur de position lors du déplacement de la position centrale aux positions extrêmes pour les deux réglages de la raideur équivalente. [essai 1]

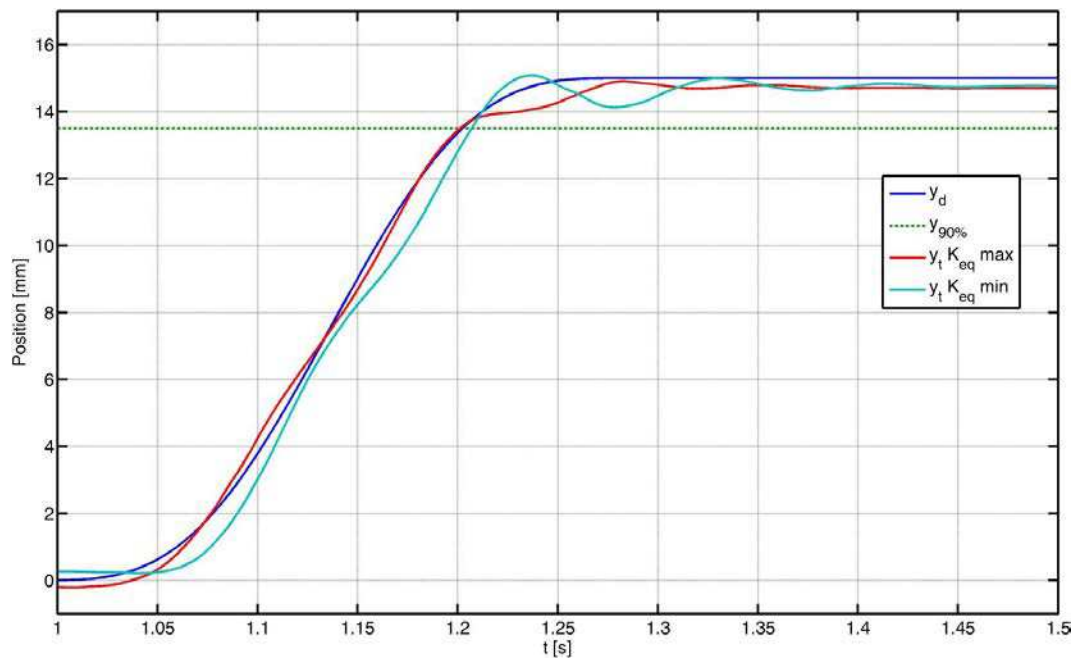


FIGURE 5.26 – Zoom sur le déplacement de la position centrale à la position maximale pour les deux réglages de la raideur équivalente. [essai 1]

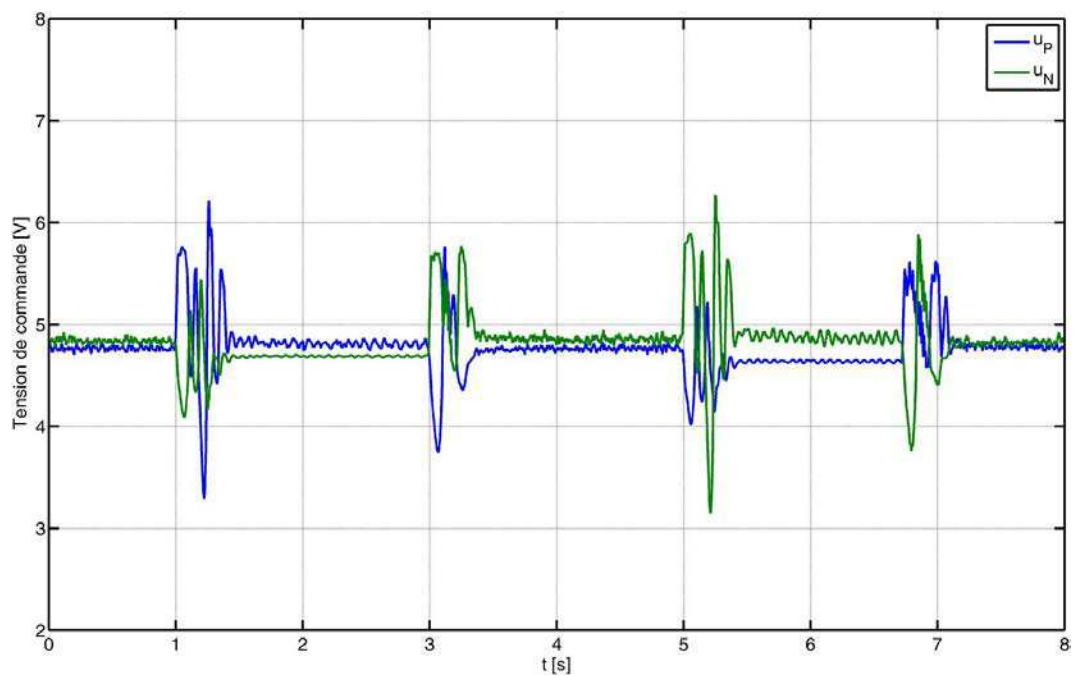


FIGURE 5.27 – Tensions de commande appliquées aux servodistributeurs lors du déplacement point à point pour le réglage de raideur équivalente minimale. [essai 1]

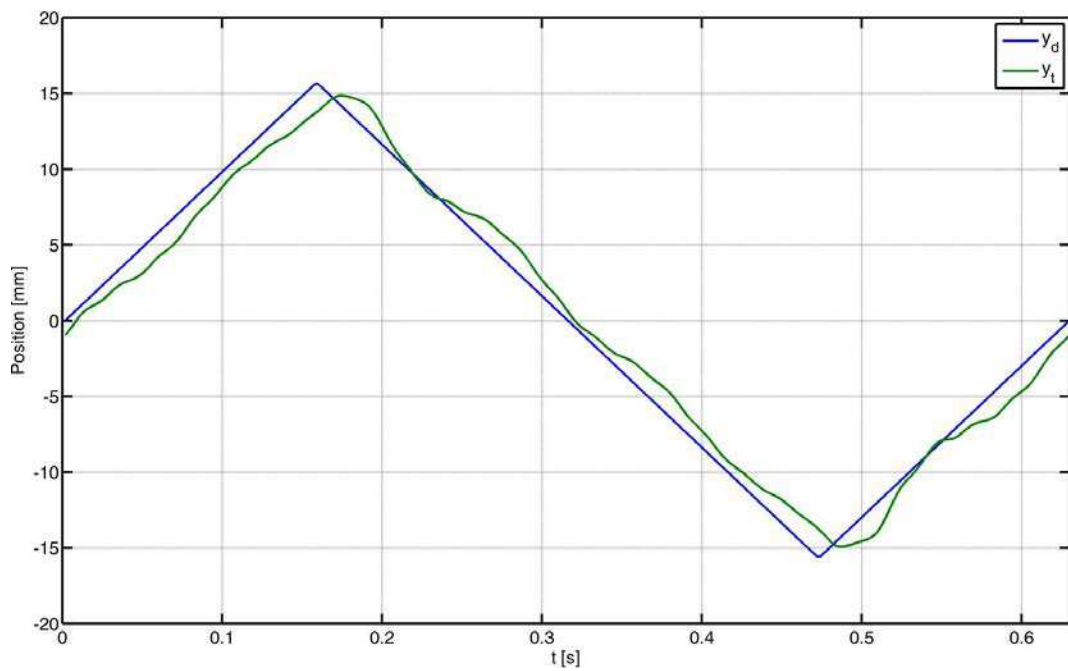


FIGURE 5.28 – Suivi d’une trajectoire de position à vitesse constante pour le réglage de raideur minimale. [essai 2]

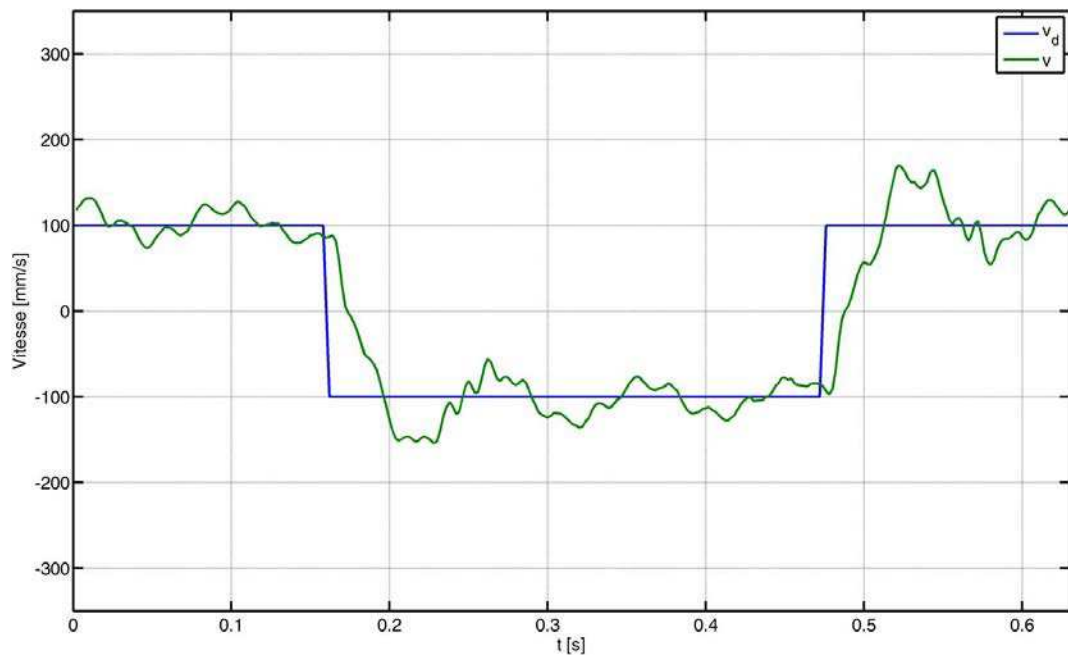


FIGURE 5.29 – Suivi de la trajectoire de vitesse constante pour le réglage de raideur minimale. [essai 2]

