

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE DE M'SILA  
FACULTE DE TECHNOLOGIE  
DEPARTEMENT DE GENIE ELECTRIQUE

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME  
D'INGENIEUR D'ETAT EN GENIE ELECTROTECHNIQUE

OPTION : ELECTROMECHANIQUE

THEME

---

# **Commande à Structure Variable D'un Système Hydraulique CE105**

---

**Proposé et dirigé par :**

**- Mr. Abderrahmen BOUGUERRA**

**Présenté par :**

**- BENBEKRI Meftah**

**- GHEZAL Mouhsine**

**-YAHIAOUI Mouloud**

**Année Universitaire : 2011/2012**

# REMERCIEMENTS

*Avant tout je remercie Dieu Le tout puissant de m'avoir donné le courage, la volonté, la patience, et la santé durant toutes ces années et que grâce à lui ce travail a pu être réalisé.*

*Ainsi, nous tenons également à exprimer nos vifs remerciements à notre encadreur BOUGUERRA Abderrahmen pour avoir d'abord proposé ce thème, pour suivi continué tout le long de la réalisation de Ce mémoire, et qui n'a pas cessé de nous donner ses conseils et remarques.*

*Nos remerciements vont aussi à tous les enseignants et le chef de département de génie électrique qui a contribué à notre formation par ailleurs, Nos remerciements à tous les membres du jury qui ont accepté de juger notre travail.*

*Enfin nous tenons à exprimer notre reconnaissance à tous nos amis et collègues pour le soutien moral et matériel...*

# Dédicace

*Je dédie ce modeste travail*

- + A ma mère avec toute mon affection.*
- + A mon père avec toute ma reconnaissance.*
- + A ma femme Avec tout mon amour.*
- + A mon frère et mes soeurs.*
- + Toute la promo surtout mes binômes **Mouloud** et **Mouhsine**.*
- + Tous mes amis sans exception.*
- + Tous mes camarades et mes amis dans ma vie.*
- + A mon encadreur Monsieur **BOUGUERRA Abderrahmen**.*
- + Tous les enseignants qui m'ont aidé de proche ou de loin pour être un jour un ingénieur d'état en électrotechnique.*

**Meftah**

# *Dédicace*

*A ma chère mère, la personne qui a beaucoup sacrifié pour moi sans elle je n'aurais eu la volonté d'atteindre ce niveau.*

*A mon cher père.*

*A toute ma famille ; A tous mes frères et mes amis.*

*A mon encadreur Monsieur BOUGUERRA Abderrahmen*

*A tous les enseignants et les éducateurs qui ont contribué à ma formation durant tout le parcours de mes études jusqu'à ce jour.  
...je dédie ce modeste travail.*

*Mouhsine*

# *Dédicace*

*A qui m'a toujours été pour moi une source d'inspiration et de  
bonheur; Ma mère avec tout mon amour.*

*A qui m'a enseigné, par son amour et son expérience, mon cher père.*

*A mes frères et mes soeurs.*

*A toute ma famille ; A tous mes frères et mes amis.*

*A mon encadreur Monsieur BOUGUERRA Abderrahmen*

*A tous les enseignants et les éducateurs qui ont contribué à ma  
formation durant tout le parcours de mes études jusqu'à ce jour.  
...je dédie ce modeste travail.*

*Mouloud*

## Table des Notations et variables principales

### Notations

$x = \frac{dx}{dt}$	La dérivée de la variable $x$ par rapport au temps
$x^{(i)}$	$i^{\text{ème}}$ dérivée de $x$ par rapport au temps
$x = [x_1, \dots, x_n]^T \in \chi$	Vecteur état instantané
$ \cdot $	Valeur absolue d'un nombre réel ou module d'un nombre complexe
$x^T$	Transposé de $x$
$\langle \cdot, \cdot \rangle$	Le produit scalaire de deux champs de vecteurs
$\mu_E(x) = a$ ( $0 \leq a \leq 1$ )	Fonction d'appartenance ( $a$ = degré d'appartenance)
$\text{Vect}\{g_1, \dots, g_m\}$	Ensemble désignant la distribution engendrée par les vecteurs $g_1, \dots, g_m$
$\chi \subset \mathbb{R}^n$	Espace d'état
$\mathbb{R}^n$	Espace vectoriel de dimension $n$ construit sur le corps des réels
$\mathbb{R}^+$	Ensemble des réels positifs ou nuls
$\mathbb{R}$	Ensemble des nombres réels

### Variables

$\partial$	Dérivée partielle
$e$	Erreur de poursuite
$s$	Surface de glissement
$t$	Variable temps
$u$	Variable manipulée (Commande)
$V$	Fonction de Lyapunov
$x$	Variable d'état
$x_e$	Position d'équilibre
$x_d$	Etat désiré
$y$	Variable de sortie
$y_r$	Trajectoire de référence

# Table des Matières

Dédicace

Remerciements

Table des Notations et variables principales

Introduction générale .....1

## Chapitre I Introduction à l'hydraulique

I.1 Introduction à l'hydraulique .....5

I.2. Lois et propriétés physiques de l'hydraulique .....6

I.2.1. La pression hydrostatique .....6

I.2.2. La loi de Pascal .....7

I.2.3. La multiplication des forces .....7

I.2.4. la multiplication de la pression .....8

I.2.5. Le débit volumique .....9

I.2.6. La friction et la chute de pression .....10

I.2.7. Les pertes de charge .....10

I.2.7.1. Types d'écoulement .....10

I.2.7.2. Pertes de charges .....11

I.2.8. Le rendement .....13

I.3. Les huiles hydrauliques.....14

I.4. Les pompes hydrauliques.....14

I.4.1. Les principales caractéristiques des pompes .....16

I.4.2. Les types de pompes .....17

I.4.3. Le principe de fonctionnement .....18

## **Table des Matières**

I.4.4. L'installation .....	19
I.4.5. L'entretien .....	19

## **Chapitre II .Modélisation du système hydraulique CE105**

II.1. Modélisation du système hydraulique CE105 à réservoirs couplés.....	21
II.1.1. Description du matériel .....	21
II.1.2. Modélisation du CE105.....	22
II.1.3. Détermination des caractéristiques de la pompe et des capteurs de niveau.....	24
II.2. Simplification de la modèle.....	28

## **Chapitre III. Aspects theoriques de la commande à structure variable**

III.1. Introduction .....	31
III.2. Principe de fonctionnement .....	31
III.3. Définition du régime glissant.....	32
III.4. Les modes de la trajectoire dans le plan de phase.....	35
III.5. Système à structure variable .....	36
III.5.1. Structure par commutation au niveau de l'organe de commande .....	36
III.5.2. Structure par commutation au niveau d'une contre réaction d'état.....	37
III.5.3. Structure de régulation avec ajout de la commande équivalente.....	38
III.6. Etude de la dynamique glissante du système.....	38
III.6.1 Condition d'invariance de la surface.....	38
III.6.2. Dynamiques du mode glissant idéal.....	39
III.6.2.1. Méthode de la commande équivalente.....	39
III.6.2.2. Résolution de Filippov.....	40
III.6.3. Signification physique de la commande par modes glissants.....	43
III.7. Propriétés de robustesse.....	44
III.8. Le phénomène de réticence.....	45

## **Table des Matières**

III.9. Domaine d'application du réglage par mode glissant .....48

III.10. Conclusion.....49

## **Chapitre IV. La synthèse de la loi de commande**

IV.1. Mode de glissement avec les surfaces de glissement non linéaires.....51

IV.2. La synthèse de la loi de commande.....51

IV.2.1. La surface de glissement non linéaire proposée.....51

IV.2.1.1. la loi de commande.....53

IV.2.2. La surface de glissement non linéaire proposée.....56

IV.3. Résultats de simulation.....57

IV.4. Commentaires sur les résultats.....64

IV.5. Conclusion.....64

**Conclusion générale** .....65

# **INTRODUCTION GENERALE**

## INTRODUCTION GENERALE

La commande des systèmes constitue l'un des domaines les plus riches en termes d'algorithmes, outils d'analyse et techniques de conception. Toutefois, la majorité de ces techniques sont basées sur la connaissance du modèle du système à commander. Du degré de validité de cette hypothèse, dépend la qualité du comportement du système compensé obtenu. Si le modèle du procédé est connu avec exactitude, un contrôleur bien conçu donne, en général, de bons résultats.

En effet, l'obtention d'un modèle exact du procédé n'est pas une tâche facile. Les imprécisions du modèle proviennent entre autre des incertitudes liées au procédé lui-même (paramètres mal connus ou difficilement identifiables) ou de l'oubli de certaines dynamiques du système, ou même du choix d'une modélisation trop simplifiée de certaines dynamiques. Les imprécisions sont classées en deux catégories: incertitudes paramétriques et dynamiques négligées. Le premier type entre directement en jeu dans le modèle, tandis que le second type porte sur l'ordre sous-estimé du système. La commande robuste est la première technique de commande qui traite ce genre de problème. Dans la synthèse de lois de commande, un modèle nominal du procédé à contrôler, et des incertitudes paramétriques liées au modèle sont pris en compte. La structure du contrôleur robuste est facilement composée d'une partie "nominale" (retour d'état...), mais aussi de termes additionnels permettant de compenser au mieux les incertitudes liées au modèle.

La théorie des systèmes à structure variable fait l'objet de multiples études depuis une cinquantaine d'années. Les premiers travaux sur ce type de systèmes sont ceux d'Anosov, de Tzypkin et d'Emelyanov dans l'ancienne URSS, ou ceux d'Hamel en France, sur la commande à relais. Ces recherches ont connu un nouvel essor à la fin des années soixante-dix lorsque Utkin introduit la théorie *des modes glissants*. Actuellement, cette technique de commande connaît une large gamme d'applications dans des domaines très variés tels que la robotique, la mécanique et l'électrotechnique: la stabilisation, et l'observation.

L'algorithme de commande par régime glissant est classifié dans les systèmes de contrôle à structure variable **VSS** (**V**ariable **S**tructure **S**ystem dans la littérature anglo- saxonne). Cette technique est basée sur le principe qu'il est plus facile de commander un système de  $1^{er}$  ordre que de commander un système du  $n^{ième}$  ordre, qu'il soit linéaire ou non.

Les objectifs du projet sont les suivants:

1-. Pour développer le contrôle à structure variable sur l'appareil Réservoir (CE 105) par Matlab Simulink.

2-. Appliquer ce contrôleur pour contrôler un système Hydraulique.

Cette mémoire présente des résultats sur des commandes par mode de glissement appliquées au système hydraulique à réservoirs couplés *CE105*. Elle est constituée de quatre chapitres organisés de la façon suivante :

Le premier chapitre est consacré aux rappels théorique sur les systèmes étudiés. Dans le deuxième chapitre, nous faisons une modélisation de système, ensuite une étude théorique sur la structure variable dans le chapitre 3, finalement l'application de cette technique sur le système étudié.

# **CHAPITRE I**

## **INTRODUCTION A L'HYDRAULIQUE**

## I.1. Introduction à l'hydraulique

Tout d'abord, il importe de bien définir ce qu'est l'hydraulique. La génération de forces et de mouvements par des liquides sous pression est une définition très juste de l'hydraulique moderne. Donc, le liquide est ici le fluide de transmission de l'énergie (comparativement à l'air comprimé en pneumatique). Le liquide est une huile synthétique spéciale dont la température de service doit être comprise entre 30 et 70°C.

On retrouve l'hydraulique dans une panoplie fort impressionnante de domaines d'application. Par ailleurs, on distingue deux types d'application ([27]), soit:

- l'hydraulique stationnaire
- l'hydraulique mobile.

L'hydraulique stationnaire se retrouve principalement dans les installations qui sont fixes.

D'ailleurs, en voici quelques exemples:

- ✓ les dispositifs de levage;
- ✓ les machines-outils modernes;
- ✓ les lignes de transfert;
- ✓ les différents modèles de presse industrielle;
- ✓ les ascenseurs.... etc.

L'hydraulique mobile, pour sa part, équipe différents véhicules qui peuvent se déplacer aisément. On la retrouve dans les applications suivantes:

- les véhicules que l'on retrouve sur les chantiers de construction;
- les véhicules à bennes basculantes;
- les engins agricoles... etc.

Il est vrai que l'utilisation de l'hydraulique en industrie présente de multiples avantages,

Notamment :

- la mise en œuvre d'efforts importants;
- l'utilisation de petits composants (versus l'effort déployé);
- un positionnement précis;
- la possibilité de démarrer un cycle en pleine charge;
- le fluide est pratiquement incompressible (0,5 % à 1000 PSI);
- une bonne dissipation thermique.

Par contre, l'hydraulique ne possède pas que des avantages. Voici donc ce qu'on lui reproche:

- ❖ source d'encrassement (par les fuites d'huile);

- ❖ risque d'incendies et d'accidents plus élevé;
- ❖ mise en œuvre de pressions élevées qui sont dangereuses;
- ❖ faible rendement;
- ❖ sensibilité aux changements de température (modification de la viscosité).

## I.2. Lois et propriétés physiques de l'hydraulique

En hydraulique, on distingue deux types d'effort ayant trait au fluide, soit:

- l'hydrostatique;
- l'hydrodynamique.

L'hydrostatique est définie comme étant l'effort résultant du produit de la pression par la surface. L'hydrodynamique est plutôt l'effort qui résulte du produit de la masse par l'accélération, ce qui implique que le fluide doit être en mouvement.

### I.2.1. La pression hydrostatique

La pression hydrostatique est la pression que l'on retrouve à l'intérieur d'un liquide. Celle-ci est générée par le poids de la masse du liquide ayant une hauteur donnée (Equation I.1).

$$P_s = h \cdot \rho \cdot g \quad (\text{I.1})$$

où:

$P_s$  = pression hydrostatique (en Pascal)

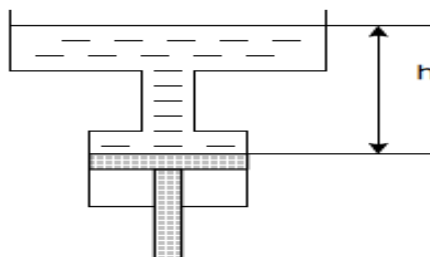
$h$  = hauteur du liquide (en mètre)

$\rho$  = masse volumique du liquide (kg/m<sup>3</sup>)

$g$  = accélération gravitationnelle (m/s<sup>2</sup>)

Il est à noter que la pression est indépendante de la forme du récipient. Elle dépend uniquement de la hauteur et de la masse volumique de liquide.

Aussi, on néglige habituellement la pression hydrostatique dans le calcul de la pression du liquide, car elle ne représente qu'une très faible proportion de la pression totale présente dans les systèmes hydrauliques. Ainsi, on détermine la pression du liquide en fonction des forces extérieures qui s'appliquent sur lui ([27]).



**FIG.I.1.** Réservoir soulevé

**Exemple :** Réservoir soulevé

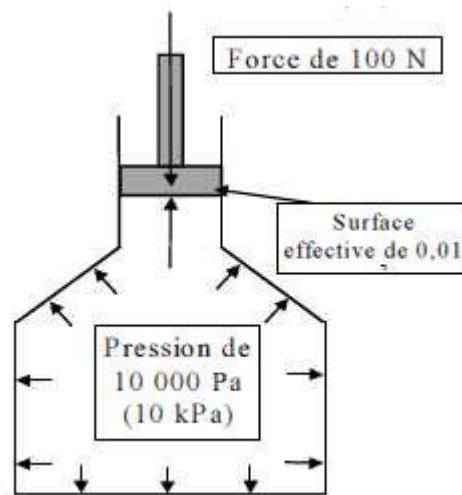
$$h = 5m ; \rho = 1000Kg/m^3 ; g = 9.81m/s^2 ;$$

$$P = \rho . g . h = 3000000Pa = 30bar$$

### I.2.2. La loi de Pascal

Au XVII siècle, Blaise Pascal a énoncé une loi qui est à la base de la pneumatique moderne:

Lorsqu'une pression est exercée en un point quelconque d'un fluide au repos, cette pression se transmet intégralement dans toutes les directions et avec la même intensité ([28]).