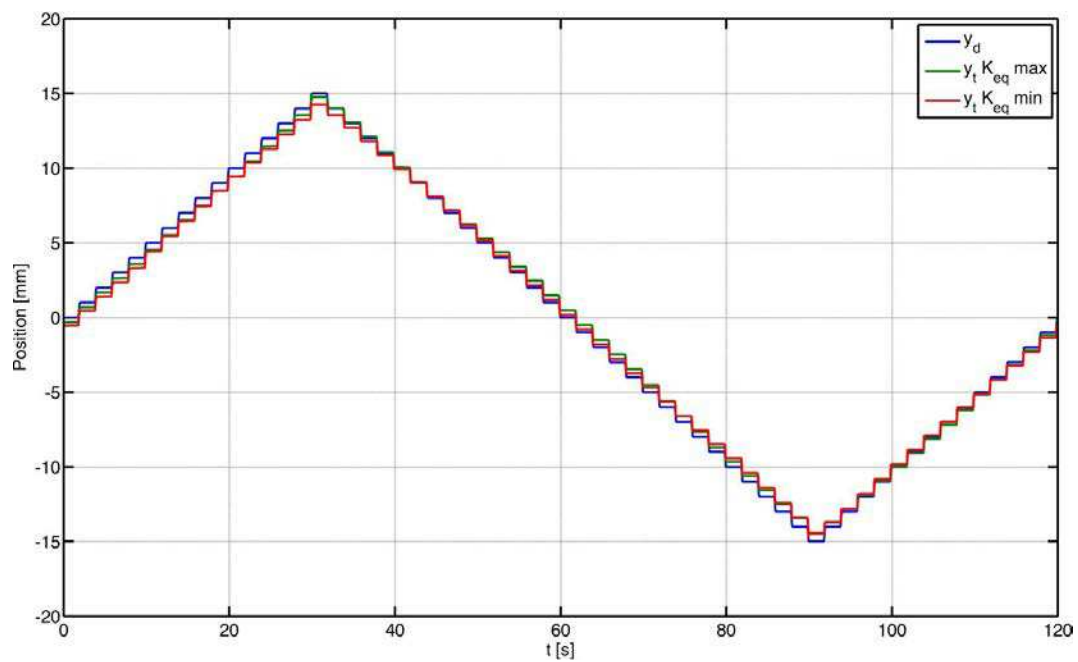


FIGURE 5.30 – Suivi de la trajectoire de position en échelons pour les deux réglages de raideur équivalente. [essai 3]

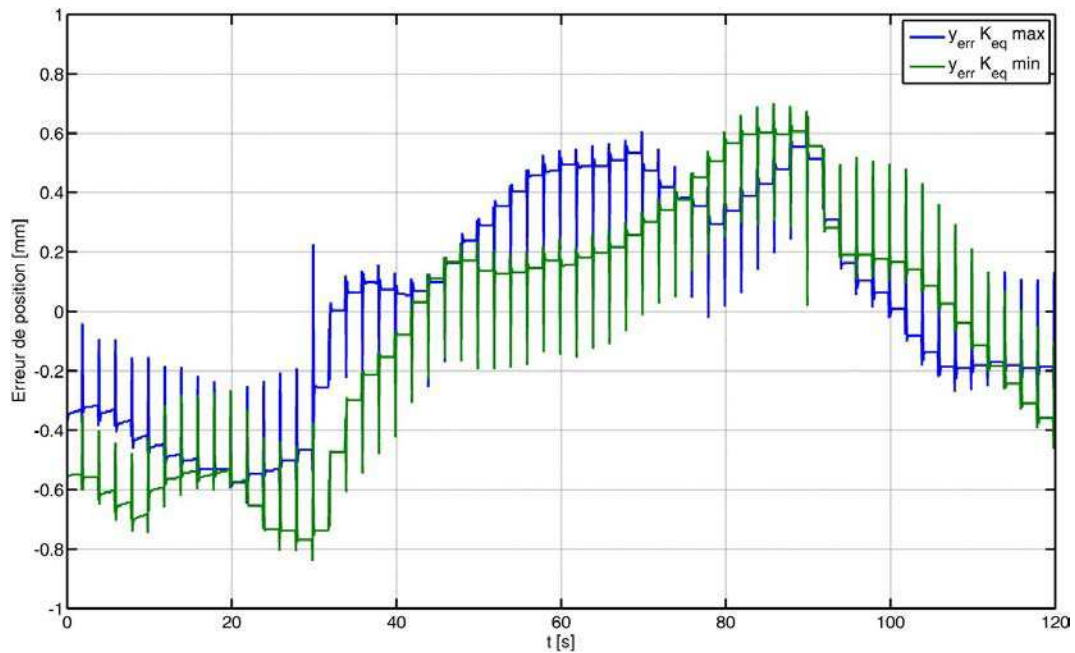


FIGURE 5.31 – Erreur de position lors du suivi de la trajectoire de position en échelons pour les deux réglages de raideur équivalente. [essai 3]

Cette opération nous permet de représenter l'erreur de position au cours de l'essai pour les deux réglages de la raideur équivalente (cf. figure 5.34). Celle-ci est sensiblement indépendante du réglage de la raideur équivalente et ne dépasse jamais 1 mm en valeur absolue. La figure 5.35 montre que les tensions de commande des servodistributeurs ne sont jamais saturées au cours de l'essai. Le tableau 5.6 résume les résultats obtenus pour les deux réglages de raideur équivalente. L'erreur de suivi de position est faiblement affectée par la grande variation de la raideur équivalente, ce qui confirme l'efficacité de la compensation (5.17) opérée dans la loi de commande.

Paramètre	Raideur maximale	Raideur minimale	Unité
Erreur absolue de position maximale	0.81	0.91	mm
Erreur absolue de position moyenne	0.16	0.17	mm
Consommation massique d'hélium	20.8	21.6	g

Tableau 5.6 – Comparaison des résultats du suivi de signal piste pour les deux réglages de la raideur équivalente.

Afin de ne pas surcharger ce manuscrit de courbes et résultats expérimentaux, les essais présentés dans ce chapitre ont été volontairement limités. Sur le plan pratique, le banc d'essais est aujourd'hui opérationnel pour tester différentes trajectoires de positions ou d'efforts perturbateurs ainsi que l'impact de la dispersion des paramètres de masse et de frottement.

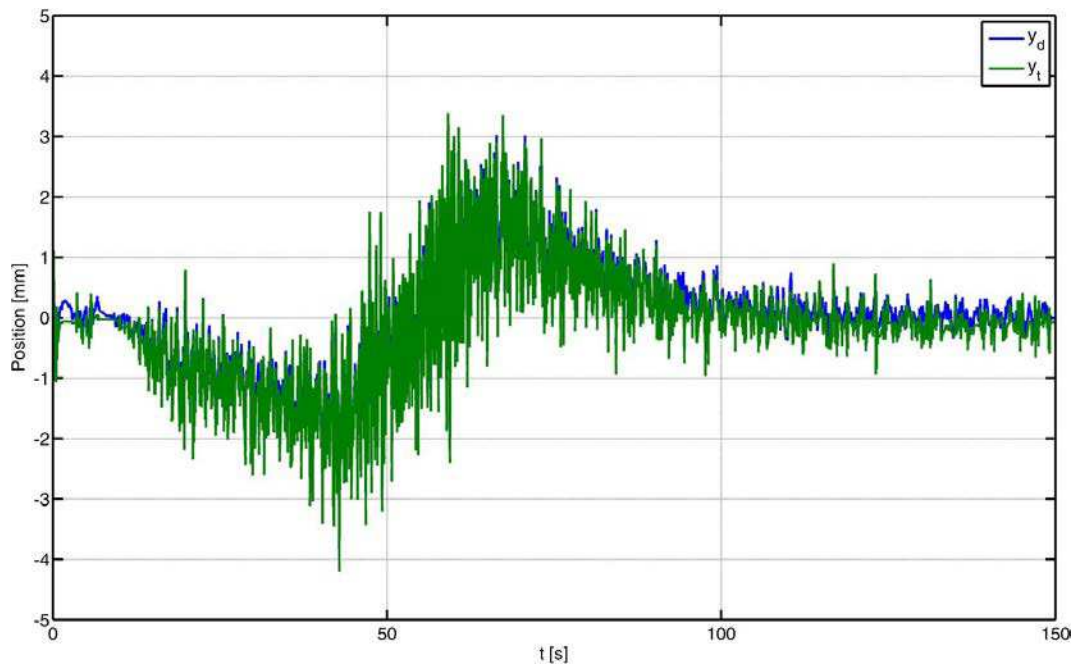


FIGURE 5.32 – Suivi du signal piste pour le réglage de raideur équivalente minimale [essai 4]