**FIG.I.2.** Exemple transmission de la pression

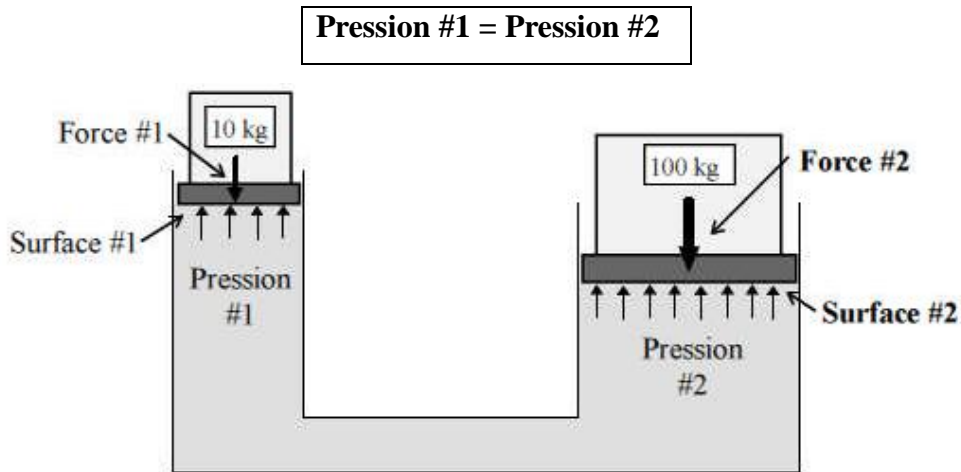
Afin de déterminer cette pression, il est nécessaire d'appliquer l'équation suivante:

$$\textit{Pression} = \textit{Force} / \textit{Surface} \quad (\text{I.2})$$

**Remarque :** Etant donné les pressions élevées dans les systèmes hydrauliques, la pression due au poids du liquide peut être considérée comme négligeable.

### I.2.3. La multiplication des forces

Indépendamment de la forme du récipient, la pression est la même en tous points d'un système fermé.



**FIG.I.3.** Exemple de multiplication des forces

Il est possible de déterminer la pression du liquide de la Figure I.3 ([29]). à l'aide de l'Equation I.2. Puisque l'état d'équilibre est atteint, la pression #1 doit être équivalente à la pression #2. De ce fait découle l'équation suivante:

$$Force\ #1 / Surface\ #1 = Force\ #2 / Surface\ #2 \tag{I.3}$$

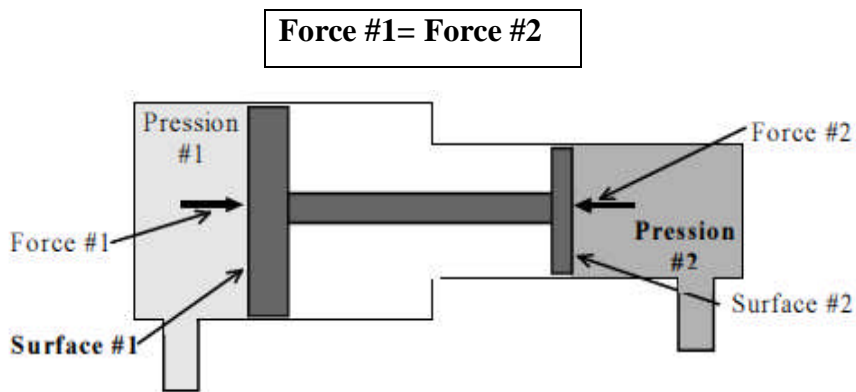
**Remarque :** Pour déplacer la masse de 100Kg d'une hauteur h2 il faut déplacer la masse de 10Kg d'une hauteur plus grande h1 selon la relation :

$$h1. Surface\#1 = h2. Surface\#2$$

Grâce à ce principe fort simple, la faible force appliquée sur le piston #1 (le piston de mise sous pression) peut être augmentée considérablement par l'agrandissement de la surface du piston #2 (le piston de travail). Ce principe est à la base de tous les systèmes hydrauliques.

**I.2.4. la multiplication de la pression**

Le principe de la multiplication est illustré à la Figure I.4 ([29]).



**FIG I.4.** Exemple de la multiplication de la pression

La force #1 est engendrée par la pression #1 du liquide qui agit sur la surface #1. Ensuite, cette force est transmise à la surface #2 via la tige du piston. Cette nouvelle force #2 (qui est identique à la force #1) génère ainsi la pression #2. Puisque la surface #2 est plus petite que la surface #1, la pression résultante est forcément plus grande (utiliser l'Equation I.2 pour confirmer ce résultat).

Étant donné que les forces sont identiques, on obtient alors l'équation suivante:

$$\text{Pression \#1} \cdot \text{Surface \#1} = \text{Pression \#2} \cdot \text{Surface \#2} \quad (\text{I.4})$$

Il est à noter que, dans les vérins à double effet, le principe de la multiplication de la pression peut engendrer des pressions considérables si l'orifice d'écoulement (du côté de la tige) est obstrué ([28]).

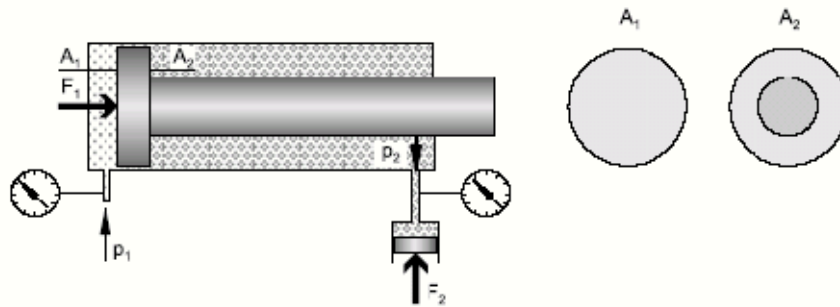


FIG I.5. Multiplication de pression dans un vérin double effet.

**Exemple :**  $P1 = 10\text{bar}$ ;  $A1 = 8\text{cm}^2$ ;  $A2 = 4.2\text{cm}^2$ ;  $P2 = P1 \cdot A1/A2 = 19\text{bar}$ .

### I.2.5. Le débit volumique

Le débit volumique se définit comme étant la quantité de liquide qui traverse un tube par unité de temps. Par exemple, si le débit volumique d'un robinet est de 1 litre / min, cela signifie qu'il faudra 1 minute pour remplir un récipient de 1 litre.

En hydraulique, le débit est représenté à l'aide de cette équation:

$$Q = V / t \quad (\text{I.5})$$

où:

Q = débit volumique (en m<sup>3</sup> /s)

V = volume (en m<sup>3</sup>)

t = temps (en seconde)

Par ailleurs, il est possible d'obtenir l'équation de continuité en modifiant légèrement l'équation du débit volumique:

$$Q = A \cdot v \quad (\text{I.6})$$

où:

$Q$  = débit volumique (en m<sup>3</sup> /s);

$v$  = vitesse d'écoulement (en m/s)

$A$  = section du tube (en m<sup>2</sup> )

En effet, cette nouvelle équation nous permet de calculer la section du tube et la vitesse d'écoulement en fonction du débit volumique.

### I.2.6. La friction et la chute de pression

Le phénomène de la friction (ou du frottement) se manifeste à chacun des composants d'une installation hydraulique. On distingue principalement deux types de frictions([28]), soit:

- la friction à l'intérieur du liquide (causée par l'écoulement laminaire).
- la friction extérieure au liquide (causée par les parois des conduites).

Malheureusement, la friction provoque l'augmentation de la température du liquide ainsi que des différents composants. Ce réchauffement fait chuter la pression et réduit ainsi la pression effective qui est fournie à la section puissance de l'installation.

Voici les principaux facteurs qui influencent directement la chute de pression:

- ✚ la vitesse d'écoulement du fluide;
- ✚ le type d'écoulement;
- ✚ le nombre d'étranglements dans la tuyauterie;
- ✚ la viscosité du liquide;
- ✚ la longueur des conduites;
- ✚ etc.

### I.2.7. Les pertes de charge

#### I.2.7.1. Types d'écoulement

On distingue l'écoulement laminaire et l'écoulement turbulent .

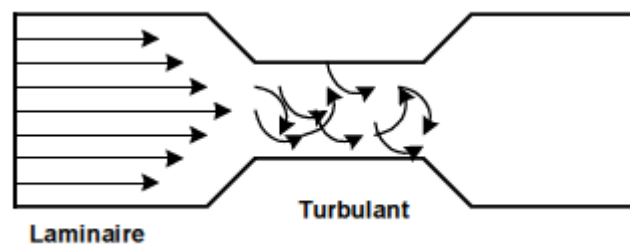


FIG I.6. type d'écoulement

L'écoulement est laminaire si le liquide se déplace dans le tube d'une façon régulière et parallèle à l'axe du tube. Les filets au centre de la veine se déplacent plus vite que les filets extérieurs.

Lorsque la vitesse d'écoulement augmente, le mouvement des filets liquides cesse d'être régulier à partir d'une certaine vitesse appelée vitesse critique. Les conditions d'écoulement deviennent instables, les filets du milieu sont déviés vers les couches extérieures. Ils entrent en collision et forment des tourbillons. L'écoulement devient turbulent et le flux principal subit des pertes d'énergie.

Le nombre de Reynolds  $Re$  (sans unité) permet de déterminer le type d'écoulement dans un tube à intérieur poli :

$$Re = v \cdot d / \nu \quad (I.7)$$

$v$  : vitesse d'écoulement du liquide.

$d$  : diamètre interne du tube.

$\nu$  : viscosité cinématique.

Si  $Re < 2300$  : Ecoulement laminaire.    Si  $Re > 2300$  : Ecoulement turbulent.

### I.2.7.2. Pertes de charges

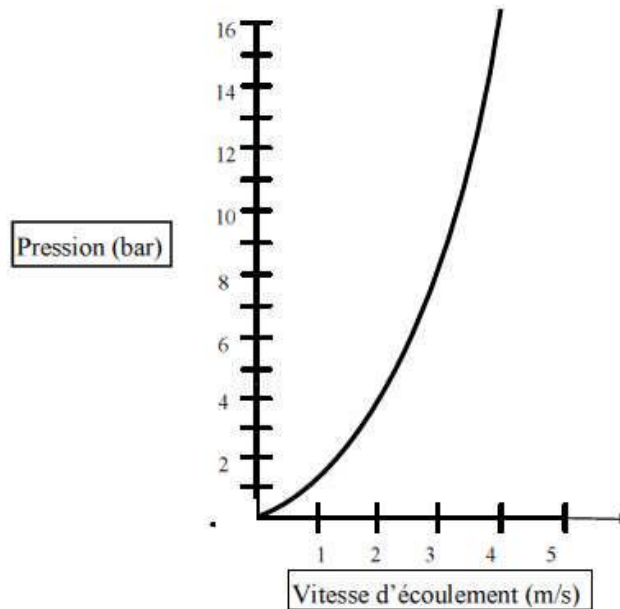
Le frottement entre les filets du liquide en mouvement et l'adhérence du fluide aux parois forment une résistance que l'on peut nommer pertes de charges.

Les pertes de charge sont définies comme étant des résistances qui s'opposent à l'écoulement libre du fluide. On distingue trois sources de pertes de charge:

- ❖ les pertes de charge dans les conduites;
  - ❖ les pertes de charge dues aux changements de direction;
  - ❖ les pertes de charge dues aux distributeurs.
- Pertes de charge dans les conduites : représentent la résistance formée par les frictions interne et externe du liquide en mouvement. Puisque la vitesse d'écoulement est un important facteur qui influence la résistance, il est donc recommandé de ne pas dépasser les valeurs de référence.

**TAB.I.1.** Pertes de charges par mètre de longueur de tuyauterie :

Pour liquides hydrauliques avec $\rho=850\text{SI}$ K à $15^\circ\text{C}$ ( $\nu=100 \mu \text{SI}$ ); W à $60^\circ\text{C}$ ( $\nu=20 \mu \text{SI}$ )											
V(m/s)		0.5		1		2		4		6	
d(mm)		K	W	K	W	K	W	K	W	K	W
6	Re	30	150	60	300	120	600	240	1200	360	1800
	$\Lambda$	2.5	0.5	2.25	0.25	0.625	0.125	0.312	0.0625	0.21	0.04
	$\Delta p(\text{bar/m})$	0.44	0.09	0.88	0.177	1.77	0.35	3.54	0.7	5.3	1.02
10	Re	50	250	100	500	200	1000	400	2000	600	300
	$\Lambda$	1.5	0.3	0.75	0.15	0.375	0.075	0.187	0.037	0.125	0.043
	$\Delta p(\text{bar/m})$	0.16	0.03	0.32	0.064	0.64	0.13	1.27	0.25	1.9	0.65

**FIG.I.7.** Pertes de charge en fonction de l'écoulement

*Exemple de calcul :* (Vérification des valeurs données dans le tableau)

Un débit volumique s'écoule dans une tuyauterie d'un diamètre de 6mm(NG6) à une vitesse de 0.5m/s. La viscosité cinématique est  $\nu = 100\text{mm}^2/\text{s}$  à  $15^\circ\text{C}$ . La masse volumique est 850SI.

$$\Delta p = \lambda \cdot (L / d) \cdot (\rho / 2) \cdot v^2$$

(L : longueur de tuyauterie)

Le nombre de Reynolds :  $Re = 500 \cdot 6 / 100 = 30$ .

Le coefficient de frottement  $\lambda = 75 / Re = 75 / 30 = 2.5$

On déduit  $\Delta p = 2.5 (1000/6) \cdot (850/2) \cdot (0.5)^2 = 44270.83 \text{ Pa} = 0.44 \text{ bar}$  pour un mètre de longueur.

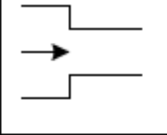
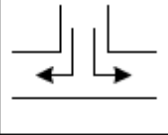

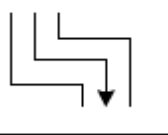
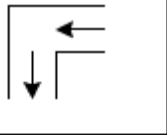
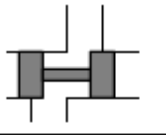
- Pertes de charge dues aux changements de direction : concernent les déviations du flux par des coudes, des raccords en T et les nombreux branchements qui se retrouvent dans les installations hydrauliques. Ce type de pertes de charge peut influencer considérablement l'écoulement du fluide.

Les pertes de charge sont déterminées par le coefficient expérimental  $\xi$  qui est donné pour un certain nombre de cas courants. A ce coefficient on ajoute un facteur de correction  $b$ . Il vient qu'en régime laminaire :

$$\Delta p = \xi \cdot b \cdot \rho \cdot v^2 / 2 \quad (\text{I.8})$$

TAB.I.2.les types de branchements .

Re	25	50	100	250	500	1000	1500	2300
b	30	15	7.5	3	1.5	1.25	1.15	1

Forme						
$\xi$	0.5	1.3	0.5....1	2	1.2	5....15

### I.2.8. Le rendement

La puissance hydraulique est donnée par la formule :  $P = p \cdot Q$  ;  $p$  étant la pression (Pa) et  $Q$  le débit volumique.