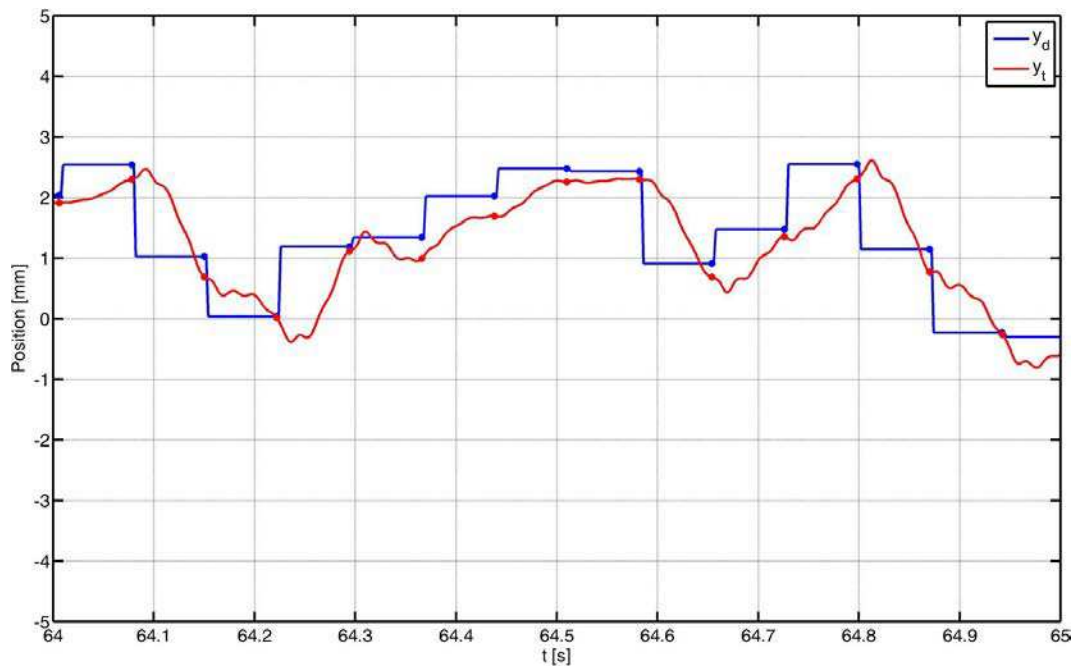


FIGURE 5.33 – Zoom sur le suivi de position et illustration du sous-échantillonnage de la mesure de position permettant d'évaluer l'erreur de suivi. [essai 4]

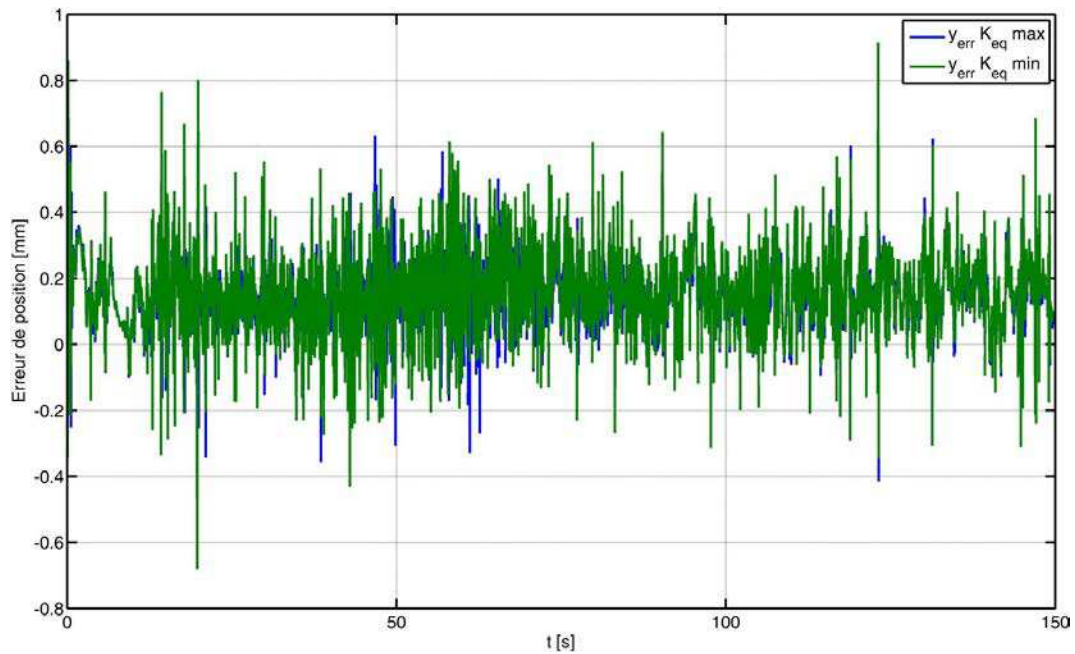


FIGURE 5.34 – Erreur de position commise au cours du suivi du signal piste pour les deux réglages de raideur équivalente. [essai 4]

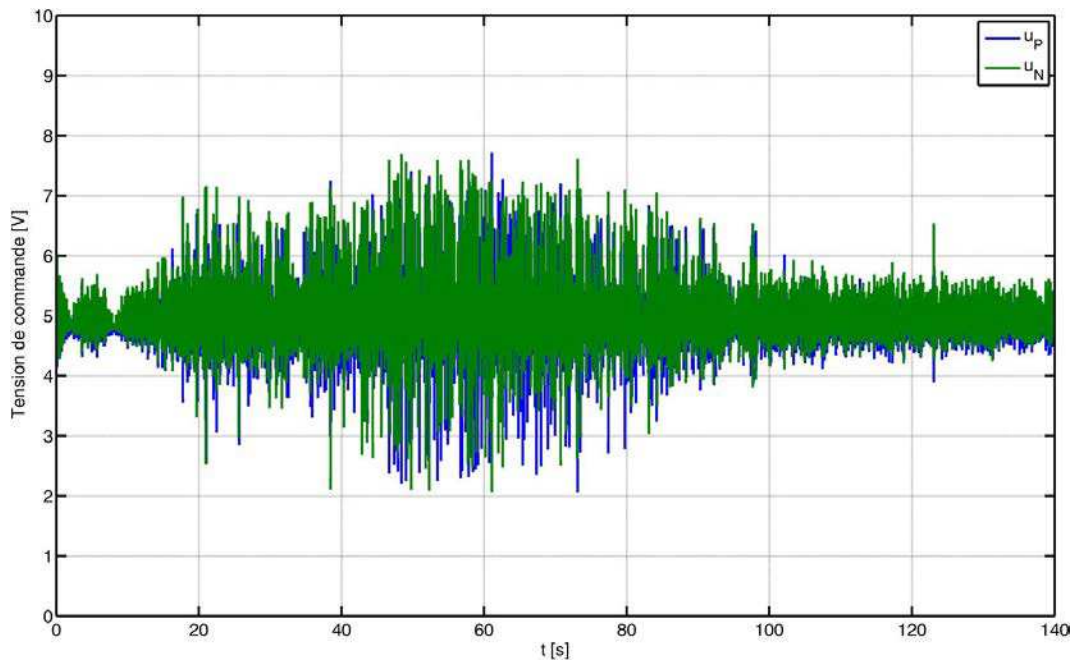


FIGURE 5.35 – Tensions de commandes appliquées au servodistributeur pour le réglage de raideur équivalente minimale. [essai 4]

## 5.10 Conclusion

Pour la première fois, à notre connaissance, un asservissement d'un actionneur électropneumatique alimenté avec de l'hélium sous pression a été proposé. La méthodologie proposée afin de corriger les caractéristiques des servodistributeurs a permis l'adaptation simple des lois de commande conçues pour l'air. Nous avons montré au cours de divers essais que les performances demeurent identiques pour un même réglage.

Ce chapitre a également été l'occasion d'appliquer une solution de positionnement par un actionneur électropneumatique alimenté à l'hélium sur un cahier des charge particulièrement exigeant. Les essais confirment l'efficacité de l'utilisation de l'hélium sous pression en lieu et place de l'air ainsi que la bonne précision du suivi de trajectoire de position selon la loi de commande proposée au chapitre 4. La très grande valeur de la masse (1500 kg) déplacée par l'actionneur montre que les actionneurs pneumatiques sont, si leur dimensionnement est convenablement opéré, compatibles avec des applications de puissance importante et ne sont pas réservés au positionnement de faibles masses.

La consommation de gaz au cours de l'essai est d'environ 20 g, soit environ 0.6 L d'hélium sous 200 bars à 15 °C. Ce volume semble suffisamment faible pour être compatible avec une mise en œuvre sur un nanolanceur tout en offrant un gain de poids important.

Cette application a également été l'occasion d'illustrer la grande polyvalence du banc d'essais présenté au chapitre 2. Par l'intermédiaire du moteur plat, une masse, un frottement sec et un effort aérodynamique ont pu être imposés. En outre, la barre de raideur a pu être utilisée pour modifier les conditions d'ancrage de l'actionneur et ainsi augmenter les garanties d'efficacité de l'application de cette solution dans un système réel.

De notre point de vue, la principale limitation de la solution proposée dans ce chapitre concerne l'utilisation d'une loi de commande en suivi de trajectoire de position nécessitant la connaissance des consignes de jerk et accélération. Diverses solutions se basant sur la dérivation robuste ou l'interpolation en temps réel nous paraissent envisageables.





# Conclusion générale

Au cours de la rédaction de ce manuscrit, nous avons, à dessein, insisté sur le terme "actionneur électropneumatique" pour décrire notre système. En effet, celui-ci désigne un ensemble de composants qui, combinés, constitue un actionneur performant et précis. Il nous paraît essentiel de distinguer le vérin pneumatique, actionneur permettant le positionnement rudimentaire par une stratégie "bang bang", de l'actionneur électropneumatique qui, lui, rend possible la réalisation de tâches complexes et précises en utilisant un gaz sous pression comme vecteur d'énergie. La confusion faite régulièrement entre ces deux modes de fonctionnement explique selon nous, au moins en partie, le manque d'utilisation de ces actionneurs pour la réalisation de fonctions plus élaborées. L'emploi, quasi systématique dans l'industrie, du vérin pneumatique comme actionneur tout ou rien (ce qui correspondrait sensiblement à utiliser un moteur synchrone à aimants permanents sans variateur ni capteur de position) nous semble regrettable tant ses points forts sont nombreux. Nous espérons avoir permis dans ce manuscrit de les rappeler et de lever certains des points bloquants pour une utilisation industrielle.