Dans tout système hydraulique, la puissance que l'on fournit en entrée ne se retrouve pas intégralement à la sortie et ce, à cause des différentes pertes de charges dans le système. Donc, le rendement se définit comme le rapport entre la puissance d'entrée et la puissance de sortie.

$$\text{Rendement} = \text{Puissance de sortie} / \text{Puissance d'entrée} \quad (\text{I.9})$$

Il importe, lors du calcul du rendement, de spécifier le type de pertes de charge qui est inséré dans l'équation. C'est ainsi que l'on dénote trois types de rendements en fonction des pertes de charge impliquées dans le calcul:

- ✓ le rendement volumique;
- ✓ le rendement hydromécanique;
- ✓ le rendement total.

Le rendement volumique  $\eta_v$  implique les pertes relatives aux fuites internes et externes des pompes, des moteurs et des distributeurs.

Le rendement hydromécanique  $\eta_{hm}$  ne tient compte que des pertes relatives à la friction dans les pompes, les moteurs et les vérins.

Enfin, le calcul du rendement total  $\eta_{tot}$  implique les pertes de tout genre survenant dans le système hydraulique.

### I.3. Les huiles hydrauliques :

Selon les normes DIN 51524 51525, les fluides hydrauliques sont classés en trois catégories en fonction de leurs propriétés et de leur composition :

- ❖ Huile hydraulique HL.
- ❖ Huile hydraulique HLP.
- ❖ Huile hydraulique HV.

H= huile hydraulique, la ou les lettres qui suivent désignent les additifs.

**TAB.I.3.** les propriétés et domaines d'utilisation des huiles hydrauliques

Désignation	Propriétés spécifiques	Domaines d'utilisation
<b>HL</b>	Protection anticorrosive et amélioration de la résistance au vieillissement.	Installation dans lesquelles les sollicitations thermiques sont importantes ou dans lesquelles il y a un risque de corrosion par
<b>HLP</b>	Amélioration de la résistance à l'usure.	Comme pour l'huile HL, ainsi que dans les installations dont le type de construction ou les conditions de fonctionnement provoquent
<b>HV</b>	Amélioration de l'interdépendance viscosité/température.	Comme pour l'huile HLP, surtout dans les milieux industriels caractérisés par de brusques changements de température et par des températures ambiantes

### I.4. Les pompes hydrauliques

La pompe d'une installation hydraulique sert à transformer l'énergie mécanique en énergie hydraulique (l'énergie de pression).

La pompe hydraulique refoule dans le réseau le fluide qu'elle a aspiré. Puisque le parcours du fluide est parsemé de diverses sources qui résistent à son écoulement, une pression s'établit alors à l'intérieur des conduites. La valeur de la pression est donc fonction de la résistance totale du réseau et non pas seulement du débit de refoulement

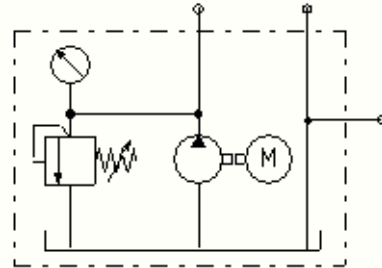
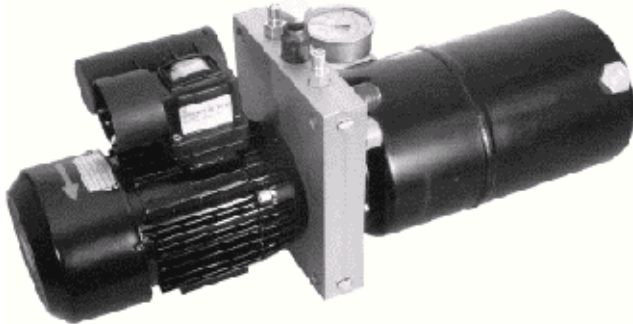
de la pompe.

L'énergie mécanique que la pompe utilise provient de l'élément d'entraînement présent dans l'installation hydraulique. Les principaux éléments d'entraînement sont:

- ✓ le moteur électrique;
- ✓ le moteur thermique.

Aussi, un accouplement est nécessaire entre l'élément d'entraînement et la pompe hydraulique ([28]). Cet élément remplit plusieurs rôles, notamment:

- ✚ Il transmet le couple du moteur à la pompe.
- ✚ Il protège la pompe des vibrations du moteur.
- ✚ Il protège le moteur des pointes de pression de la pompe.
- ✚ Il corrige les défauts d'alignement entre l'arbre du moteur et celui de la pompe.



**FIG.I.8.** Unité d'entraînement : Moteur+Pompe

La pompe hydraulique P entraînée par le moteur électrique fournit l'huile à une pression fixée par le limiteur de pression LP. Si cette pression dépasse la valeur de consigne, celui-ci effectue un retour vers le réservoir R.

Finalement, un réservoir est relié à la pompe hydraulique. Il remplit aussi plusieurs fonctions:

- ❖ la réception et le stockage du fluide de l'installation hydraulique;
- ❖ l'évacuation de la chaleur;
- ❖ séparation de l'air, de l'eau et des particules.

solides. La grandeur d'un réservoir est fonction:

- ❖ du débit de la pompe;
- ❖ de la chaleur effective durant le fonctionnement normal;
- ❖ du temps de cycle.

### I.4.1. Les principales caractéristiques des pompes

Lorsqu'il s'agit de pompes hydrauliques([27]), on dénote les caractéristiques suivantes:

- ✚ la cylindrée;
- ✚ la pression de refoulement;
- ✚ la vitesse de rotation;
- ✚ le rendement.

La cylindrée, que l'on nomme aussi le volume de refoulement ou le volume engendré, est la définition de la capacité de la pompe. Elle représente la quantité de liquide refoulé par la pompe sur un tour (une révolution complète).

Lorsqu'on désire connaître le volume engendré par minute, on fait alors référence au débit volumique (ou le débit de refoulement). Il est alors nécessaire d'utiliser l'Equation I-8 afin de trouver cette information.

$$Q = n \cdot V \quad (\text{I.10})$$

Où:

Q = débit volumique (débit de refoulement)

n = nombre de tours / min (vitesse de rotation)

V = cylindrée

Pour ce qui est de la pression de refoulement, celle-ci détermine sa possibilité. Il s'agit ici d'indiquer le plus court laps de temps possible pendant lequel on soumettra la pompe à une pression de pointe. Tout ceci est dans l'optique d'éviter l'usure prématurée de la pompe.

De plus, la vitesse de rotation est un important critère de choix, car le débit est fonction de la révolution de la pompe. La majorité des pompes possèdent une vitesse maximale de fonctionnement.

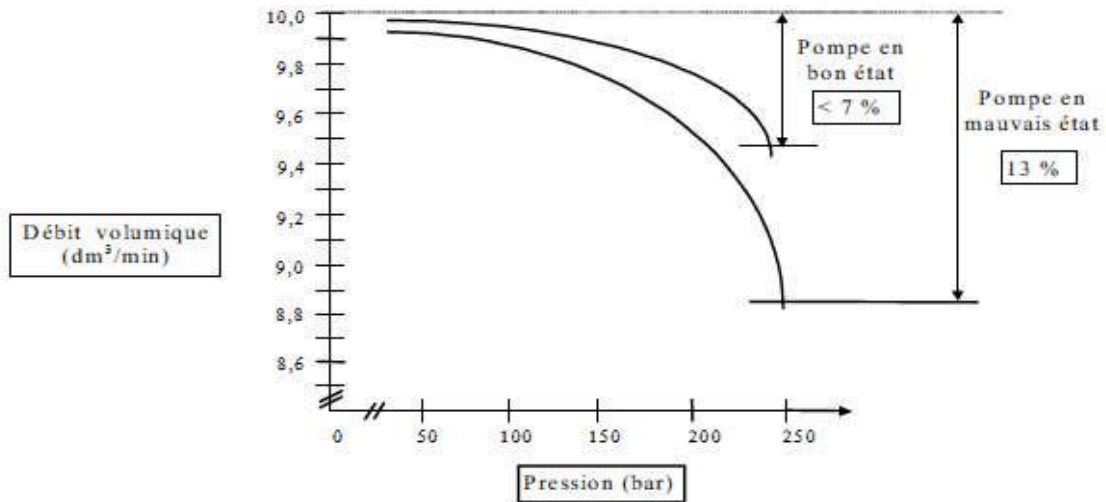
Enfin, le rendement représente les pertes encourues lors de la transformation de l'énergie mécanique en énergie hydraulique. Le rendement total d'une pompe est la somme du rendement volumique et du rendement hydromécanique.

En pratique, la pompe est évaluée selon des courbes caractéristiques à pression et à vitesse constantes. Ces courbes représentent différents aspects de la pompe, notamment:

- le débit volumique (ou de refoulement);
- la puissance;
- le rendement.

Il est à noter que la courbe du débit en fonction de la pression est la courbe caractéristique

de la pompe elle-même. La Figure I.9 présente les courbes caractéristiques d'une pompe neuve et celles d'une usagée.



**FIG I.9.** Courbe caractéristique d'une pompe hydraulique

#### I.4.2. Les types de pompes

Il existe une impressionnante panoplie de pompes différentes selon leurs fonctionnements et leurs caractéristiques. En se référant à leurs cylindrées (le débit de la pompe), ([27]), on dénote ainsi trois groupes de pompes:

- les pompes à cylindrée constante;
- les pompes à cylindrée variable;
- les pompes régulatrices.

Il est à noter que ces trois familles de pompes utilisent le principe du refoulement. La poussée du fluide vers les éléments de puissance se concrétise de différentes façons:

- avec des pistons;
- avec des palettes;
- avec des axes filetés;
- avec des engrenages.

TAB.I.4. pompes hydrauliques volumiques

POMPES HYDRAULIQUES VOLUMIQUES		
Pompes à engrenage (pompes à débit constant)	Pompes à palettes (pompes à débit constant, variable ou régulatrice)	Pompes à pistons (pompes à débit constant, variable ou régulatrice)
Pompes à engrenage - denture extérieure	Pression arrivant sur l'intérieur	Pompes à pistons radiaux
Pompes à engrenage - denture intérieure	Pression arrivant sur l'extérieur	Pompes à pistons axiaux
Pompes à couronne dentée		
Pompes à vis		

### I.4.3. Le principe de fonctionnement

La pompe à engrenage extérieur est une pompe à débit constant. Une vue de coupe de ce type de pompe est présentée à la Figure I.10.

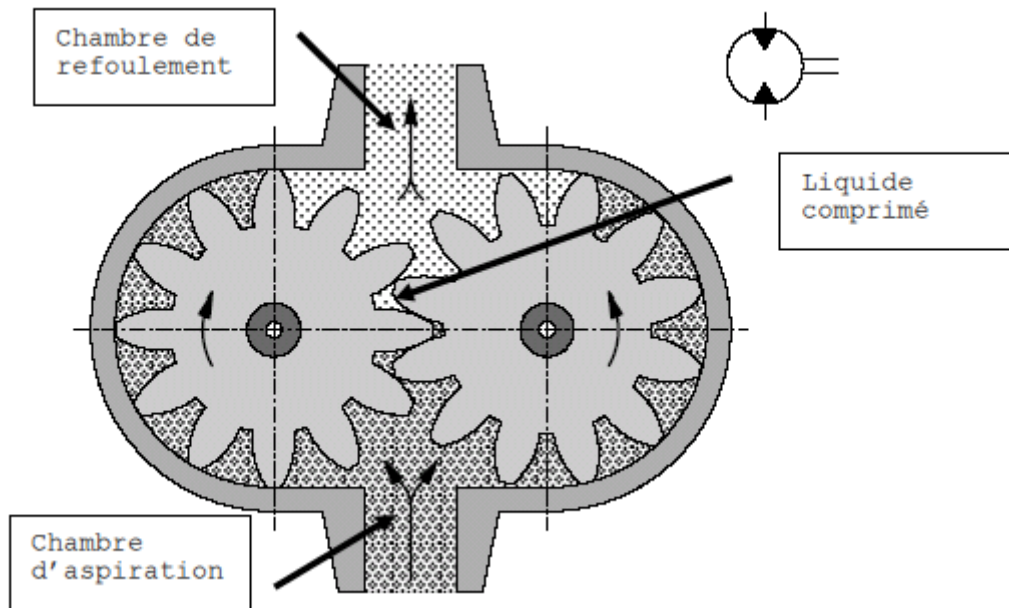


FIG.I.10. Principe de la pompe à engrenage

Le principe de fonctionnement est fort simple. En effet, un des pignons est fixé à l'arbre moteur et il entraîne le second à l'aide de leur denture respective. Lorsque les pignons tournent, le déplacement des dents provoque un vide dans la chambre d'aspiration. Cette chambre étant en communication avec le réservoir, l'huile aspirée est donc refoulée dans la

chambre de refoulement. Aussi, le déplacement des dents chasse le fluide de la chambre de refoulement et le pousse donc dans les conduites.

#### **I.4.4. L'installation**

Il est nécessaire de tenir compte de certains facteurs lors de l'installation d'une pompe si on veut obtenir un bon fonctionnement. Il est alors fortement conseillé de se référer aux notes du fabricant.

#### **I.4.5. L'entretien**

Puisqu'il existe une panoplie forte impressionnante de pompe, il est alors fortement conseillé de se référer aux documents techniques du constructeur. Néanmoins, certaines tâches peuvent s'appliquer à tout type d'installation

- ✓ Maintenir un environnement propre et exempt de poussière.
- ✓ Effectuer des entretiens préventifs régulièrement.
- ✓ etc.

# **CHAPITRE II**

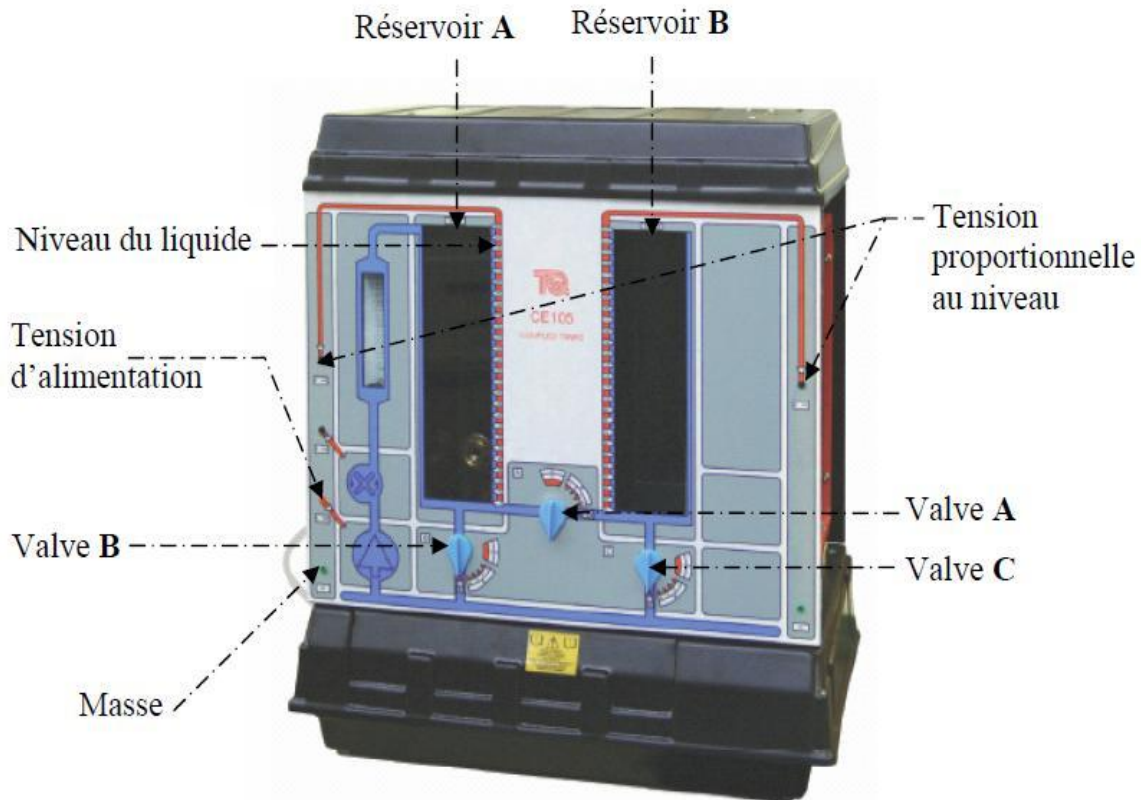
## **MODELISATION DU SYSTEME *CE105***

## II.1. Modélisation du système hydraulique *CE105* à réservoirs couplés

### II.1.1. Description du matériel

Le *CE105* à réservoirs couplés est considéré comme un benchmark pour l'étude et l'analyse des problèmes de commande des systèmes hydrauliques. Ce dispositif, est conçu par « *TQ Education And Training* » et, nous permet d'examiner la commande de niveau du liquide dans un ou deux réservoirs en variant le débit à partir d'une pompe. Cet appareil comporte deux réservoirs verticaux reliés par un canal d'écoulement([1]), une valve rotative, utilisée pour changer la section du canal et, par conséquent, pour changer les caractéristiques d'écoulement entre les réservoirs. Il comporte également des capteurs de débit et de niveau du liquide sur chaque réservoir. La vitesse de la pompe peut être ajustée pour remplir le réservoir de gauche au niveau désiré sous contrôle manuel ou automatique et en surveillant le fonctionnement du système. Le réservoir droit peut être rempli à partir du réservoir gauche par l'intermédiaire de l'ouverture variable d'une valve placée au milieu des deux réservoirs. Les trois valves rotatives (A, B, C) de l'appareil permettent de changer les caractéristiques d'écoulement du système.

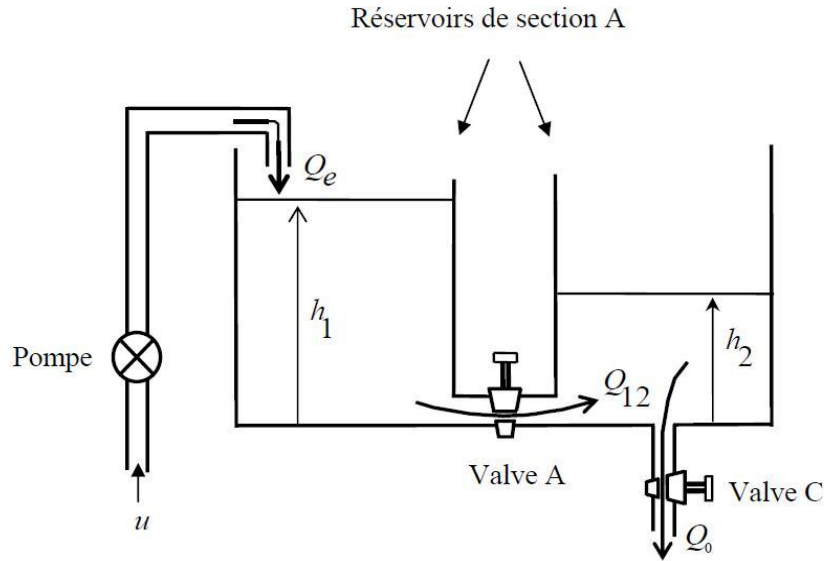
Un canal de débordement est inclus au-dessus de chaque réservoir. La sortie de la pompe est mesurée par un capteur de débit. Le problème à étudier est de maintenir le niveau désiré du liquide dans *le deuxième réservoir* lors du fonctionnement sous différentes conditions d'entrée/sortie.



**FIG.II.1.** Présentation du système hydraulique *CE105* à réservoirs couplés.

### II.1.2. Modélisation du *CE105*

Il est important de connaître la relation mathématique qui décrit le comportement du système *CE105* à réservoirs couplés, surtout pour un automaticien où la modélisation est une phase très importante dans la synthèse de la loi de commande. Comme il est illustré sur la figure (II.2), le *CE105* contient deux réservoirs, et caractérisé par deux états  $h_1$  (le niveau dans le premier réservoir) et  $h_2$  (le niveau dans le deuxième réservoir) et trois débits,  $Q_e$  c'est le débit d'entrée et  $Q_{12}$  est le débit entre le premier et le deuxième réservoir ;  $Q_0$  est le débit sortant par la valve C.



**FIG.II.2.** Système hydraulique CE105 à réservoirs couplés.

En utilisant l'équation d'équilibre d'écoulement, pour le premier réservoir, on obtient :

$$Q_e - Q_{12} = A \cdot dh_1 / dt \quad (\text{II.1})$$

Et pour le deuxième réservoir :

$$Q_{12} - Q_0 = A \cdot dh_2 / dt \quad (\text{II.2})$$

Avec,  $A$  la section du réservoir,  $h_i$  le niveau du liquide dans le réservoir  $i$ ,  $Q_e$  le débit d'entrée généré par la pompe ; et  $Q_{12}$  est le débit entre les deux réservoirs ([5]), tels que :

$$\begin{cases} Q_{12} = S_n \cdot a_{12} \cdot \sqrt{2g(h_1 - h_2)} \\ \text{et} \\ Q_0 = S_n \cdot a_0 \cdot \sqrt{2g \cdot h_2} \end{cases} \quad (\text{II.3})$$

Avec :

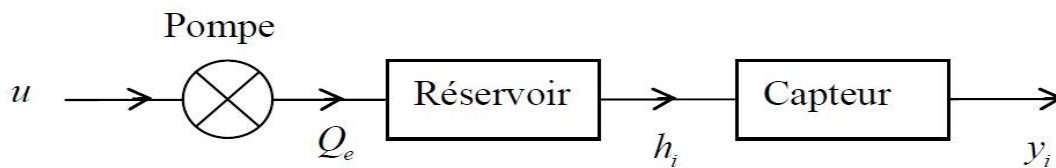
- $S_n$  : est la section des valves A et C. Dans la pratique, cette section est donnée par les dimensions de la valve et du canal d'écoulement.
- $(a_{12}, a_0)$  : représentent les coefficients de décharge de la valve A et C.
- $g$  : la constante de la gravité, avec  $g = 980 \text{ cm sec}^2$ .

Finalement, le système hydraulique est régi par l'équation différentielle non linéaire suivante:

$$\begin{cases} \frac{dh_1}{dt} = \frac{1}{A} (Q_e - S_n \cdot a_{12} \cdot \sqrt{2g(h_1 - h_2)}) \\ \frac{dh_2}{dt} = \frac{1}{A} (S_n \cdot a_{12} \cdot \sqrt{2g(h_1 - h_2)} - S_n \cdot a_0 \cdot \sqrt{2g \cdot h_2} ) \end{cases} \quad (\text{II.4})$$

### II.1.3. Détermination des caractéristiques de la pompe et des capteurs de niveau

Il est clair que pour l'équation différentielle (II.4),  $h_1$  et  $h_2$  sont considérés comme les états, et  $Q_e$  l'entrée ou la commande. En effet, dans la pratique on fait varier la tension d'alimentation  $u$  de la pompe pour ajuster le débit d'entrée,  $Q_e$  le capteur de niveau nous donne une tension  $y_i$  proportionnelle au niveau,  $h_i$  comme illustre le schéma suivant :



**FIG.II.3.** Caractéristiques de la pompe et des capteurs de niveau.

Lorsqu'on suppose que le débit d'entrée,  $Q_e$  et la tension d'alimentation de la pompe,  $u$ , sont liés par une relation linéaire, et la même chose pour la relation entre le niveau  $h_i$  et la tension  $y_i$  indiquée par le capteur de niveau, on peut mettre :

$$Q_e = K_Q \cdot u \quad (\text{II.5})$$

Et,

$$y_i = K_h \cdot h_i, \quad i = 1,2. \quad (\text{II.6})$$

Donc, il nous reste qu'à déterminer les gains  $K_Q$  et  $K_h$ . Ceci constitue l'objectif de l'étape suivante.

**Procédure :** L'équipement utilisé pour cette phase d'identification est constitué du système hydraulique CE105 (c'est un système didactique disponible au niveau du laboratoire contrôle et commande de l'EMP) et des instruments de mesure. Les gains ( $K_Q, K_h$ ) sont déterminés de telle sorte que le phénomène d'hystérésis soit faible.

**gain  $K_Q$  :** Premièrement, nous fermons complètement la valve A (l'ouverture variable d'écoulement entre les deux réservoirs) et la valve B (de débordement). Ensuite, nous

varions la tension d'alimentation de la pompe. Dès que, le flotteur indique la valeur 400 cm<sup>3</sup>/min pour le débit, on note la valeur de la tension correspondante. Cette procédure est répétée pour des grandes valeurs de débit (d'une manière croissante) et chaque fois nous prenons la tension correspondante jusqu'à la valeur maximale du débit 4400 cm<sup>3</sup>/min.

Lorsque le débit maximum est atteint, on répète la même procédure mais dans la direction inverse (décroissante) de 4400 cm<sup>3</sup>/min jusqu'à 0 cm<sup>3</sup>/min. Les résultats obtenus sont donnés dans le tableau II.3.

**gain**  $K_h$  : Dans ce cas, on ferme les deux valves A et B et on fixe la tension d'alimentation de la pompe à une petite valeur, et on laisse le réservoir se remplir. Lorsque le niveau du liquide atteint 50mm on prend la tension correspondante. Ainsi de suite, jusqu'au niveau 250mm avec un incrément de 50mm.

Lorsque le niveau 250mm est atteint, on arrête l'alimentation ( $u = 0$ ) et on ouvre la valve B jusqu'à ce que le liquide commence à diminuer et on prend les tensions correspondantes à chaque niveau (le niveau dans ce cas est décroissant). La même procédure a été faite sur le deuxième réservoir et pratiquement les mêmes résultats ont été obtenus (voir tableau II.1).

Débit (cm <sup>3</sup> /min)	La tension (V)	
	Croissante	Décroissante
0	<1.2	<1.1
400	2.4	2.3
1000	4.29	4.22
1500	5.26	5.24
2000	6.38	6.23
2500	7.46	7.34

3000	8.44	8.31
3500	9.3	9.26
40000	10.36	10.2

**TAB.II.1.** La relation entre la tension d'alimentation et le débit d'entrée.

Le niveau (mm)	La sortie de capteur (V)	
	Croissante	Décroissante
0	0.1	0.1
50	2.1	2.12
100	4.18	4.22
150	6.25	6.3
200	8.3	8.34
250	10.3	10.3

**TAB.II.2.** La relation entre la tension indiquée par le capteur et le niveau dans le réservoir.

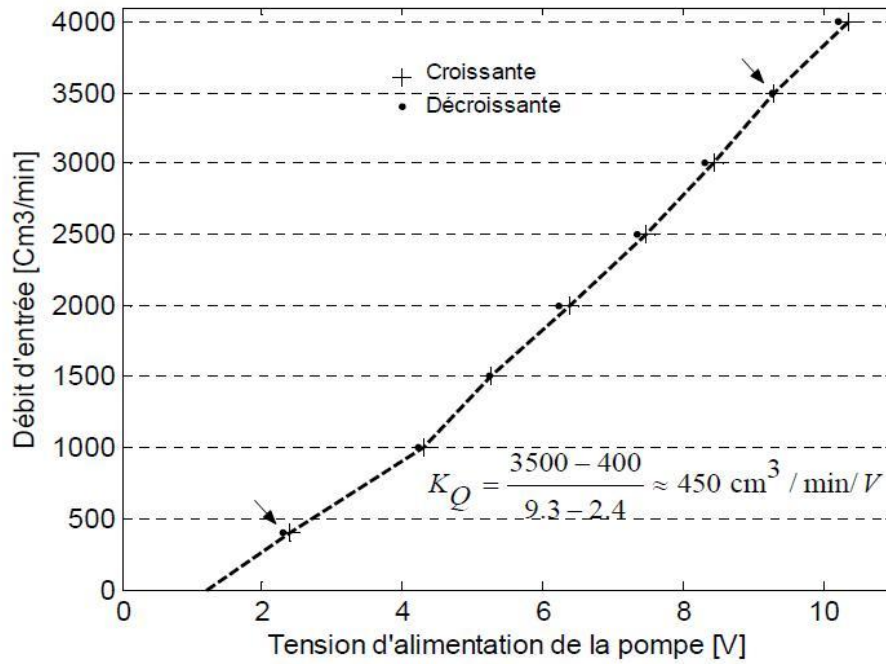


FIG.II.4. Variation du débit en fonction de la tension d'alimentation de la pompe.

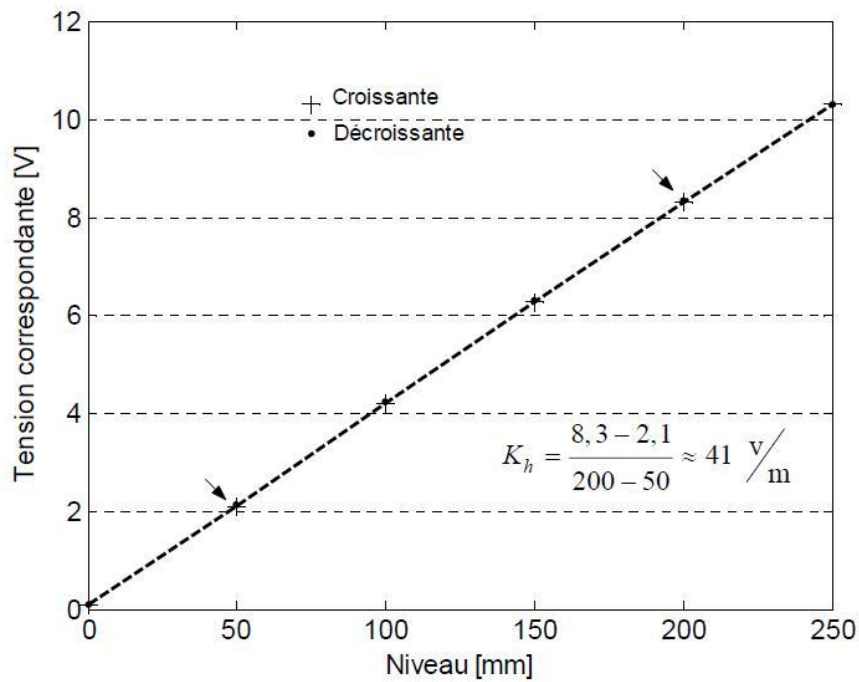


FIG.II.5. La tension indiquée par le capteur en fonction du niveau du liquide.

## II.2. Simplification de la modèle

Comme nous l'avons présenté au paragraphe précédent, le modèle qui décrit le comportement du système CE105 est le suivant :

$$\begin{cases} \dot{h}_1 = \frac{1}{A}(-S_n \cdot a_{12} \cdot \sqrt{2g(h_1 - h_2)} + K_Q \cdot u) \\ \dot{h}_2 = \frac{1}{A}(S_n \cdot a_{12} \cdot \sqrt{2g(h_1 - h_2)} - S_n \cdot a_0 \cdot \sqrt{2g \cdot h_2}) \end{cases} \quad (\text{II.7})$$

Avec :

- $A$  : la section de chaque réservoir ;
- $K$  : le gain de la pompe ;
- $u$  : la tension d'alimentation de la pompe.

Pour ce système, on définit le modèle d'état avec  $[x_1, x_2]^T = [h_2, h_1]^T$  et  $y = K_h \cdot x_1$ .