Le banc présenté dans cette étude montre de multiples aspects innovants. Son caractère multi-énergie (électrique et pneumatique) est au cœur des problématiques actuelles d'hybridation des sources d'énergie. Si dans cette étude, le moteur plat électrique a essentiellement été utilisé comme actionneur de charge, il va de soi que de futurs travaux pourront présenter l'utilisation conjointe des actionneurs, dans une démarche de valorisation de leurs atouts respectifs. Par ailleurs, l'utilisation d'un actionneur pour modifier les caractéristiques (masse, frottements, efforts...) de la charge nous semble également être une avancée essentielle que nous pensons pouvoir être exploitée dans de nombreux travaux futurs. Il s'agit pour nous du chaînon manquant entre simulation et expérimentation sur système réel dans un esprit "hardware in the loop" où le moteur électrique, combiné à une importante instrumentation et un ordinateur, peut se substituer à de complexes artifices mécaniques délicats à concevoir et régler. Cette démarche expérimentale permet par exemple de simplifier l'étude du dimensionnement ou de l'impact de la dispersion des paramètres mécaniques et de perturbations non modélisées. Il convient toutefois de bien intégrer les limites de ces essais, de nombreux phénomènes (comme le mode élastique de la tuyère évoqué au chapitre 5) ne sauraient être recréés de façon réaliste par le moteur de charge et cette démarche expérimentale doit garder un caractère préliminaire, car devant être confirmée par des essais sur le système réel.

Nous avons eu à cœur, notamment au cours des chapitres 1 et 2, de faire le lien autant

que possible entre la modélisation théorique, les modèles de connaissance des composants et les résultats expérimentaux sur le banc d'essais. Nous avons voulu déterminer systématiquement chacun des paramètres du modèle de commande à partir de résultats de caractérisation obtenus sur le banc. Il s'agit pour nous d'un choix de cohérence, il n'y a pas d'intérêt à utiliser des modèles précis, complexes et développés rigoureusement à partir de considérations théoriques si leurs paramètres sont faux.

Du point de vue de la commande, notre principale préoccupation, lors de ces travaux, a été de donner un sens physique aux phénomènes mis en jeu lors de l'utilisation d'un actionneur électropneumatique, en particulier dans le cadre d'une démarche de commande multivariable. Le développement de la transformée A-T nous semble être une étape essentielle à la bonne compréhension du fonctionnement de l'actionneur et de ses deux processus quasi indépendants : la pressurisation symétrique des chambres et la création d'un effort pneumatique. De notre point de vue, il s'agit pour les actionneurs électropneumatiques d'un apport comparable, toute proportion gardée, à celui de la transformée de Park pour les actionneurs électriques. Son application permet, selon le cahier des charges, de se contenter d'une loi de commande monovariable en exploitant l'extrême simplicité du modèle (4.51) présenté section 4.6 ou, au contraire, d'utiliser le second degré de liberté pour remplir une seconde condition (critère énergétique, réglage de la raideur pneumatique..) dans le cadre d'une application plus évoluée.

De même, c'est également dans cet esprit d'interprétation physique des phénomènes, que nous avons voulu étudier les paramètres de réglage des lois de commande non-linéaire. L'un des défauts majeurs des algorithmes de commande développés ces dernières années concerne l'absence de signification de leurs gains de réglage. Celui-ci rend délicat leur mise en œuvre pratique et réduit notablement leur emploi. De notre point de vue, si la communauté automatique souhaite voire "rentrer dans les mœurs" industrielles la commande non-linéaire, cette démarche doit systématiquement accompagner le développement de lois de commande innovantes.

Nous avons également voulu insister sur le parallèle qui a pu être fait pour la première fois entre le comportement et la commande d'un moteur synchrone à aimant permanent dans le repère de Park avec celui d'un actionneur électropneumatique modélisé à partir de la transformée A-T. Celui-ci a permis notamment le transfert de la méthodologie d'observation de la position à vitesse nulle par injection de signal. Si la problématique nous semble plus délicate à traiter dans le cas d'un actionneur électropneumatique, notamment du fait du caractère fortement non-linéaire du comportement, l'efficacité de la méthode est paradoxalement meilleure du fait que l'observabilité de la position ne requiert pas de déplacement. Nous espérons pouvoir rapidement étendre ces résultats à l'observation de la position en régulation (donc combiné à un asservissement de position à vitesse nulle) puis à l'observation de la position et de la vitesse lors du suivi d'une trajectoire de position.

Par ailleurs, il serait intéressant de poursuivre la démarche de transfert des compétences depuis la commande moteur afin de développer une procédure similaire à la Modulation de Largeur d'Impulsion (MLI) vectorielle pour commander efficacement des distributeurs tout ou

rien (notamment si le développement de distributeurs rapides aboutit) afin de se passer des couteux et fragiles servodistributeurs et de leur délicate caractérisation.

De notre point de vue, l'autre développement important concerne l'étude des phénomènes de raideur au sein de l'actionneur électropneumatique. Nous avons avant tout souhaité clarifier les notions de raideur pneumatique, raideur en boucle ouverte et raideur en boucle fermée, souvent mal définies dans les propositions de la littérature et régulièrement confondues. Le reproche fréquemment évoqué à l'encontre de ces actionneurs concernant leur manque de raideur nous semble être, avant tout, dû à la mauvaise compréhension de leur fonctionnement et du principe même de leur régulation. En s'appuyant fortement sur la transformée A-T, nous avons pu développer une loi de commande permettant le réglage du comportement en boucle fermée de l'actionneur, que ce soit d'un point de vue statique (raideur en boucle fermée) ou dynamique (amortissement en boucle fermée). Une réflexion autour du dimensionnement nous a permis de conclure sur l'intérêt de lier le choix des servodistributeurs au cahier des charges en termes de raideur en boucle fermée. Des travaux dans cette direction permettraient de définir des critères simples et systématiques de dimensionnement garantissant une gamme de réglages de raideur en boucle fermée pour un effort extérieur nominal donné.

Ces travaux ont conduit à proposer l'utilisation de l'actionneur électropneumatique comme actionneur à compliance variable. Il s'agit d'un nouveau paradigme pour cet actionneur où l'objectif n'est plus de suivre précisément une trajectoire de position quelles que soient les perturbations extérieures mais d'être capable de régler sa réponse afin qu'il les "accepte" en se déplaçant en conséquence. Dans ce contexte, il s'agit d'un candidat naturel du fait de son comportement en boucle ouverte similaire à celui de deux ressorts en parallèle. Pourtant, nous avons montré l'intérêt de superposer une loi de commande à sa réponse naturelle afin d'étendre la plage de réglage possible, la précision de celui-ci et la possibilité de modifier en temps réel les deux paramètres d'un actionneur à compliance variable : sa position d'équilibre et sa raideur.

Ce type d'actionneur est très recherché, notamment dans les applications où humains et machines doivent interagir, et il nous semble que la solution électropneumatique constitue une excellente candidate. Son application dans le domaine de la robotique médicale nous semble par exemple toute indiquée.

Enfin, la mise en œuvre d'une solution électropneumatique au problème du contrôle du vecteur de poussée d'un nanolanceur a permis d'étudier l'utilisation d'un vecteur d'énergie alternatif. L'utilisation de l'hélium plutôt que de l'air a été étudiée de façon théorique afin de développer une méthodologie permettant de simplement étendre les lois de commande déjà existantes à l'air. Les premiers essais expérimentaux ont montré que les performances obtenues ne sont pas affectées par le changement de gaz et que les mêmes cahiers des charges peuvent être retenus à l'hélium et à l'air et ce, au prix d'une consommation massique de gaz notablement diminuée. En outre, en remplaçant l'air par de l'hélium, nous avons montré que le dimensionnement des servodistributeurs peut être revu à la baisse pour une même application.

Confrontée à un cahier des charges aérospatial exigeant, aux ordres de grandeur (notamment en terme de masse et d'efforts) relativement importants, la solution électropneumatique montre

son entière compatibilité en remplissant chacune des exigences (en termes de vitesse et précision notamment). La principale limite de notre solution concerne sa conception autour d'un suivi de trajectoire peu cohérent avec une consigne de position fournie à une fréquence d'échantillonnage faible. Rendre compatible des lois de commande non-linéaires avec des consignes fournies sous cette forme nous semble être un axe de recherche essentiel afin d'étendre leur emploi dans des contextes industriels.

Nous espérons avoir proposé, avec la transformée A-T, un outil qui trouve son utilité dans les futures applications de commande électropneumatique. Nous comptons sur la simplification d'analyse et de synthèse qu'il apporte pour faire émerger de nouvelles solutions permettant d'étendre l'utilisation des actionneurs électropneumatiques. En outre nous pensons que le principe peut être étendu facilement à la commande des actionneurs hydrauliques dont la commande non-linéaire partage de nombreuses problématiques avec le pneumatique.

# Annexe 1 : optimisation de la consommation : étude théorique

La loi de commande *y-opti* vise à optimiser le terme défini par l'équation (5.24). Or, celui-ci peut également s'écrire à partir de (3.7) tel que :

$$C(t) = \frac{V_P(t)}{2.V_0} \cdot |q_{m_A}(t) + q_{m_T}(t)| + \frac{V_N(t)}{2.V_0} \cdot |q_{m_T}(t) - q_{m_A}(t)| \quad (5.24)$$

L'optimisation étant effectuée à chaque instant, toutes les grandeurs sont bien entendu dépendantes du temps. Dans ce qui suit nous omettrons la notation "(t)" afin de ne pas alourdir inutilement les notations.

Dans un premier temps étudions le cas où aucun débit massique actif n'est utilisé, c'est-à-dire si  $q_{m_A} = 0$ . Sous cette condition, l'équation (5.24) devient alors :

$$C = \frac{V_P + V_N}{2.V_0} \cdot |q_{m_T}| \quad (5.25)$$

Il est évident que (5.25) est minimisé pour  $q_{m_A} = q_{m_T} = 0$ .

Ce cas étant traité, nous nous placerons dans ce qui suit sous l'hypothèse :

$$q_{m_A} \neq 0 \quad (5.26)$$

Dans le cas où (5.26) est vérifiée, nous définissons  $x$  tel que :

$$x = \frac{q_{m_T}}{q_{m_A}} \quad (5.27)$$

avec  $x$  appartenant à  $\mathbb{R}$ .