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \frac{1}{A}(S_n \cdot a_{12} \cdot \sqrt{2g(x_2 - x_1)} - S_n \cdot a_0 \cdot \sqrt{2g \cdot x_1}) \\ \dot{x}_2 = \frac{1}{A}(-S_n \cdot a_{12} \cdot \sqrt{2g(x_2 - x_1)} + K_Q \cdot u) \\ \text{et} \\ y = K_h \cdot x_1 \end{cases} \quad (\text{II.8})$$

En choisissant  $\beta_1 = \frac{S_n \cdot a_{12} \cdot \sqrt{2g}}{A}$  ,  $\beta_2 = \frac{S_n \cdot a_0 \cdot \sqrt{2g}}{A}$  ,  $K_u = K_Q/A$  .

Le modèle simplifié devient :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \beta_1 \cdot \sqrt{(x_2 - x_1)} - \beta_2 \cdot \sqrt{x_1} \\ \dot{x}_2 = -\beta_1 \cdot \sqrt{(x_2 - x_1)} + K_u \cdot u \\ \text{et} \\ y = K_h \cdot x_1 \end{cases} \quad (\text{II.9})$$

$$\Rightarrow \begin{cases} \dot{x}_1 = f_1(x_1, x_2) \\ \dot{x}_2 = f_2(x_1, x_2) + K_u \cdot u \\ \text{et} \\ y = K_h \cdot x_1 \end{cases} \quad (\text{II.10})$$

Avec les notations suivantes :

$$\begin{cases} X = [x_1, x_2]^T \\ f_1(x_1, x_2) = \beta_1 \cdot \sqrt{(x_2 - x_1)} - \beta_2 \cdot \sqrt{x_1} \\ f_2(x_1, x_2) = -\beta_1 \cdot \sqrt{(x_2 - x_1)} \end{cases} \quad (\text{II.11})$$

**Remarque II.1 :** Nous pouvons étudier le système *CE105* comme étant un système linéaire (autour d'un point de fonctionnement) ou bien non linéaire (dans de large domaine de fonctionnement), et avec couplage ou non ([1]). Ceci, suivant les positions des valves (A, B, C).

Dans notre travail, nous avons opté pour le cas où le système est non linéaire et couplé (avec la valve B fermée). Pour cette configuration le système est appelé “*CE105 à réservoirs couples*”.

**CHAPITRE III**

**ASPECTS THEORIQUES DE**

**LA COMMANDE À STRUCTURE**

**VARIABLE**

## ASPECTS THEORIQUES DE LA COMMANDE À STRUCTURE VARIABLE

### III.1. Introduction

Ce chapitre a pour but de fournir les éléments fondamentaux du formalisme d'une commande à structure variable. Tout d'abord, nous présenterons brièvement le principe de cette commande, et les conditions sous lesquelles un régime glissant apparaît sur la surface de commutation. Nous nous intéresserons ensuite à la dynamique du système réduit (lorsque le système est au voisinage de la surface) et à sa robustesse "naturelle" vis-à-vis d'une certaine classe de perturbation. Enfin, nous étudierons le problème de l'implantation numérique des modes glissants. Les limites de la commande par modes glissants apparaissent alors clairement. Effectivement, la commande par commutation peut exciter des dynamiques parasites et dégrader les performances du système. Plusieurs solutions seront alors envisagées.

Et finalement, nous présenterons les différentes structures de contrôle par modes glissants.

Dans un souci de clarté, nous nous intéresserons à la classe des systèmes non linéaires mono entrée et affine en la commande. Cependant, tous les résultats présentés peuvent être étendus aux systèmes de la forme  $\dot{x} = f(x, u)$  où  $u \in \mathfrak{R}^m$

### III.2. Principe de fonctionnement

L'idée de base de la commande par régime glissant est premièrement d'attirer les états du système dans une région convenablement sélectionnée, puis de concevoir une loi de commande qui maintiendra toujours le système dans cette région. En résumé, une commande par régime glissant est divisée en deux parties([2, 3, 4]) (voir Figure III.1) :

- détermination d'une région d'espace d'état telle qu'une fois que le système se trouve dans cette région, il ait le comportement désiré.
- définition d'une loi de commande qui conduise le système jusqu'à cette région d'espace d'état.

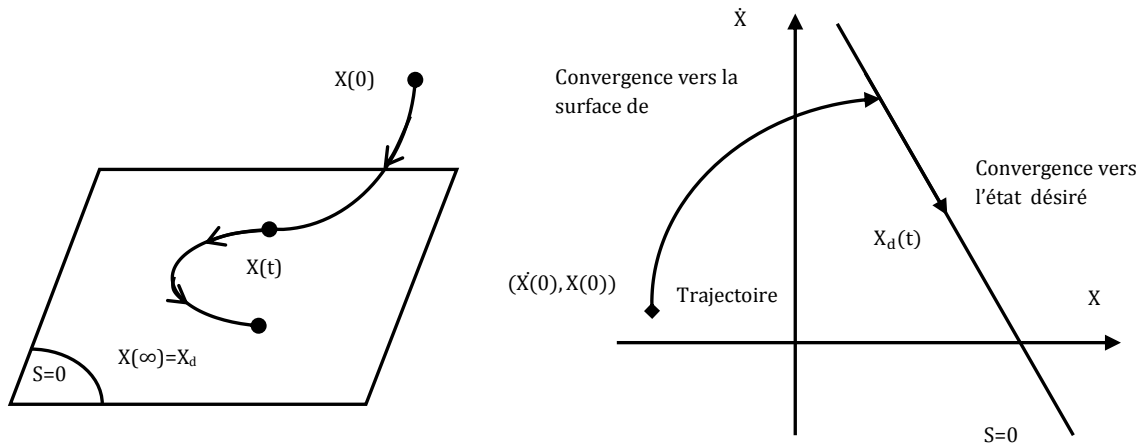


FIG.III.1 Convergence du système glissant.

Les deux composants de la commande sont :

$$u = u_{eq} + u_{glis} \tag{III.1}$$

$u_{eq}$  : La commande équivalente ou nominale est déterminée par le modèle du système, dans ce cas il s’agit d’un modèle en immersion linéaire ou non linéaire. Cette partie est conçue avec la méthode de la commande équivalente, dont le principe est basé sur la détermination du comportement du système lorsqu’il est sur la surface de glissement  $s$  soit ( $s = 0$ ).  $u_{glis}$  :

Le glissement est utile pour compenser les incertitudes du modèle. Il est constitué de

la fonction signe “*sign*” de la surface de glissement  $s$ , multipliée par une constante  $K_{glis}$ . La surface de glissement est définie dans l’espace d’état des erreurs afin de garantir la convergence des états.

### III.3. Définition du régime glissant

Soit le système non-linéaire, affine en l’entrée, défini par

$$\dot{x} = f(x) + g(x)u \tag{III.2}$$

Où  $x = (x_1, \dots, x_n)^T$  appartient à  $\chi$ , qui est soit une variété différentiable, soit un ensemble ouvert de  $\mathfrak{R}^n$ ,  $u : \mathfrak{R}^n \rightarrow \mathfrak{R}$  représente l’entrée, qui peut éventuellement dépendre du temps,  $f$  et  $g$  sont des champs de vecteurs suffisamment différentiables, définis sur  $\chi$ . On définit également  $s$ , une fonction suffisamment différentiable,  $s : \chi \times \mathfrak{R}^+ \rightarrow \mathfrak{R}$ , telle que  $\frac{\partial s}{\partial x}$  soit non nulle sur  $\chi$ , L’ensemble

$$S = \{x \in \chi : s(t, x) = 0\}, \quad (\text{III.3})$$

représente alors une sous-variété de  $\chi$  de dimension  $(n - 1)$ , appelée par la suite surface de glissement ou de commutation ou encore contrainte. La fonction  $s$ , quant à elle, sera dénommée fonction de glissement ou de commutation.

**Remarque III.1 :** Les systèmes étudiés ici sont donc régis par des équations différentielles impliquant des termes discontinus. La théorie classique des équations différentielles ordinaires ne permet pas de décrire le comportement des solutions dans de tels cas et il faut alors se reporter à la théorie des inclusions différentielles ([6, 7]) et aux solutions au sens de Filippov ([8]).

**Remarque III.2 :** Le nom donné à la commande à structure variable est dû, en fait, à la possibilité que *la commande  $U$  change de structure*. Un des moyens de changer la structure du système est de considérer différents contrôleurs dans différentes parties de l'espace d'état du système. Pour notre cas, en considérant le cas où la loi de commande commute sur la surface  $s(x) = 0$ .

**Définition III.1 :** ([4]), On dit qu'il existe un régime glissant idéal sur  $S$  s'il existe un temps fini  $t_s$ , tel que la solution de (III.1) satisfasse  $s(t, x) = 0$  pour tout  $t \geq t_s$ .

Des conditions suffisantes permettent de garantir l'existence d'un régime glissant. La surface de glissement doit être localement attractive, ce qui peut se traduire mathématiquement par :

$$\lim_{s \rightarrow 0^+} \frac{\partial s}{\partial x} (f + gu^+) < 0 \quad \text{et} \quad \lim_{s \rightarrow 0^-} \frac{\partial s}{\partial x} (f + gu^-) > 0 \quad (\text{III.4})$$

Géométriquement, ces conditions expriment le fait que, localement autour de la surface, les projections des champs de vecteurs  $(f + gu^+)$  et  $(f + gu^-)$  sur le gradient de  $s$  sont de signes opposés (Voir Figure III.2). De plus, les champs de vecteurs de commande sont localement orientés vers la surface  $s$ . Ainsi, une fois la surface interceptée, les trajectoires restent dans un  $\varepsilon$ -voisinage de  $s$ , et on dit que le régime glissant est idéal si on a exactement

$s(t, x) = 0$ . La condition (III.4) est plus souvent rencontrée sous la forme :

$$\dot{s} < 0, \quad (\text{III.5})$$

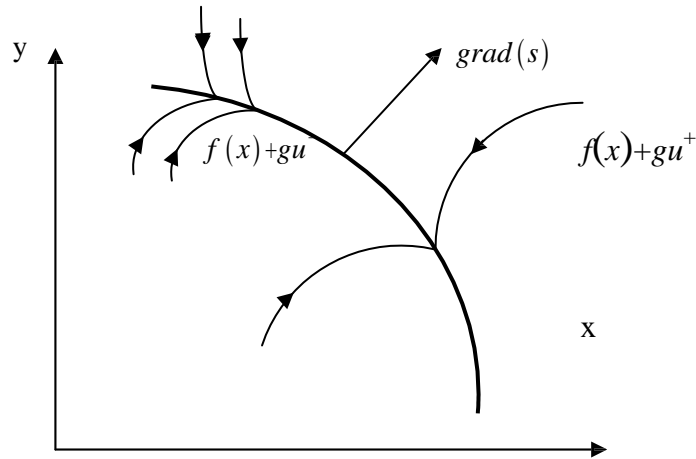
Et est appelée condition d'attractivité ([9]). Toutefois, cette dernière condition n'implique pas que la surface est atteinte en temps fini. Une condition plus forte :

$$\dot{s}s \leq -\eta |s|, \quad (\text{III.6})$$

Appelée condition de  $\eta$ - attractivité, est plus souvent utilisée. La commande  $u$  est construite de façon à ce que les trajectoires du système soient amenées vers la surface de glissement et soient ensuite maintenues dans un voisinage de celle-ci.  $u$  est une loi de commande à structure variable définie comme suit :

$$u = \begin{cases} u^+(x) & \text{si } s(t,x) > 0 \\ u^-(x) & \text{si } s(t,x) < 0 \end{cases}, u^+ \neq u^- \quad (\text{III.7})$$

$u^+$  et  $u^-$  étant des fonctions continues. Il est à noter que c'est le caractère discontinu de la loi de commande qui permet d'obtenir une convergence en temps fini sur la surface ainsi que des propriétés de robustesse vis-à-vis de certaines perturbations (cet aspect sera évoqué par la suite).



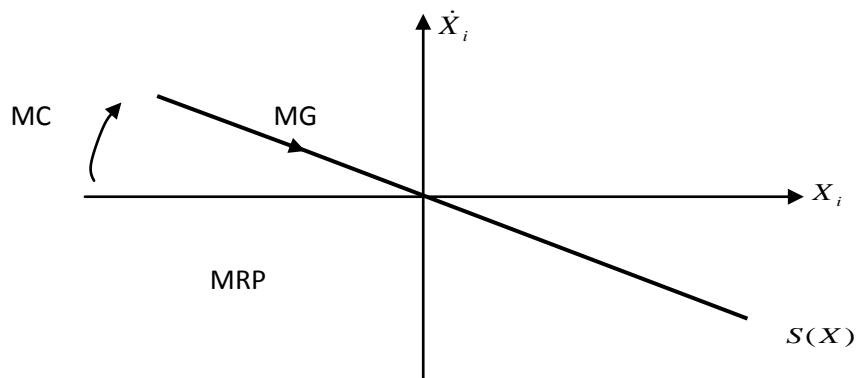
**FIG.III.2** Attractivité de la surface

### III.4. Les modes de la trajectoire dans le plan de phase

La technique de la commande par mode glissant consiste à ramener la trajectoire d'état d'un système vers la surface de glissement et de la faire commuter à l'aide d'une logique de commutation approprié jusqu'au point d'équilibre,.

Cette trajectoire est constituée de trois parties distinctes, Fig. (III.3) :

- **Mode de convergence (MC)** : Dont la variable à réguler se déplace à partir du point d'équilibre initial, en d'autres termes c'est le comportement durant lequel la variable à réguler se déplace à partir d'un état initial vers la surface de commutation.
- **Mode de régime permanent (MRP)** : Il est nécessaire pour l'étude du comportement d'un système autour du point d'équilibre.
- **Mode de glissement (MG)** : C'est le mouvement (comportement) du système le long de la surface de commutation. La dynamique dans ce mode du choix de la surface de glissement. Il apparaît quand la commande ramène l'état  $x$  sur la surface de commutation et s'efforce de l'y maintenir, ([10]).



**FIG.III.3** Les modes de trajectoire dans le plan de phase.

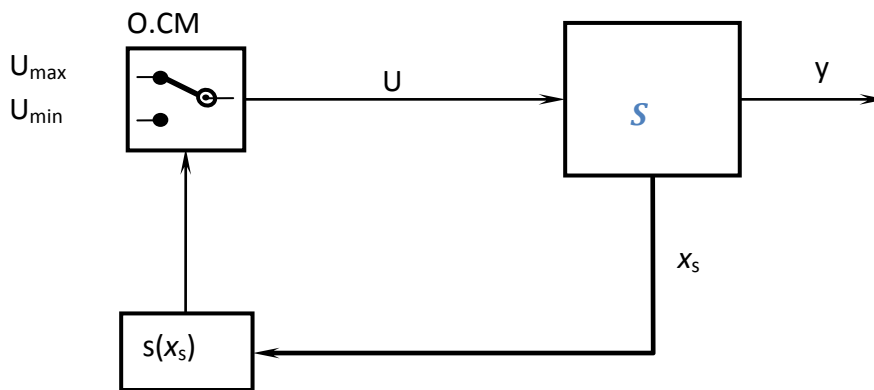
### III.5. Système à structure variable

Dans les systèmes à structure variable utilisant la commande par mode de glissement, on peut trouver trois configurations de base pour la synthèse des différentes commandes. La première correspond à la structure la plus simple où la commutation a lieu au niveau de l'organe de commande lui-même. On l'appellera, structure par commutation au niveau de l'organe de commande. La deuxième structure fait intervenir la commutation au niveau d'une contre-réaction d'état. Enfin, la dernière structure est une structure par commutation au niveau de l'organe de commande avec ajout de la " commande équivalente ". Cette dernière structure est retenue pour la suite de notre étude.