(5.24) peut alors se réécrire :

$$C = \frac{|q_{m_A}|}{2.V_0} \cdot \left( V_P \cdot |1 + x| + V_N \cdot |1 - x| \right) \quad (5.28)$$

Pour un débit massique actif  $q_{m_A}$  donné,  $V_0$  étant strictement positif, il est évident que (5.28) est minimale si l'expression  $V_P \cdot |1 + x| + V_N \cdot |1 - x|$  est minimale. Nous pouvons alors définir  $C_2$ ,

la nouvelle expression à minimiser sous l'hypothèse (5.26), telle que :

$$C_2(x) = V_P \cdot |1 + x| + V_N \cdot |1 - x| \quad (5.29)$$

Nous pouvons alors procéder à l'étude de la fonction  $C_2$  par disjonction de cas :

$$C_2(x) = \begin{cases} V_P + V_N + x \cdot (V_P - V_N) & \text{si } x \in [-1 \ 1] \\ V_P - V_N + x \cdot (V_P + V_N) & \text{si } x > 1 \\ V_N - V_P - x \cdot (V_P + V_N) & \text{si } x < -1 \end{cases} \quad (5.30)$$

Il s'agit d'une fonction linéaire par morceau dont il est facile de démontrer la continuité sur  $\mathbb{R}$  en remarquant que :

$$C_2(-1) = \lim_{\substack{x \rightarrow -1 \\ x < -1}} C_2(x) = 2 \cdot V_N \quad (5.31)$$

et :

$$C_2(1) = \lim_{\substack{x \rightarrow 1 \\ x > 1}} C_2(x) = 2 \cdot V_P \quad (5.32)$$

Dans un premier temps, nous pouvons remarquer que, pour toute valeur de  $V_P$  et  $V_N$  du domaine physique,  $C_2$  est strictement croissante pour  $x \geq 1$  et décroissante pour  $x \leq -1$ , par conséquent la valeur minimale de  $C_2(x)$  est nécessairement atteinte pour  $x \in [-1 \ 1]$ . Il convient alors de procéder à une ultime disjonction de cas concernant les volumes  $V_P$  et  $V_N$ .

- Si  $V_P > V_N$ , c'est-à-dire si  $y > 0$ , alors  $C_2$  est strictement croissante sur l'intervalle  $[-1 \ 1]$  et  $C_2(x)$  est minimale pour  $x = -1$  avec  $C_2(-1) = 2 \cdot V_N$ .
- Si  $V_N > V_P$ , c'est-à-dire si  $y < 0$ , alors  $C_2$  est strictement décroissante sur l'intervalle  $[-1 \ 1]$  et  $C_2(x)$  est minimale pour  $x = 1$  avec  $C_2(1) = 2 \cdot V_P$ .
- Si  $V_N = V_P$ , c'est-à-dire si  $y = 0$ , alors  $C_2$  est constante sur l'intervalle  $[-1 \ 1]$  et  $C_2(x)$  est minimale pour toute valeur de  $x$  de cet intervalle avec  $C_2(x \in [-1 \ 1]) = V_P + V_N$ .

A titre d'illustration, la figure 5.36 montre l'allure de la courbe  $C_2(x)$  dans les trois cas. Il est à noter que les deux premiers cas sont symétriques et c'est pour cette raison qu'elles ont la même valeur optimale..

Il vient donc la loi d'optimisation sur  $x$  suivante :

$$x = -sgn(y) \quad (5.33)$$

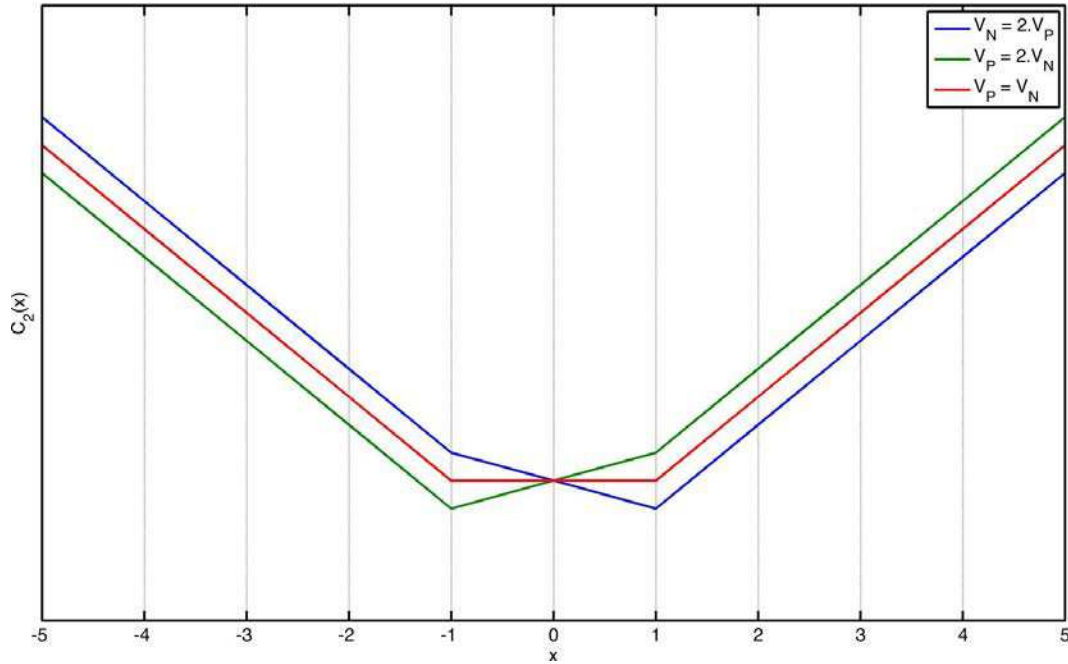


FIGURE 5.36 – Allure de la fonction  $C_2(x)$  pour trois positions du piston.

(5.33) conduit bien à la minimisation de  $C_2(x)$  mais n'est pas la seule solution existante, en effet pour  $y = 0$ , toute valeur de  $x$  appartenant à l'intervalle  $[-1 \ 1]$  conduit à la minimisation. Le choix effectué ( $x = 0$  pour  $y = 0$ ) correspond uniquement à une simplification de la mise en œuvre.

La condition (5.33) se traduit sur les débits massiques virtuels par la condition suivante :

$$q_{mT} = \begin{cases} -q_{mA} & \text{si } y > 0 \\ q_{mA} & \text{si } y < 0 \\ 0 & \text{si } y = 0 \end{cases} \quad (5.34)$$

Il est à noter que (5.34) est également valable pour  $q_{mA} = 0$  puisque ce critère conduit alors à  $q_{mT} = 0$  pour tout  $y$ . Par conséquent (5.34) est généralisable pour tout débit massique actif.

Enfin, à partir de l'expression (5.24) et de la loi d'optimisation (5.34) nous pouvons également calculer la valeur minimale de  $C$  de la façon suivante :

$$C_{mini} = \begin{cases} \frac{V_N}{V_0} \cdot |q_{mA}| & \text{si } y > 0 \\ \frac{V_P}{V_0} \cdot |q_{mA}| & \text{si } y < 0 \\ \frac{V_P + V_N}{2 \cdot V_0} \cdot |q_{mA}| & \text{si } y = 0 \end{cases} \quad (5.35)$$



ou encore :

$$C_{mini} = \frac{q_{mA}}{V_0} \cdot \min(V_P, V_N) \quad (5.36)$$

Cette valeur ne dépend pas de la trajectoire de  $q_{mT}$  mais uniquement de celle de  $q_{mA}$  qui fixe celle de  $y$  et donc celles de  $V_P$  et  $V_N$ . De fait, en dehors de la problématique de la dynamique résiduelle sur la variable d'état  $p_T$  non contrôlée par la loi de commande  $y - opti$ , l'application de (5.34) conduit également à l'optimisation de  $\int C(t) \cdot dt$  lors du suivi de trajectoire de position.

## Annexe 2 : étude de l'observabilité de la position du piston à vitesse nulle

Dans cette section nous proposons d'étudier l'observabilité de l'état de l'actionneur électropneumatique à vitesse nulle (représenté par le modèle réduit (3.65)) à partir du vecteur de mesure :

$$y_m = \begin{bmatrix} F_{pneu} \\ p_T \\ W \end{bmatrix} \quad (5.37)$$

avec :

$$\begin{aligned} W &= \left( \frac{dF_{pneu}}{dt} \cdot q_{\hat{m}T} - \frac{dp_T}{dt} \cdot q_{\hat{m}A} \right) \cdot (q_{\hat{m}T}^2 - q_{\hat{m}A}^2) \\ &= \frac{S \cdot V_0}{V_P \cdot V_N} \cdot (q_{\hat{m}T}^2 - q_{\hat{m}A}^2)^2 \cdot \bar{y} \end{aligned} \quad (5.38)$$

Pour ce faire, définissons la matrice jacobienne  $J_m$  :

$$J_m = \frac{\partial y_m(\hat{y}, y, F_{pneu}, p_T, q_{\hat{m}A}, q_{\hat{m}T})}{\partial X} \quad (5.39)$$

où  $X$  représente le vecteur d'état  $X = [y \ F_{pneu} \ p_T]^T$ .

Nous obtenons :

$$J_m(\hat{y}, y, q_{\hat{m}A}, q_{\hat{m}T}) = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ J_{31}(\hat{y}, y, q_{\hat{m}A}, q_{\hat{m}T}) & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5.40)$$

avec :

$$\begin{aligned}
J_{31}(\hat{y}, y, q_{\hat{m}_A}, q_{\hat{m}_T}) &= \frac{\partial W}{\partial y} \\
&= -\frac{S.V_0.(q_{\hat{m}_A}^2 - q_{\hat{m}_T}^2).(V_0^2 + y^2.S^2 - 2.\hat{y}.y.S^2)}{(V_P.V_N)^2} \quad (5.41)
\end{aligned}$$

Dans le calcul (5.41), il à noter que la position estimée  $\hat{y}$  est algébriquement indépendante de la position réelle  $y$ . Pour que la matrice  $J_m$  soit de rang plein et que, par conséquent, le système soit localement faiblement observable [Hermann and Krener, 1977], il faut que  $J_{31}$  soit non nul. La condition d'observabilité est donc :

$$J_{31} \neq 0 \quad (5.42)$$

Ce critère implique les deux conditions suivantes :

$$\begin{aligned}
q_{\hat{m}_A}^2 - q_{\hat{m}_T}^2 &\neq 0 \\
\Leftrightarrow |q_{\hat{m}_A}| &\neq |q_{\hat{m}_T}| \quad (5.43)
\end{aligned}$$

$$V_0^2 + y^2.S^2 - 2.\hat{y}.y.S^2 \neq 0 \quad (5.44)$$

(5.44) est une condition sur les débits massiques estimés, elle se traduit en particulier par la condition nécessaire de non nullité qui rend indispensable la mise en œuvre d'un procédé d'injection d'un signal sur les débits massiques estimés.

Par définition,  $V_0 = S.\frac{l}{2}$ , la seconde condition (5.44) peut donc également s'écrire :

$$\left(\frac{l}{2}\right)^2 + y^2 - 2.\hat{y}.y \neq 0 \quad (5.45)$$

L'annulation du membre de gauche de (5.45) n'est vérifiée que pour :

$$y = \hat{y} \pm \frac{1}{2}.\sqrt{4.\hat{y}^2 - l^2} \quad (5.46)$$

Or, si la position estimée du piston, tout comme la position réelle du piston, est bornée par les limites physiques connues du systèmes, c'est-à-dire si  $|\hat{y}| < \frac{l}{2}$  (condition physiquement imposée par l'existence de volumes morts dans les chambres), alors l'expression  $4.\hat{y}^2 - l^2$  dans (5.46) est strictement négative et il n'existe pas de valeurs réelles de  $y$  pour laquelle (5.45) ne soit pas vérifiée.

Par conséquent, la seule condition pour que le système soit localement faiblement observable est (5.43).



# Bibliographie

- [Abry, 2011] Abry, F. (2011). Système de contrôle du vecteur de poussée d'un nanolanceur par vérin électropneumatique à l'hélium, modélisation pour la simulation et la commande, rapport d'avancement de thèse, per-ra-5100000-zz-1-insl,rt-ra-4330000-zz-1101-insl. Technical report. 170
- [Abry, 2012] Abry, F. (2012). Système de contrôle du vecteur de poussée d'un nanolanceur par vérin électropneumatique à l'hélium, dimensionnement et description du banc d'essais, rapport d'avancement de thèse, poste 00020, rt nt 4330 -zz-1102 insl, per-nt-51000000-zz-3-insl. Technical report. 170
- [Abry et al., 2013a] Abry, F., Brun, X., Sesmat, S., and Bideaux, E. (2013a). Design of a variable stiffness actuator (vsa) using an electro-pneumatic cylinder. *Control Engineering Practice*, *under review*. 129
- [Abry et al., 2013b] Abry, F., Brun, X., Sesmat, S., and Bideaux, E. (2013b). Influence des gains de réglage d'une commande par backstepping sur les performances d'un système électropneumatique. In *5e Journées Doctorales / Journées Nationales MACS*, pages 2248–2256. 86
- [Abry et al., 2013c] Abry, F., Brun, X., Sesmat, S., and Bideaux, E. (2013c). Non-linear position control of a pneumatic actuator with closed-loop stiffness and damping tuning. In *Decision and Control, 2013 European Control Conference. ECC*, pages 4385–4390. 86
- [Abry et al., 2012] Abry, F., Lin-Shi, X., and Zgorski, A. (2012). Method of detecting an angular position of a synchronous machine rotor ; application to the positioning and the holding in position of a synchronous machine rotor, and to the control of a synchronous machine rotor and corresponding devices. WO Patent 2,012,143,458. 119
- [Abry et al., 2011] Abry, F., Zgorski, A., Lin-Shi, X., and Retif, J.-M. (2011). Sensorless position control for spmsm at zero speed and acceleration. In *Power Electronics and Applications (EPE 2011), Proceedings of the 2011-14th European Conference on*, pages 1–9. 119
- [Alexander, 1990] Alexander, R. M. (1990). Three uses for springs in legged locomotion. *The International Journal of Robotics Research*, 9(2) :53–61. 133
- [Au et al., 2007] Au, S., Herr, H., Weber, J., and Martinez-Villalpando, E. (2007). Powered ankle-foot prosthesis for the improvement of amputee ambulation. In *Engineering in Medicine and Biology Society, 2007. EMBS 2007. 29th Annual International Conference of the IEEE*, pages 3020–3026. 132

- [Bartolini et al., 1998] Bartolini, G., Ferrara, A., and Usani, E. (1998). Chattering avoidance by second-order sliding mode control. *Automatic Control, IEEE Transactions on*, 43(2) :241–246. 84
- [Belgharbi et al., 1999] Belgharbi, M., Sesmat, S., Scavarda, S., and Thomasset, D. (1999). Analytical model of the flow stage of a pneumatic servo-distributor for simulation and nonlinear control. *The sixth Scandinavian international conference on fluid power*, pages p847–860. 35, 86
- [Benchabane, 1994] Benchabane, S. (1994). *Détermination des Coefficients de Débit par Vidange et Remplissage de Capacités Pneumatiques*. PhD thesis, PhD thesis, Sci : Université Technologique de Compiègne. 36
- [Bolognani et al., 1994] Bolognani, S., Oboe, R., and Zigliotto, M. (1994). Dsp-based extended kalman filter estimation of speed and rotor position of a pm synchronous motor. In *Industrial Electronics, Control and Instrumentation, 1994. IECON '94., 20th International Conference on*, volume 3, pages 2097–2102 vol.3. 118
- [Bouhal, 1994] Bouhal, A. (1994). *Contribution à la commande linéaire et non linéaire adaptative des systèmes électropneumatiques*. PhD thesis, INSA de Lyon. 42
- [Bouri et al., 1994] Bouri, M., Thomasset, D., Richard, E., and Scavarda, S. (1994). Non linear sliding mod control of an electropneumatic servodrive. In *Innovations in Fluid Power – Seventh Bath International Fluid Power Workshop*. 84
- [Brun, 1999] Brun, X. (1999). *Commandes linéaires et non linéaires en électropneumatique. Méthodologies et applications*. PhD thesis, INSA de Lyon. 39, 43, 84, 85, 111
- [Brun et al., 1999a] Brun, X., Belgharbi, M., Sesmat, S., Thomasset, D., and Scavarda, S. (1999a). Control of an electropneumatic actuator : comparison between some linear and non-linear control laws. In *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I : Journal of Systems and Control Engineering*, volume 213, pages 387–406. Sage Publications. 43, 83
- [Brun et al., 1999b] Brun, X., Sesmat, S., Scavarda, S., and Thomasset, D. (1999b). Simulation and experimental study of the partial equilibrium of an electropneumatic positioning system, cause of the sticking and restarting phenomenon. In *Proc. of the JHPS international symposium on fluid power*, pages 125–130. 83
- [Brun et al., 1999c] Brun, X., Sesmat, S., Thomasset, D., and Scavarda, S. (1999c). A comparative study between two control laws of an electropneumatic actuator. In *European Control Conference ECC'99*. 43, 45, 46, 83
- [Brun and Thomasset, 1999] Brun, X. and Thomasset, D. (1999). Advantage of path planning in positioning control of electropneumatic actuator. In *Journées Doctorales d'automatique*,. 84
- [Brun and Thomasset, 2000] Brun, X. and Thomasset, D. (2000). Choice of control law in electropneumatics. expertise using an industrial benchmark and some new trends. In *Decision*

- and Control, 2000. Proceedings of the 39th IEEE Conference on*, volume 2, pages 1323–1328  
vol.2. 162
- [Daerden and Lefeber, 2002] Daerden, F. and Lefeber, D. (2002). Pneumatic artificial muscles : actuators for robotics and automation. *European journal of mechanical and environmental engineering*, 47(1) :11–21. 132
- [de Giorgi, 2008] de Giorgi, R. (2008). *Contribution à la caractérisation en débit des composants pneumatiques par vidange de réservoirs*. PhD thesis, L’Institut National des Sciences Appliquées de Lyon. 36
- [E. Bideaux and Thomasset, 2003] E. Bideaux, M. Smaoui, X. B. and Thomasset, D. (2003). Design of a compliant positioning control using an inverse method. In *Bath Workshop on Power Transmission and Motion Control*, pages 147–162, Bath, England. 136
- [Fliess et al., 1995] Fliess, M., Lévine, J., Martin, P., and Rouchon, P. (1995). *Flatness and defect of nonlinear systems : introductory theory and examples*. Int. J. Control. 84
- [Foo and Rahman, 2010] Foo, G. and Rahman, M. (2010). Sensorless sliding-mode mtpa control of an ipm synchronous motor drive using a sliding-mode observer and hf signal injection. *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, 57(4) :1270–1278. 119
- [Gerhard et al., 1966] Gerhard, R., Shearer, J., and Blackburn, J. (1966). *Mécanismes et servo-mécanismes à fluide sous pression*, volume Tome 1. Paris : Dunod. 29, 33
- [Girin, 2007] Girin, A. (2007). *Contribution à la commande non linéaire d’un système électropneumatique pour une utilisation aéronautique : application sur un benchmark dédié*. PhD thesis, École Centrale de Nantes. 26, 43
- [Girin and Plestan, 2009] Girin, A. and Plestan, F. (2009). A new experimental test bench for a high performance double electropneumatic actuator system. In *American Control Conference, 2009. ACC ’09.*, pages 3488–3493. 45, 47, 54
- [Girin et al., 2006] Girin, A., Plestan, F., Brim, X., and Glumineau, A. (2006). A 3rd order sliding mode controller based on integral sliding mode for an electropneumatic system. In *Decision and Control, 2006 45th IEEE Conference on*, pages 1617–1622. 85
- [Girin et al., 2009] Girin, A., Plestan, F., Brun, X., and Glumineau, A. (2009). High-order sliding-mode controllers of an electropneumatic actuator : Application to an aeronautic benchmark. *Control Systems Technology, IEEE Transactions on*, 17(3) :633–645. 45, 47, 85
- [Ham et al., 2009] Ham, R., Sugar, T., Vanderborght, B., Hollander, K., and Lefeber, D. (2009). Compliant actuator designs. *Robotics Automation Magazine, IEEE*, 16(3) :81–94. 130, 131, 134, 142
- [Hamiti, 1996] Hamiti, K. (1996). Position control of a pneumatic actuator under the influence of stiction. *Control Engineering Practice*, 4(8) :1079–1088. 43
- [Hermann and Krener, 1977] Hermann, R. and Krener, A. (1977). Nonlinear controllability and observability. *Automatic Control, IEEE Transactions on*, 22(5) :728–740. 216