#### III.5.1. Structure par commutation au niveau de l'organe de commande

Dans ce cas l'organe de commande (O.CM) doit être conçu de sorte que la grandeur de commande  $u$  ne prenne que les deux valeurs  $U_{max}$  et  $U_{min}$ . La commutation entre ces deux valeurs est imposée par la loi de commutation selon :

$$U = \begin{cases} U_{max} & \text{si } s(x) > 0 \\ U_{min} & \text{si } s(x) < 0 \end{cases} \quad (\text{III.8})$$



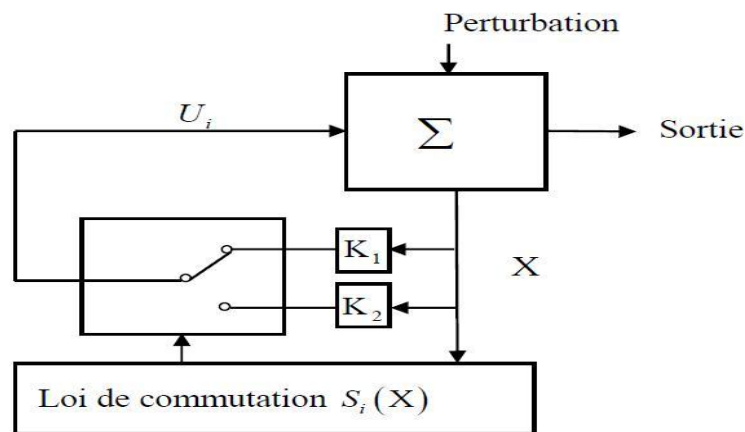
**FIG.III.4** Structure de régulation par commutation au niveau de l'organe de commande

Cette configuration nécessite un organe de commande qui possède une action à deux positions avec une commutation rapide d'une position à l'autre. L'électronique de puissance met à disposition un organe de commande qui répond parfaitement aux exigences posées ; c'est le variateur de courant continu à pulsation ; ce dernier est utilisé pour

alimenter des moteurs à courant continu, il y a aussi des onduleurs monophasés ou triphasés à pulsation, qui sont employés pour l'alimentation du stator des machines à courant alternatif.

### III.5.2. Structure par commutation au niveau d'une contre réaction d'état

Nous pourrions consulter le schéma d'une telle structure sur la figure III.5. D'après les études menées précédemment ([13]), c'est la structure la moins exigeante au niveau de la sollicitation de la commande. Elle a été mise en oeuvre dans la commande de moteurs à courant continu et à aimants permanents, ainsi que dans la commande de machines à induction. Un ouvrage a été consacré à ce type de commande ([14]). Elle s'appuie sur la commande par contre réaction d'état classique où le réglage de la dynamique du système est réalisé par les gains de réglage. La non linéarité provient de la commutation entre les gains donc on crée une commutation au niveau de la dynamique du système.



**FIG.III.5** Structure de régulation par commutation au niveau de la contre réaction d'état

### III.5.3. Structure de régulation avec ajout de la commande équivalente

Une telle structure dont le principe est montrée sur la figure III.6, présente un réel avantage. Elle permet de prépositionner l'état futur du système grâce à la commande équivalente qui n'est rien d'autre que la valeur désirée du système en régime permanent.

L'organe de commande est beaucoup moins sollicité, mais on est plus dépendant des variations paramétriques du fait de l'expression de cette commande équivalente.

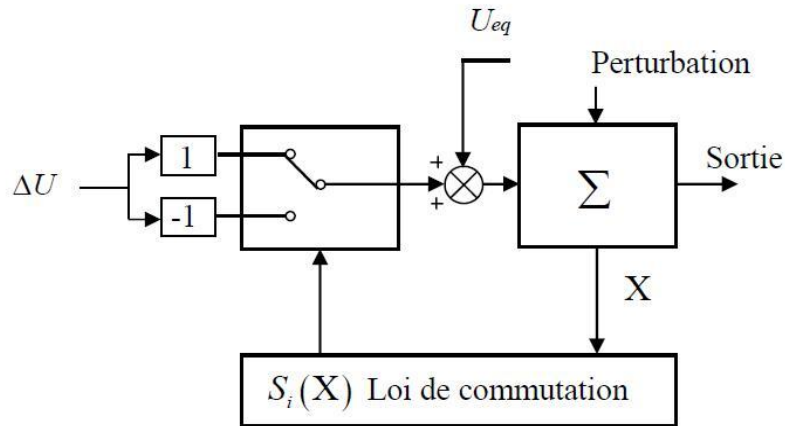


FIG.III.6 Structure de régulation par ajout de la commande équivalente

### III.6. Etude de la dynamique glissante du système

#### III.6.1 Condition d'invariance de la surface

Pour déterminer la dynamique du système lorsque celui ci évolue idéalement sur la surface, Utkin a développé la méthode dite de la commande équivalente([4]).

Exprimons tout d'abord, les conditions d'invariance de la surface c'est-à-dire :

$$\begin{cases} s(x) = 0 \\ \dot{s}(x) = 0 \end{cases} \quad (III.9)$$

Il vient naturellement l'équation suivante :

$$\frac{\partial s}{\partial x} (f(x) + g(x)u_{eq}) = 0, \quad (III.10)$$

Où  $u_{eq}$  est une fonction continue de  $\chi \rightarrow \Re$  appelée commande équivalente. Elle est donc

Définie par l'équation suivante :

$$u_{eq} = -\left(\frac{\partial s}{\partial x} g(x)\right)^{-1} \frac{\partial s}{\partial x} f(x), \quad (III.11)$$

**Lemme III.1 :** ([15]), la commande équivalente est bien définie si et seulement si

$$\frac{\partial s}{\partial x} g(x) \neq 0, \quad (\text{III.12})$$

**Remarque III.3 :** Cette dernière équation appelée condition de transversalité, est essentielle à la synthèse d'une commande à structure variable. Elle a une signification géométrique très simple. Pour contraindre le système à converger vers la surface et à y rester, il ne faut pas que le champ de vecteurs  $g(x)$  soit tangent à  $s(x)$ . Cependant, ce n'est qu'une condition nécessaire à l'établissement d'un régime par mode glissant local ([15]).

Le lemme suivant propose quant à lui des conditions nécessaires et suffisantes de l'existence d'un régime glissant local sur  $s(x) = 0$ .

**Lemme III.2 :** Un régime glissant sur  $S$  est établi localement si et seulement si, pour  $x \in S$ ,

$$u_{min} < u_{eq} < u_{max}, \quad (\text{III.13})$$

Ces deux inéquations dérivent des conditions nécessaires et suffisantes (III.4) et (III.12).

## III.6.2. Dynamiques du mode glissant idéal

### III.6.2.1. Méthode de la commande équivalente

D'après l'expression de la commande équivalente, nous pouvons alors exprimer la dynamique du système en boucle fermée par :

$$\begin{cases} \dot{x}_e = f(x_e) - g(x_e) \left( \frac{\partial s(x_e)}{\partial x} g(x_e) \right)^{-1} \frac{\partial s}{\partial x} f(x_e), \\ s(x_e) = 0 \end{cases}, \quad (\text{III.14})$$

**Remarque III.4 :** Du fait de la contrainte algébrique  $s(x_e) = 0$ , les trajectoires du système en régime de glissement sont gouvernées par un nombre réduit d'équations différentielles.

**Remarque III.5 :** La dynamique du système en mode glissant peut s'écrire sous la forme suivante :

$$\begin{cases} \dot{x}_e = H(x_e) f(x_e) \\ s(x_e) = 0 \end{cases}, \quad (\text{III.15})$$

Où

$$H: \begin{cases} \chi \rightarrow \mathfrak{R}^{n-1} \\ x_e \rightarrow H(x_e) = (I_{n-1} - g(x_e) \left[ \frac{\partial s(x,t)}{\partial x} g(x_e) \right]^{-1} \frac{\partial s}{\partial x}) \end{cases}, \quad (\text{III.16})$$

Est un opérateur de projection qui envoie  $x(t)$  sur la surface  $s(x,t) = 0$  parallèlement aux champs de vecteurs  $g(x)$ . effectivement, H vérifie :

$$\begin{aligned} H(x_e) \circ H(x_e) &= H(x_e) \\ H(x_e)g(x_e) &= 0 \end{aligned}, \quad (\text{III.17})$$

### III.6.2.2. Résolution de Filippov

Dans cette partie, on va présenter une autre manière de définir cette dynamique en utilisant le formalisme des inclusions différentielles. Nous considérons le système non-linéaire suivant :

$$\dot{x} = f(x) + g(x)u, \quad (\text{III.18})$$

où  $x$ , le vecteur d'état, appartient à  $\subset \mathfrak{R}^n$ ,  $f$  et  $g$  sont des champs de vecteurs dépendant de  $x$  que nous considérons suffisamment différentiables,  $u: \chi \rightarrow \mathfrak{R}$  est la commande du système.

$$u = \begin{cases} u^+(x) & \text{si } s > 0 \\ u^-(x) & \text{si } s < 0 \end{cases}, \quad (\text{III.19})$$

Et  $s$  est la surface de glissement.

Les trajectoires du système sur la surface  $s$  ne sont pas clairement définies puisque le vecteur de commande  $u$  n'est pas défini pour zéro. Filippov a défini une solution à ce problème en termes d'inclusion différentielle([16]).

La surface de glissement sépare l'espace d'état en deux régions  $f^+(x)$ , et  $f^-(x)$ . Où,

$$\begin{cases} f^+(x) = f(x) + g(x)u^+(t) \\ f^-(x) = f(x) + g(x)u^-(t) \end{cases}, \quad (\text{III.20})$$

La résolution de Filippov assume ces deux régions constantes dans un petit intervalle

$(t, t + \Delta t)$ , pour un point  $x$  sur la surface de glissement  $= 0$ .

Nous savons qu'un intervalle de temps  $\Delta t$  est formé par deux intervalles  $\Delta t_1$  et  $\Delta t_2$  de la façon suivante  $\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2$ , avec  $u = u^+$  pour le premier intervalle  $\Delta t_1$  et  $u = u^-$  pour le deuxième  $\Delta t_2$ . Alors l'incrément du vecteur d'états après l'intervalle de temps  $\Delta t$  est calculé comme suit :

$$\Delta x = f^+ \Delta t_1 + f^- \Delta t_2 \quad (\text{III.21})$$

La moyenne du vecteur d'états est :

$$\frac{\Delta x}{\Delta t} = \dot{x} = \alpha_{fil} f^+ + (1 - \alpha_{fil}) f^- \quad (\text{III.22})$$

Où  $\alpha_{fil} = \frac{\Delta t_1}{\Delta t}$  est le temps relatif que la commande prend pour atteindre la valeur  $u^+$  et  $(1 - \alpha_{fil})$  est le temps relatif pour atteindre la valeur  $u^-$ . L'équation (III.22) représente l'expression du mouvement pendant le régime glissant. Puisque, la trajectoire des états pendant le régime glissant est sur la surface  $= 0$ , le paramètre  $\alpha_{fil}$  doit être sélectionné de sorte que le vecteur vitesse du système (III.22) soit sur le plan tangent à la surface de glissement où,

$$\dot{s} = \text{grad}[s(x)].\dot{x} = \text{grad}[s(x)][\alpha_{fil} f^+ + (1 - \alpha_{fil}) f^-] \quad (\text{III.23})$$

Avec :

$$\text{grad}[s(x)] = \left[ \frac{\partial s}{\partial x_1} \dots \frac{\partial s}{\partial x_n} \right]$$

La solution de (III.23) est donnée par :

$$\alpha_{fil} = \frac{\text{grad}(s).f^-}{\text{grad}(s).(f^- - f^+)} \quad (\text{III.24})$$

Si, on fait le remplacement de (III.24) dans (III.22) nous avons l'équation suivante de glissement:

$$\dot{x} = f_{sm}, f_{sm} = \frac{\text{grad}(s).f^-}{\text{grad}(s).(f^- - f^+)} f^+ - \frac{\text{grad}(s).f^+}{\text{grad}(s).(f^- - f^+)} f^- \quad (\text{III.25})$$

Donc, la dynamique de système au mode glissant idéal (la dynamique équivalente), au sens de Filippov ([8]), est définie par :

$$\frac{dx(t)}{dt} = \left[ \frac{\langle ds, f^- \rangle}{\langle ds, (f^- - f^+) \rangle} \right] f^+ - \left[ \frac{\langle ds, f^+ \rangle}{\langle ds, (f^- - f^+) \rangle} \right] f^- \tag{III.26}$$

Par conséquent la solution  $x$  reste sur la surface  $s$ . Les valeurs que prend  $f(x, t)$  dans un voisinage de  $s$  génèrent des solutions contraintes à glisser sur la surface de glissement, voir la figure III.7.

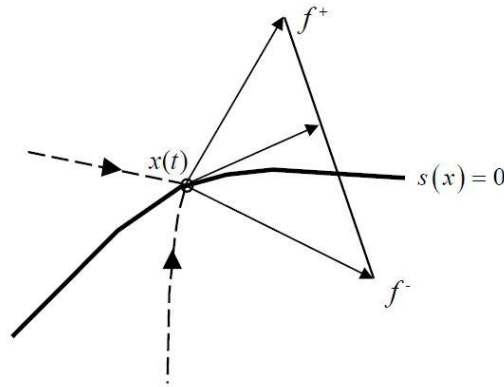


FIG.III.7 Concept de résolution de Filippov.

Toutefois, les méthodes de Filippov et Utkin ne sont, en général, pas équivalentes ainsi que le montre l'exemple suivant :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = -2.1x_2 + 4ux_1 \\ \dot{x}_2 = -1.1x_1 + 4u^2x_1 \end{cases}, \tag{III.27}$$

$$s(x) = x_1 + x_2, \tag{III.28}$$

$$u = \begin{cases} -1 & \text{si } s(t, x) > 0 \\ +1 & \text{si } s(t, x) < 0 \end{cases}, \tag{III.29}$$

La méthode de la commande équivalente donne:  $\dot{s} = 0 = (1 + 4u + 4u^2)x_1$ , c'est-à-dire  $u_{eq} = -\frac{1}{2}$  et donc la dynamique de glissement  $\dot{x}_1 = 0.1x_1$  et  $x_1 + x_2 = 0$ . Par contre, par la méthode de Filippov, on obtient :

$$\begin{cases} \dot{x} = \alpha_{fil} f^+(x) + (1 - \alpha_{fil}) f^-(x) \\ \text{avec} \\ \alpha_{fil} = \left[ \frac{\langle ds.f^-(x) \rangle}{\langle ds.(f^- - f^+) \rangle(x)} \right] = \frac{1}{4x_1} \end{cases} \quad (\text{III.30})$$

Soit  $\dot{x}_1 = -2.9x_1$  et  $x_1 + x_2 = 0$  (avec la condition supplémentaire  $x_1 > \frac{1}{4}$  car  $\alpha_{fil}$  doit être inférieur à 1). Cet exemple pose le problème du choix de la théorie à employer lors de l'étude d'un système différentiel à second membre discontinu. Ces deux méthodes donnent néanmoins des solutions identiques sous certaines conditions([17]).

### III.6.3. Signification physique de la commande par modes glissants

déalement, la commande discontinue (III.7) peut osciller à une fréquence infinie. Or, lors de l'implantation réelle de cette commande, du fait des imperfections des actionneurs (retards, hystérésis) ou de l'échantillonnage, celle ci s'exprime alors comme la somme d'une composante basse fréquence  $u_{BF}$  et d'une composante haute fréquence  $u_{HT}$ :  $u_{réel}(t) = u_{BF}(t) + u_{HT}(t)$ . Cette dernière est filtrée par le système réel. Ainsi, en régime de glissement, seule la composante  $u_{BF}(t)$  agit sur le système.