- [Hollander et al., 2006] Hollander, K. W., Ilg, R., Sugar, T. G., and Herring, D. (2006). An efficient robotic tendon for gait assistance. *Journal of biomechanical engineering*, 128(5) :788–791. 132
- [Hu et al., 1994] Hu, J., Zhu, D., Li, Y., and Gao, J. (1994). Application of sliding observer to sensorless permanent magnet synchronous motor drive system. In *Power Electronics Specialists Conference, PESC '94 Record., 25th Annual IEEE*, pages 532–536 vol.1. 118
- [Isidori, 1989] Isidori, A. (1989). *Nonlinear control systems. 2 (1989)*, volume 2. Springer. 83
- [ISO 63582, 2013] ISO 63582 (2013). Pneumatic fluid power - Determination of flow-rate characteristics of components - Part 2 : Alternative test methods. 36
- [Jebar, 1977] Jebar, H. (1977). *Design of pneumatic actuator systems*. PhD thesis, University. Of Nottingham. 29
- [Jin-feng et al., 2010] Jin-feng, S., Xiao-xian, Y., and Ling-cong, N. (2010). Double-acting cylinder pwm pneumatic servo system's analysis method. In *Intelligent Computation Technology and Automation (ICICTA), 2010 International Conference on*, volume 2, pages 153–156. 23
- [Justiz, 2004] Justiz, J. (2004). *With applications to the periodontal ligament : a nonlinear large strain viscoelastic law*. PhD thesis, École polytechnique fédérale de Lausanne. 72
- [Karnopp, 1985] Karnopp, D. (1985). Computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamic systems. *Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, 107 :100–103. 39
- [Kawamura et al., 2002] Kawamura, S., Yamamoto, T., Ishida, D., Ogata, T., Nakayama, Y., Tabata, O., and Sugiyama, S. (2002). Development of passive elements with variable mechanical impedance for wearable robots. In *Robotics and Automation, 2002. Proceedings. ICRA'02. IEEE International Conference on*, volume 1, pages 248–253. IEEE. 132
- [Kellal, 1987] Kellal, A. (1987). *Contribution à l'étude des asservissements électropneumatiques. Application à la réalisation d'un asservissement numérique d'un axe de robot*. PhD thesis, INSA de Lyon. 42
- [Kim et al., 2012] Kim, H.-S., Kim, I.-M., Cho, C.-N., and Song, J.-B. (2012). Safe joint module for safe robot arm based on passive and active compliance method. *Mechatronics*, 22(7) :1023 – 1030. 134
- [Kokotovic, 1992] Kokotovic, P. (1992). The joy of feedback : nonlinear and adaptive. *Control Systems, IEEE*, 12(3) :7–17. 85
- [Laghrouche et al., 2004a] Laghrouche, S., Smaoui, M., Brun, X., and Plestan, F. (2004a). Robust second order sliding mode controller for electropneumatic actuator. In *American Control Conference, 2004. Proceedings of the 2004*, volume 6, pages 5090–5095 vol.6. 84
- [Laghrouche et al., 2004b] Laghrouche, S., Smaoui, M., and Plestan, F. (2004b). Robust control of electropneumatic actuator by 3rd-order sliding mode. In *2004. CDC. 43rd IEEE Conference on decision and control*, volume 4, pages 4375–4380 Vol.4. 84
- [Leonhard, 1990] Leonhard, W. (1990). *Control of electrical Drives*. Berlin Springer-Verlag, corrected 2nd printing edition. 88

- [Lovera and Mauquie, 2010] Lovera, T. G. and Mauquie, S. (2010). Rapport de pfe : contrôle du vecteur de poussée d'un nanolanceur par actionneur à l'hélium. Technical report, INSA de Lyon, laboratoire Ampère et département GMC. 170, 171, 172, 197
- [Martinez et al., 1998] Martinez, D., Caye, P., and Trillat, P. (1998). A solution for structural coupling in a thrust vector control system (tvc). In *Recent Advances in Aerospace Hydraulics*, pages 135–141, Toulouse, France. 13, 173, 175, 176, 178, 193, 194, 195
- [Meng et al., 2013] Meng, D.-y., Tao, G.-l., Ban, W., and Qian, P.-f. (2013). Adaptive robust output force tracking control of pneumatic cylinder while maximizing/minimizing its stiffness. *Journal of Central South University*, 20 :1510–1518. 136
- [Migliore et al., 2005] Migliore, S., Brown, E., and DeWeerth, S. (2005). Biologically inspired joint stiffness control. In *Robotics and Automation, 2005. ICRA 2005. Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on*, pages 4508–4513. 132
- [Moreau et al., 2011] Moreau, R., Pham, M., Brun, X., Redarce, T., and Dupuis, O. (2011). Simulation of an instrumental childbirth for the training of the forceps extraction : control algorithm and evaluation. *IEEE Transactions on Information Technology in Biomedicine*, 15(3) :364 – 372. 137
- [Okada et al., 2000] Okada, M., Nakamura, Y., and Hoshino, S.-i. (2000). Design of active/passive hybrid compliance in the frequency domain-shaping dynamic compliance of humanoid shoulder mechanism. In *Robotics and Automation, 2000. Proceedings. ICRA '00. IEEE International Conference on*, volume 3, pages 2250–2257. IEEE. 134
- [Olaby et al., 2005a] Olaby, O., Brun, X., Sesmat, S., and Redarce, T. (2005a). Caractérisation et modélisation d'un distributeur proportionnel électropneumatique pour la simulation et la synthèse de commande. *Sciences et Technologies de l'Automatique*, 2(3). 36
- [Olaby et al., 2005b] Olaby, O., Brun, X., Sesmat, S., Redarce, T., and Bideaux, E. (2005b). Characterization and modeling of a proportional valve for control synthesis. *Proceedings of the 6th JFPS International*, 3 :1. 36
- [Olechowski and Teste, 2011] Olechowski, O. and Teste, M. (2011). Rapport de pfe : contrôle du vecteur de poussée d'un nanolanceur par actionneur à l'hélium. Technical report, INSA de Lyon, laboratoire Ampère et département GMC. 171
- [Oneyama et al., 2003] Oneyama, N., Takahashi, T., Terashima, Y., Kuroshita, K. K. T., and Kagawa, T. (2003). Study and suggestions on flow-rate characteristics of pneumatic components. In *7th Symposium on Fluid Control, measurement and Visualization*. 36
- [Pratt and Williamson, 1995] Pratt, G. and Williamson, M. (1995). Series elastic actuators. In *Intelligent Robots and Systems 95. 'Human Robot Interaction and Cooperative Robots', Proceedings. 1995 IEEE/RSJ International Conference on*, volume 1, pages 399–406 vol.1. 131
- [Prelle, 1997] Prelle, C. (1997). *Contribution au contrôle de la compliance d'un bras de robot à actionnement électropneumatique*. PhD thesis. 132

- [Raibert et al., 1986] Raibert, M. H. et al. (1986). *Legged robots that balance*, volume 3. MIT press Cambridge, MA. 136
- [Rao and Bone, 2008] Rao, Z. and Bone, G. (2008). Nonlinear modeling and control of servo pneumatic actuators. *Control Systems Technology, IEEE Transactions on*, 16(3) :562–569. 85
- [Renault, 2006] Renault, C. (2006). Usefulness of a force feedback on electromechanical actuator. *Proceedings of the 6th International ESA Conference on Guidance, Navigation and Control Systems*. 178
- [Renault et al., 2003] Renault, C., Legars, D., and Richard, F. (2003). Usefulness of a force feedback on electromechanical actuator. *Proceedings of the 6th International Conference on Launcher Technology, Space launchers : Missions, Control and Avionics*. 13, 173, 174, 177, 178, 194, 195
- [Richard, 1990] Richard, E. (1990). *De la commande linéaire et non linéaire en position des systèmes électropneumatiques*. PhD thesis, INSA de Lyon. 135, 137
- [Richard and Scavarda, 1991] Richard, E. and Scavarda, S. (1991). Nonlinear control of pneumatic servodrive. In *Proc. Second Int. Fluid Power Workshop*. 83
- [Richer and Hurmuzlu, 2000a] Richer, E. and Hurmuzlu, Y. (2000a). A high performance pneumatic force actuator system : Part i—nonlinear mathematical model. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 122(3) :416–425. 84
- [Richer and Hurmuzlu, 2000b] Richer, E. and Hurmuzlu, Y. (2000b). A high performance pneumatic force actuator system : Part ii—nonlinear controller design. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 122(3) :426–434. 84
- [Scholz and Schewnzer, 1992] Scholz, D. and Schewnzer, R. (1992). Schnelles pneumatisches proportionalventil mit hand-habungstechnik. In *10th Aachener Fluidtechnisches Kolloquium*, pages 129–140. 24
- [Schulte and Hahn, 2004] Schulte, H. and Hahn, H. (2004). Fuzzy state feedback gain scheduling control of servo-pneumatic actuators. *Control Engineering Practice*, 12(5) :639–650. Fuzzy System Applications in Control. 43
- [Sesmat and Scarvarda, 1996] Sesmat, S. and Scarvarda, S. (1996). Static characteristics of a three way electropneumatic servovalve. In *Aachener Fluidtechnisches Kolloquium*, volume 12, pages 643–645. Mainz Fotodruck GMBH. 36
- [Shamma and Athans, 1992] Shamma, J. and Athans, M. (1992). Gain scheduling : potential hazards and possible remedies. *Control Systems, IEEE*, 12(3) :101–107. 43
- [Shearer, 1956] Shearer, J. (1956). *Study of pneumatic processes in the continuous control of motion with compressed air*, volume 78, pages 233–249. Trans. Am. Soc. Mech. Engrs. 29, 42
- [Shen and Goldfarb, 2007] Shen, X. and Goldfarb, M. (2007). Simultaneous force and stiffness control of a pneumatic actuator. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 129(4) :425–434. 85, 136

- [Shen et al., 2004] Shen, X., Zhang, J., Barth, E., and Goldfarb, M. (2004). Nonlinear averaging applied to the control of pulse width modulated (pwm) pneumatic systems. In *American Control Conference, 2004. Proceedings of the 2004*, volume 5, pages 4444–4448 vol.5. 23
- [Shih and Tseng, 1995] Shih, M.-C. and Tseng, S. (1995). Identification and position control of a servo pneumatic cylinder. *Control Engineering Practice*, 3(9) :1285–1290. 42
- [Sidhom et al., 2011] Sidhom, L., Smaoui, M., Thomasset, D., Brun, X., Bideaux, E., et al. (2011). Adaptive higher order sliding modes for two-dimensional derivative estimation. In *Proceedings of the 18th IFAC World Congress*, volume 18, pages 3063–3071. 53, 63, 120, 197
- [Situm et al., 2004] Situm, Z., Pavkovic, D., and Novakovic, B. (2004). Servo pneumatic position control using fuzzy pid gain scheduling. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 126(2) :376–387. 43
- [Smaoui et al., 2005] Smaoui, M., Brun, X., and Thomasset, D. (2005). A combined first and second order sliding mode approach for position and pressure control of an electropneumatic system. In *American Control Conference, 2005. Proceedings of the 2005*, pages 3007–3012 vol. 5. 85
- [Smaoui et al., 2006a] Smaoui, M., Brun, X., and Thomasset, D. (2006a). A study on tracking position control of an electropneumatic system using backstepping design. *Control Engineering Practice*, 14(8) :923–933. 85
- [Smaoui et al., 2006b] Smaoui, M., Brun, X., and Thomasset, D. (2006b). Systematic control of an electropneumatic system : integrator backstepping and sliding mode control. *Control Systems Technology, IEEE Transactions on*, 14(5) :905–913. 85
- [Song and Ishida, 1997] Song, J. and Ishida, Y. (1997). A robust sliding mode control for pneumatic servo systems. *International Journal of Engineering Science*, 35(8) :711–723. 84
- [Surgenor and Vaughan, 1997] Surgenor, B. and Vaughan, N. D. (1997). Continuous sliding mode control of a pneumatic actuator. *Journal of dynamic systems, measurement, and control*. 84
- [Tustin, 1947] Tustin, A. (1947). The effect of backlash and speed-dependent friction on the stability of closed-cycle control systems. *Journal of the institution of electrical engineers*, 94(2A) :p143–151. 39
- [Utkin, 1993] Utkin, V. (1993). Sliding mode control design principles and applications to electric drives. *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, 40(1) :23–36. 84
- [Utkin and Shi, 1996] Utkin, V. and Shi, J. (1996). Integral sliding mode in systems operating under uncertainty conditions. In *Decision and Control, 1996., Proceedings of the 35th IEEE*, volume 4, pages 4591–4596 vol.4. 85
- [Vaclavek and Blaha, 2007] Vaclavek, P. and Blaha, P. (2007). Synchronous machine drive observability analysis for sensorless control design. In *Control Applications, 2007. CCA 2007. IEEE International Conference on*, pages 1113–1117. 118
- [Van Ham et al., 2006] Van Ham, R., Vanderborght, B., Van Damme, M., Verrelst, B., and Lefeber, D. (2006). Macepa : the mechanically adjustable compliance and controllable equilibrium

- position actuator for 'controlled passive walking'. In *Robotics and Automation, 2006. ICRA 2006. Proceedings 2006 IEEE International Conference on*, pages 2195–2200. 133
- [Vanthuyne, 2009] Vanthuyne, T. (2009). An electrical thrust vector control system for the vega launcher. *Proceedings of the 13th European Space Mechanisms and Tribology Symposium – ESMATS 2009*. 179
- [Željko et al., 2003] Željko, S., Joško, P., and Mladen, C. (2003). Sliding mode control applied to pneumatic servo drive. In *11th IEEE Mediterranean Conference on Control and Automation*. 84
- [Wang et al., 2007a] Wang, J., Kotta, U., and Ke, J. (2007a). Tracking control of nonlinear pneumatic actuator systems using static state feedback linearization of the input–output map. In *Proceedings of the Estonian Academy of Sciences*. 84
- [Wang et al., 1999] Wang, J., Pu, J., and Moore, P. (1999). A practical control strategy for servo-pneumatic actuator systems. *Control Engineering Practice*, 7(12) :1483–1488. 42, 43
- [Wang et al., 2007b] Wang, T., Kawashima, K., and Kagawa, T. (2007b). Determination of characteristics for electrically modulated pneumatic control valves using isothermal chambers. *International journal of fluid power*, 8(3) :5. 36
- [Wartelle, 1972] Wartelle, C. (1972). *Caractéristiques de débit des appareils à fluides compressibles considérés isolément ou montés en série*. Les mémoires techniques du CETIM, technical report 3, edition. 33
- [Yin and Wang, 2009] Yin, Y. and Wang, J. (2009). A nonlinear feedback tracking control for pneumatic cylinders and experiment study. In *American Control Conference, 2009. ACC '09.*, pages 3476–3481. 83
- [Young et al., 1999] Young, K., Utkin, V., and Ozguner, U. (1999). A control engineer's guide to sliding mode control. *Control Systems Technology, IEEE Transactions on*, 7(3) :328–342. 84
- [Zadeh and Desoer, 1963] Zadeh, L. A. and Desoer, C. A. (1963). Linear system theory :{The} state space approach. 42



## FOLIO ADMINISTRATIF

### THESE SOUTENUE DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

NOM : ABRY

DATE de SOUTENANCE : 2 Décembre 2013

(avec précision du nom de jeune fille, le cas échéant)

Prénoms : Frédéric

TITRE : *Contribution à la commande et l'observation des actionneurs électropneumatiques : de l'intérêt de la transformée A-T*

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 2013 ISAL XXXX

Ecole doctorale : E.E.A. : Electronique Electrotechnique Automatique

Spécialité : Energie et Systèmes

RESUME :

La commande des actionneurs électropneumatiques a été un sujet largement traité au cours des dernières décennies. Le caractère fortement non-linéaire de son comportement en a fait un cas d'étude particulièrement pertinent dans le cadre d'une démarche d'application de la théorie de la commande des systèmes non-linéaires. L'utilisation de ces techniques a été comparée aux approches linéaires traditionnelles et généralement jugée largement supérieure notamment en termes de précision ou de temps de réponse.

Dans ce manuscrit nous abordons très spécifiquement l'aspect multivariable du système et introduisons la transformée A-T, similaire à la transformée de Park appliquée classiquement aux systèmes électriques, afin de donner une forme strict feedback à son modèle d'état, de clarifier les phénomènes physiques mis en jeu lors de sa commande et de distinguer les deux degrés de liberté du système. Cette transformée permet en outre une comparaison directe avec les moteurs électriques décrits dans le repère de Park. Ce parallèle rend notamment possible la solution du problème délicat de l'observation de la position à vitesse nulle en transférant des méthodologies déjà validées sur des systèmes électriques. L'exploitation des deux degrés de liberté est illustrée par la synthèse de lois de commande combinant le suivi d'une trajectoire de position du piston au respect d'un second critère variable (réglage de la pressurisation moyenne, optimisation de la consommation instantanée). L'utilisation d'un actionneur électropneumatique asservi comme actionneur à compliance variable est étudiée. Une loi de commande basée sur la transformée A-T est proposée pour contrôler simultanément la position et la raideur pneumatique de l'actionneur. Une méthodologie de réglage des gains de commande est proposée pour définir l'impédance en boucle fermée du système. L'influence de la raideur pneumatique sur la raideur en boucle fermée est étudiée.

L'utilisation d'une source d'énergie alternative (de l'hélium sous pression) est également pour la première fois mise en œuvre. L'influence du changement de gaz sur le dimensionnement de l'actionneur électropneumatique est étudiée et une méthodologie permettant d'utiliser les lois de commande prévues pour de l'air est proposée. L'ensemble des propositions faites dans ce manuscrit est testée et validée sur un banc d'essais à la structure inédite. Ce dernier allie deux actionneurs, l'un électropneumatique (l'actionneur étudié) et l'autre, un moteur plat électrique (l'actionneur de charge). L'utilisation de celui-ci permet la génération d'efforts perturbateurs dans une large bande passante ainsi que la modification en temps réel des paramètres mécaniques dynamiques de la charge. En, les outils développés au cours de ce doctorat sont utilisés afin de valider la mise en œuvre d'une solution électropneumatique alimentée à l'hélium au problème du contrôle de vecteur de poussée d'un nanolanceur spatial. Des données fournies par le Centre National d'Études Spatiales sont utilisées pour définir un cahier des charges et les conditions de vol sont recréées sur le banc d'essais afin de juger de la qualité de la solution.

MOTS-CLES : Vérin pneumatique, banc d'essais, systèmes à fluides sous pression, multivariable, commande non-linéaire, réglage des gains, actionneur compliant, hélium, contrôle du vecteur de poussée, backstepping, observateur.

Laboratoire (s) de recherche : Laboratoire AMPERE UMR CNRS 5005

Directeur de thèse: Xavier BRUN

Président de jury :

Composition du jury :

Mme. Isabelle QUEINNEC (Rapporteur), M. Philippe MOUYON (Rapporteur), M. Mohamed BOURI, M. Franck PLESTAN, M. Éric BIDEAUX, M. Jean OSWALD , Mme. Sylvie SESMAT, M. Xavier BRUN