Ce signal moyen  $u_{BF}(t)$  coïncide avec la commande équivalente  $u_{eq}$ ([5]). Nous pouvons le mesurer en filtrant les composantes hautes fréquences de  $u_{réel}$ . Ainsi, par exemple,  $u_{BF}$  est la sortie du filtre passe-bas représenté par l'équation différentielle suivante :

$$\tau \dot{u}_{BF}(t) + u_{BF}(t) = u_{réel}(t), \text{ avec } \tau \ll 1. \quad (\text{III.31})$$

C'est pourquoi, l'élaboration d'une commande à structure variable consiste souvent à ajouter à la composante haute fréquence (qui assure la convergence en temps fini vers la surface), une composante à basse fréquence qui n'est rien d'autre que la commande équivalente. La commande par modes glissants s'écrit alors :

$$u(t) = u_{eq}(t) + \bar{u}(x) \text{signe}(s). \quad (\text{III.32})$$

### III.7. Propriétés de robustesse

De nombreuses techniques de commande ont été développées de façon à être robustes vis-à-vis des incertitudes sur les systèmes considérés. La plupart d'entre elles sont basées sur des

méthodes adaptatives, reposant aussi bien sur l'identification ou l'observation, ou sur des méthodes impliquant la stabilité absolue. Bien souvent, elles conduisent à des lois de commande relativement compliquées dont l'implantation se révèle lourde en matière de calculs et de matériels. D'un autre côté, les modes glissants, et ceci peut expliquer l'intérêt croissant pour ces techniques ces dernières années, permettent d'associer qualités de robustesse et réalisation relativement simple.

Reprenons le système (III.2) que l'on suppose maintenant soumis à des perturbations  $p$  pouvant représenter des incertitudes paramétriques sur le terme nominal de dérivé  $f$  ou des perturbations externes indépendantes de l'état :

$$\dot{x} = f(x) + g(x)u + p \quad (III.33)$$

Le théorème suivant permet d'avoir une description des incertitudes auxquelles le régime glissant sera insensible et a été donné dans sa forme première par Drazenovic([18]).

**Théorème 1.1 :** ([15, 4]), Un régime glissant sur  $S$ , du système perturbé (III.33), est indépendant du signal de perturbation  $p$ , si et seulement si celui-ci vérifie

$$p \in Vect\{g(x)\}, \quad (III.34)$$

La condition (III.34) est appelée condition de recouvrement ou "*matching condition*". Il faut noter que le système est insensible à de telles perturbations seulement en régime glissant, mais qu'il reste affecté pendant le régime transitoire, i.e. avant que la surface de glissement ne soit atteinte.

**Preuve :** Puisque la condition (III.34) est vérifiée alors il existe une fonction  $\xi$  telle que  $p = g(x)\xi$ . La preuve découle simplement de la fonction de projection  $H$  qui annule toute contribution des vecteurs engendrés par  $g(x)$  à la dynamique de la trajectoire en mode glissant.

Nous remarquons ici que, si le régime en mode glissant n'est pas affecté par des perturbations vérifiant la condition de recouvrement, il n'en reste pas moins que celles-ci agissent toujours lors de la phase d'établissement du mode glissant. La robustesse est alors assurée par

l'amplitude de la commande discontinue qui “écrase” les perturbations, si celles-ci sont bornées.

### III.8. Le phénomène de réticence

Les trajectoires du système lors de la phase de glissement idéal sont des fonctions continues ne dépendant que de la surface de commutation choisie. Ces trajectoires correspondent au système commandé par un retour statique appelé contrôle équivalent. Cependant, du fait des imperfections technologiques (retard, hystérésis) des actionneurs et des capteurs, le contrôle discontinu ne peut pas osciller idéalement à une fréquence infinie. Alliée aux retards négligés lors de la modélisation du processus physique, la commande discontinue engendre alors une dynamique parasite appelée communément “*chattering*” en anglais, ou phénomène de réticence en français. Celle-ci se caractérise par des oscillations persistantes et à hautes fréquences de la commande (voir figure III.4).

En pratique, de telles oscillations sont quelque fois indésirables car elles peuvent dégrader les performances du système et même le déstabiliser ([19]) en excitant des modes négligés.

Plusieurs techniques ont alors été proposées pour réduire ou éliminer ce phénomène. Les solutions par limitation de la condition de glissement sont les plus utilisées dans les applications en temps réel.

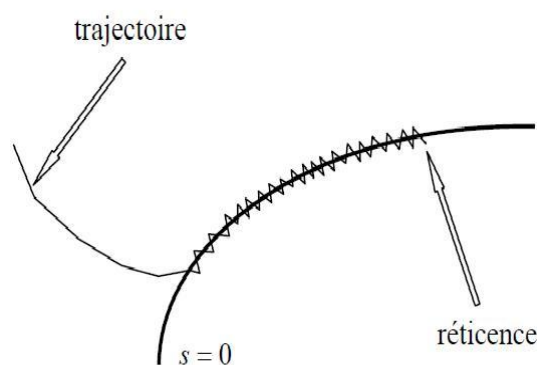


FIG.III.8 Phénomène de réticence

Dans cette section nous allons décrire les techniques de limitation de la condition de glissement. Ces techniques sont basées sur la définition d'une zone autour de la surface  $s$ , à

l'intérieur de laquelle une condition de glissement moins stricte que la condition signe est appliquée. Ainsi, le terme  $sign(s)$  dans la partie du glissement de la commande est souvent remplacé par un terme à variation plus douce, par exemple :

- La forme proposée par Slotine ([20]). Dans cette approche, la fonction signe, dans le voisinage de la surface de commutation, est remplacée par une fonction appelée “ $sat(\cdot)$ ”, telle que :

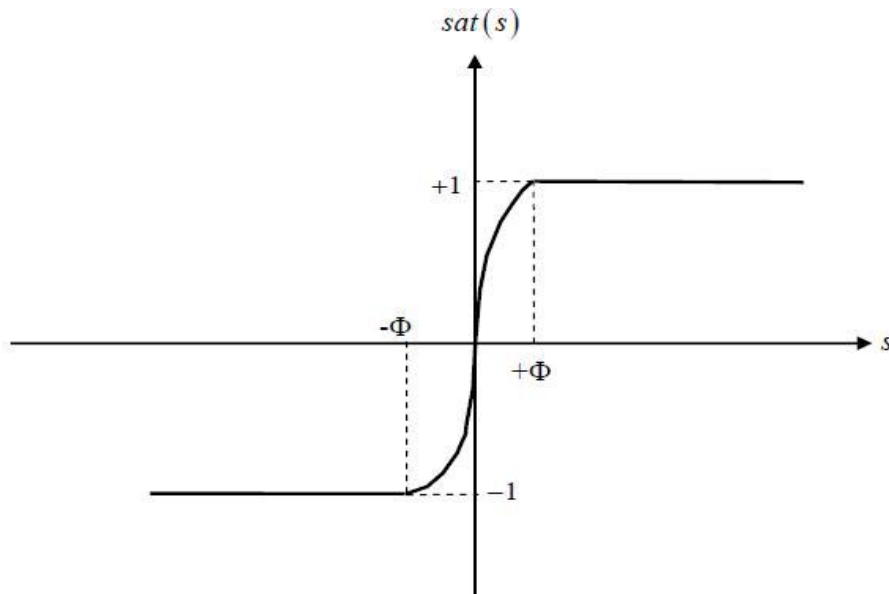
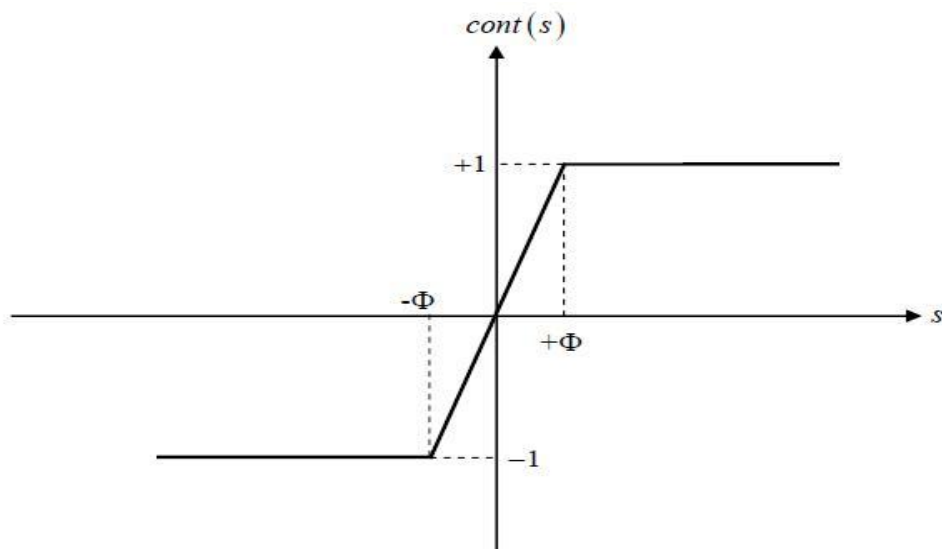
$$sat(s) = \begin{cases} \frac{s}{\Phi} & \text{si } |s| \leq \Phi \\ sign(s) & \text{si } |s| > \Phi \end{cases}, \quad (\text{III.35})$$

qui peut être illustrée par la figure (III.10).

- Dans le même souci, une autre méthode est proposée ([21]). Dans celle-ci, la fonction signe est remplacée par une fonction de lissage appelée “ $cont(\cdot)$ ”, avec :

$$cont(s) = \begin{cases} \frac{s}{|s|+\delta} & \text{si } |s| \leq \Phi \\ sign(s) & \text{si } |s| > \Phi \end{cases}, \text{ avec } \delta > 0. \quad (\text{III.36})$$

La figure (III.9) représente la forme de cette fonction.

**FIG.III.9** Fonction de saturation  $sat$ .**FIG.III.10** Fonction de saturation  $cont$ .

**Remarque III.6 :** ([4]), Toutefois, pour que ces approches soient efficaces, il est nécessaire d'avoir convenablement modélisé les dynamiques négligées des actionneurs. Dans le cas contraire, les propriétés de robustesse, de temps de réponse et les performances du système s'en trouvent souvent dépréciées.

### III.9. Domaine d'application du réglage par mode glissant

La technique du réglage par mode glissant a connu des développements importants dans tous les domaines de la commande. Dans le domaine des commandes hydraulique ou pneumatiques, il existe des valves fonctionnant par tout ou rien qui ne possèdent que deux états stables : ou complètement ouvertes ou fermées. Ces valves admettent des fréquences de commutation de quelques 10 Hz.

Les entraînements électriques pour les machines électriques, ou robots, entraînements qui nécessitent, soit un réglage de la vitesse de rotation, soit un réglage de position. Dans ce cas le comportement dynamique à haute performance et la possibilité de limiter facilement certaines grandeurs (comme le courant et la vitesse de rotation).

Il faut mentionner que dans certains domaines tels que : les processus chimique et métallurgiques, où il y'a des réglages qui font appel à des régulateurs à deux positions, le procédé par mode glissant peut apporter plusieurs avantages qui sont :

- ✓ Imprécision et variation de paramètres : Problème d'identification.
- ✓ Simplification du modèle dynamique du système : Problème de modélisation.
- ✓ Robustesse, rejetant la perturbation.
- ✓ Le choix de la surface de commutation est assez libre.
- ✓ La commande est adoucie par la présence de la commande équivalente.
- ✓ On peut étendre la technique à des surfaces autres que des droites, de dimension quelconques, et à des intersections d'autant de telles surfaces qu'on a des commandes disponibles, ([12]).

### III.10. Conclusion

Dans cette partie, nous avons présenté les idées clés de la commande par modes glissants. Pour différentes raisons, l'exposé sur les modes glissants a été restreint à des systèmes mono-entrée et affine en l'entrée mais l'ensemble des résultats peut s'appliquer, sous certaines conditions, à des systèmes d'ordre plus général. Les principes ont été donnés dans le cas des

régimes glissants classiques : notions de surface invariante et de commande équivalente, conditions d'existence, propriétés de robustesse.

Nous avons opté pour baser notre étude sur la structure de régulation par ajout de la commande équivalente. Puisque, une telle structure, de par sa constitution, est très simple et permet de moins solliciter la commande. Il nous semble en effet naturel d'ajouter la commande équivalente pour *prépositionner le système dans un état désiré permanent et stable*, et de jouer ensuite sur le terme de commutation pour assurer la convergence vers cet état et pour y rester ensuite.

Dans le deuxième chapitre, on s'intéresse à l'application de la commande à structure variable, avec des surfaces de glissements non linéaires, en implantation pour le système hydraulique *CE105* à réservoirs couplés.

**CHAPITRE IV**  
**COMMANDE DU SYSTEME**  
**CE105**

## IV. La synthèse de la loi de commande

### IV.1. Mode de glissement avec les surfaces de glissement non linéaires

L'utilisation des surfaces linéaires dans la synthèse des lois de commande par modes glissants est jugée satisfaisante par les auteurs en termes de stabilité([23]). Toutefois, la dynamique imposée par ce choix est relativement lente et pour surmonter ce problème, nous pouvons utiliser des surfaces de glissement non linéaires.

Dans cette partie, des surfaces non linéaires d'ordre "un" sont proposées pour une classe des systèmes non linéaires dont le degré relatif est  $r = 2$ . Dans la littérature, des approches ont été proposées pour la synthèse de ce type de surfaces. Dans ([24]) la surface proposée est constitué de deux termes, un terme linéaire qui est défini par le critère de stabilité de Herwitz et un autre terme non linéaire utilisé pour améliorer les performances au régime transitoire. Malheureusement cette surface requiert trop de calcul. Pour cela, ses applications sont restreintes pour le cas des systèmes d'ordre supérieur. Un travail intéressant sur la synthèse de surfaces de glissement non linéaires est présenté dans, les surfaces définies, dans ce travail, sont plus générales et plusieurs surfaces proposées dans la littérature nous pouvons les considérer comme des cas particuliers de ce type de surfaces. Dans le paragraphe suivant, nous exposons une surface non linéaire adoptée pour une classe de systèmes. Celle-ci, est inspirée du travail présenté dans([25]).

### IV.2. La synthèse de la loi de commande

#### IV.2.1. La surface de glissement non linéaire proposée

On définit  $S_i$  une surface de glissement non linéaire d'ordre un, par :

$$s_i = \dot{e}_i + \Lambda(e_i) \quad (\text{IV.1})$$

Avec,  $e_i = x_{di} - x_i$  . est l'erreur de poursuite et,  $\Lambda(\cdot)$ , une fonction de classe  $C_1$  . une fonction de Lyapunov ,  $V_i$  est définie par :

$$V_i = \frac{1}{2} e_i^2 \quad (\text{IV.2})$$

Ainsi, la dérivée temporelle  $\dot{V}_i$  est :

$$\begin{cases} \dot{V}_i = e_i \cdot \dot{e}_i \\ \text{ou} \\ \dot{V}_i = -e_i \cdot \Lambda(e_i) \end{cases} \quad (IV.3)$$

et selon le théorème de Lyapunov ,  $S_i = 0$  est asymptotiquement stable si et seulement si  $\dot{V}_i < 0$  .

Alors, il faut déterminer la fonction  $(\cdot)$  , de telle sorte que :

$$e_i \cdot \Lambda(e_i) > 0 \quad \forall e_i \neq 0. \quad (IV.4)$$

Pour ce choix, l'erreur de poursuite  $e_i$  tend au moins asymptotiquement vers Zero ( $e_i(t) \rightarrow 0$  pour  $t \rightarrow \infty$ ). En effet, lorsque  $\Lambda e_i = k_i \cdot e_i$  on est dans le cas linéaire et  $e_i$  Converge exponentiellement vers zéro ( $e_i(t) \rightarrow 0$  avec  $|e_i(t)| < |e_i(0)|$  pour  $t \rightarrow \infty$ )

Dans notre travail, nous définissons la fonction  $\Lambda(\cdot)$  comme étant une fonction

Sigmoïde , avec :

La fonction : $\Lambda(\cdot)$	Le système :
$\begin{cases} \Lambda(x) = \frac{2}{1+e^{-\mu x}} - 1 \\ \text{et} \\ \frac{d\Lambda(x)}{dx} = \frac{\mu}{2} [1 - \Lambda(x)^2] \end{cases} \quad \mu \in \mathfrak{R}$	<p>Système CE105</p>

**TAB.IV.1.** Les fonctions non linéaires du type sigmoïde utilisées

**Définition IV.1 :** fonction sigmoïde ([36]), Pour un  $\varepsilon$  donné,  $0 < \varepsilon < 1$ , une fonction continue  $\Lambda_\varepsilon$  de  $\mathfrak{R} \rightarrow \mathfrak{R}$  est dite une fonction  $\varepsilon$  – sigmoïde si elle vérifie les relations suivantes, pour

$z \in \mathfrak{R}$ :

1.  $\Lambda_\varepsilon(z) \cdot z > 0, z \neq 0$
2.  $\Lambda_\varepsilon(0) = 0$ .
3.  $|z| \leq \varepsilon \Rightarrow |\Lambda_\varepsilon(z)| \geq \frac{|z|}{\varepsilon} (1 - \varepsilon)$  et  $|z| \geq \varepsilon \Rightarrow |1 - \Lambda_\varepsilon(z) \text{sign}(z)| \leq \varepsilon$

Par extension, pour  $x = (x^1, x^2, \dots, x^n)^T$  un vecteur de  $\mathfrak{R}^n$ , nous noterons aussi  $\Lambda_\varepsilon(x)$  le vecteur qui a pour composantes  $(\Lambda_\varepsilon(x^1), \Lambda_\varepsilon(x^2), \dots, \Lambda_\varepsilon(x^n))^T$ .

#### IV.2.1.1. la loi de commande

Dans cette étape, l'objectif est la synthèse d'une loi de commande en utilisant la surface non linéaire proposée à la section précédente, et la sortie  $y(t) = K_h \cdot x_1(t)$  doit suivre au mieux un signal de référence donnée  $y_r(t)$  tout en garantissant la bornitude de l'état  $x_2(t)$  (le niveau  $h_1$  ne doit pas déborder l'intervalle admissible,  $h_1 < h_{max1}$ ) Le degré relatif de ce système est,  $r = 2$ , et pour ceci on définit pour ce système une surface de glissement d'ordre,  $r - 1$ ,

$$s = \dot{e} + \Lambda(e) \quad (\text{IV.5})$$

Avec  $e = K_h \cdot x_1 - y_r$  ou  $e = K_h \cdot h_2 - y_r$  :  $y_r$  c'est une tension (elle est proportionnelle au niveau désiré  $y_{r2} = \frac{y_r}{K_h}$ ).

$\Lambda(\cdot)$  : est choisi comme une fonction du type sigmoïde, telle que :

$$\begin{cases} \Lambda(x) = \frac{2}{1+e^{-\mu x}} - 1 \\ et \\ \frac{d\Lambda(x)}{dx} = \frac{\mu}{2} [1 - \Lambda(x)^2] \end{cases} \quad \mu \in \mathfrak{R} \quad (\text{IV.6})$$

La dérivée temporelle de  $s = \dot{e} + \Lambda(e)$  est  $\dot{s}$ , telle que :

$$\dot{s} = \ddot{e} + \dot{e} \left. \frac{d\Lambda(x)}{dx} \right|_{x=e} \quad (\text{IV.7})$$

Avec :

$$\dot{e} = K_h \cdot f_1(x_1, x_2) - \dot{y}_r ; \quad (\text{IV.8})$$

$$\left. \frac{d\Lambda(x)}{dx} \right|_{x=e} = \frac{\mu}{2} [1 - \Lambda(e)^2] ; \quad (\text{IV.9})$$

$$\ddot{e} = K_h \cdot \left[ \frac{\partial f_1(x_1, x_2)}{\partial x_1} \cdot \dot{x}_1 + \frac{\partial f_1(x_1, x_2)}{\partial x_2} \cdot \dot{x}_2 \right] - \ddot{y}_r ; \quad (\text{IV.10})$$

Ainsi , (IV.7) Devient

$$\dot{s} = K_h \cdot \left[ \beta_1 \cdot \frac{(f_2(x_1, x_2) - f_1(x_1, x_2))}{2 \cdot \sqrt{x_2 - x_1}} - \beta_2 \frac{f_1(x_1, x_2)}{2 \cdot \sqrt{x_1}} \right] + \frac{K_h \cdot \beta_1 \cdot K_u}{2 \cdot \sqrt{x_2 - x_1}} \cdot u + (K_h \cdot f_1(x_1, x_2) - \dot{y}_r) \cdot \frac{\mu}{2} [1 - \Lambda(e)^2] - \dot{y}_r \quad (\text{IV.11})$$

On pose

$$B(X) = K_h \cdot \left[ \beta_1 \cdot \frac{(f_2(x_1, x_2) - f_1(x_1, x_2))}{2 \cdot \sqrt{x_2 - x_1}} - \beta_2 \frac{f_1(x_1, x_2)}{2 \cdot \sqrt{x_1}} \right]$$

$$A(X) = \frac{K_h \cdot \beta_1 \cdot K_u}{2 \cdot \sqrt{x_2 - x_1}}$$

$$C(X) = (K_h \cdot f_1(x_1, x_2) - \dot{y}_r) \cdot \frac{\mu}{2} [1 - \Lambda(e)^2] - \dot{y}_r$$

Finalement, on peut mettre

$$\dot{S} = B(X) + A(X)u + C(X) \quad (\text{IV.12})$$

On définit la fonction de Lyapunov comme :

$$V = \frac{1}{2} s^2 \quad (\text{IV.13}) \quad \text{Sa}$$

dérivée est,  $\dot{V}$  , telle que :

$$\dot{V} = s \cdot \dot{s} \quad (\text{IV.14})$$

De toute évidence, par un choix de  $\dot{s} = -m_1 \cdot \text{sign}(s)$  avec,  $m_1 > 0$  , on trouve :

$$\dot{V} = -m_1 |s| < 0 \quad (\text{IV.15})$$

En tenant compte de ce qui est passé, il suffit de calculer  $u$  pour que :

$$B(X) + A(X)u + C(X) = -m_1 \cdot \text{sign}(s) \quad (\text{IV.16})$$

Donc :

$$u = -A^{-1}(X) \cdot [B(X) + C(X)] - A^{-1}(X) \cdot m_1 \cdot \text{sign}(s) \quad (\text{IV.17})$$

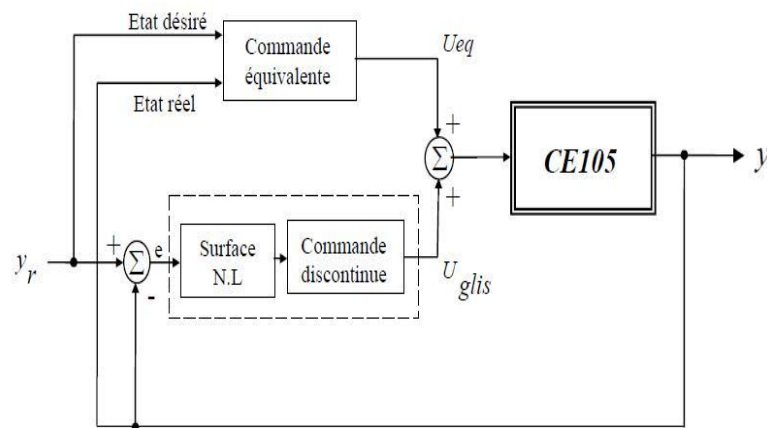
On définit un gain  $K$  positif, tel que :

$$K = \max \left| \frac{m_1}{A(X)} \right| \quad (IV.18)$$

Finalement, la commande est définie par la formule suivante :

$$\begin{cases} u = u_{eq} + u_{glis} \\ u_{eq} = -\frac{(B(X)+C(X))}{A(X)} \end{cases} \text{ avec } u_{glis} = -K \cdot \text{sign}(s) \quad (IV.19)$$

$$\begin{cases} B(X) = K_h \cdot \left[ \beta_1 \cdot \frac{(f_2(x_1, x_2) - f_1(x_1, x_2))}{2 \cdot \sqrt{x_2 - x_1}} - \beta_2 \frac{f_1(x_1, x_2)}{2 \cdot \sqrt{x_1}} \right] \\ A(X) = \frac{K_h \cdot \beta_1 \cdot K_u}{2 \cdot \sqrt{x_2 - x_1}} \\ C(X) = (K_h \cdot f_1(x_1, x_2) - \dot{y}_r) \cdot \frac{\mu}{2} [1 - \Lambda(e)^2] - \ddot{y}_r \end{cases} \quad (IV.20)$$



**FIG.IV.1.** Schéma bloc de la commande VSC avec des surfaces non linéaires appliquée au système hydraulique CE105.

#### IV.2.2. La surface de glissement non linéaire proposée

$$s = \dot{e} + \lambda e \quad , \quad \lambda = 0.2 \quad (IV.21)$$

La dérivée temporelle de  $s = \dot{e} + \lambda e$  est  $\dot{s}$ , telle que :

$$\dot{s} = \ddot{e} + \lambda \dot{e} \quad (IV.22)$$

Avec :

$$\dot{e} = K_h \cdot f_1(x_1, x_2) - \dot{y}_r ; \quad (\text{IV.23})$$

$$\ddot{e} = K_h \cdot \left[ \frac{\partial f_1(x_1, x_2)}{\partial x_1} \cdot \dot{x}_1 + \frac{\partial f_1(x_1, x_2)}{\partial x_2} \cdot \dot{x}_2 \right] - \ddot{y}_r ; \quad (\text{IV.24})$$

Ainsi , (IV.22) Devient

$$\dot{s} = K_h \cdot \left[ \beta_1 \cdot \frac{(f_2(x_1, x_2) - f_1(x_1, x_2))}{2 \cdot \sqrt{x_2 - x_1}} - \beta_2 \frac{f_1(x_1, x_2)}{2 \cdot \sqrt{x_1}} \right] + \frac{K_h \cdot \beta_1 \cdot K_u}{2 \cdot \sqrt{x_2 - x_1}} \cdot u + \lambda \cdot (K_h \cdot f_1(x_1, x_2) - \dot{y}_r) - \ddot{y}_r \quad (\text{IV.25})$$

On pose

$$B(X) = K_h \cdot \left[ \beta_1 \cdot \frac{(f_2(x_1, x_2) - f_1(x_1, x_2))}{2 \cdot \sqrt{x_2 - x_1}} - \beta_2 \frac{f_1(x_1, x_2)}{2 \cdot \sqrt{x_1}} \right]$$

$$A(X) = \frac{K_h \cdot \beta_1 \cdot K_u}{2 \cdot \sqrt{x_2 - x_1}}$$

$$C(X) = \lambda \cdot (K_h \cdot f_1(x_1, x_2) - \dot{y}_r) - \ddot{y}_r$$

Finalement, on peut mettre

$$\dot{S} = B(X) + A(X)u + C(X) \quad (\text{IV.26})$$

De toute évidence, par un choix de  $\dot{s} = -m_1 \cdot \text{sign}(s)$  avec,  $m_1 > 0$  , on trouve :

$$\dot{V} = -m_1 |s| < 0$$

En tenant compte de ce qui est passé, il suffit de calculer  $u$  pour que :

$$B(X) + A(X)u + C(X) = -m_1 \cdot \text{sign}(s)$$

Donc :

$$u = -A^{-1}(X) \cdot [B(X) + C(X)] - A^{-1}(X) \cdot m_1 \cdot \text{sign}(s)$$

On définit un gain  $K$  positif, tel que :

$$K = \max \left| \frac{m_1}{A(X)} \right|$$

Finalement, la commande est définie par la formule suivante :

$$\begin{cases} u = u_{eq} + u_{glis} \\ u_{eq} = -\frac{(B(X)+C(X))}{A(X)} \end{cases} \text{ avec } u_{glis} = -K \cdot \text{sign}(s) \quad (\text{IV.27})$$

$$\begin{cases} B(X) = K_h \cdot \left[ \beta_1 \cdot \frac{(f_2(x_1, x_2) - f_1(x_1, x_2))}{2 \cdot \sqrt{x_2 - x_1}} - \beta_2 \frac{f_1(x_1, x_2)}{2 \cdot \sqrt{x_1}} \right] \\ A(X) = \frac{K_h \cdot \beta_1 \cdot K_u}{2 \cdot \sqrt{x_2 - x_1}} \\ C(X) = \lambda \cdot (K_h \cdot f_1(x_1, x_2) - \dot{y}_r) - \ddot{y}_r \end{cases} \quad (\text{IV.28})$$

### IV.3. Résultats de simulation

Dans cette section, nous présentons les résultats de simulation concernant l'application de la loi de commande par mode de glissement synthétisée précédemment. Ces résultats ont été obtenus en utilisant le modèle mathématique du système hydraulique CE105 à réservoirs couplés avec les paramètres de simulation suivants : la section de chaque réservoir  $A = 9350 \cdot 10^{-6} m^2$  ; la section de chaque valve  $s_n = 78,5 \cdot 10^{-6} m^2$  ; coefficient de décharge  $a_0 = 0,6$  ; coefficient de décharge  $a_{12} = 1$  ; le gain de la pompe  $K_Q = 450 cm^3/min/V$  ; le gain  $K_h = 41 V/m$  ; la période d'échantillonnage  $T = 0.2 sec$  et le temps de simulation  $T_{max} = 900 sec$  ; la constante de gravité  $g = 9.81 m/sec^2$ .

Un gain de commutation  $K = 8$  ; et le paramètre de la surface de glissement  $\mu = 0.5$  . On définit le profil  $y_r$  (voir figure IV.2), comme étant une consigne pour la sortie  $y = K_h \cdot x_1$ . Cette référence est proportionnelle au niveau désiré dans le deuxième réservoir, telle que  $h_{r2} = \frac{y_r}{K_h}$ , Les résultats sont montrés sur les figures IV.4, IV.5.

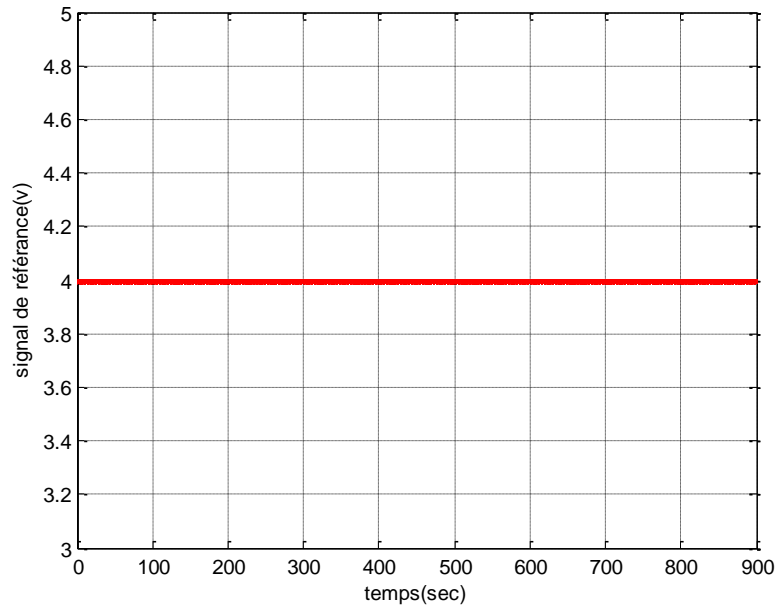
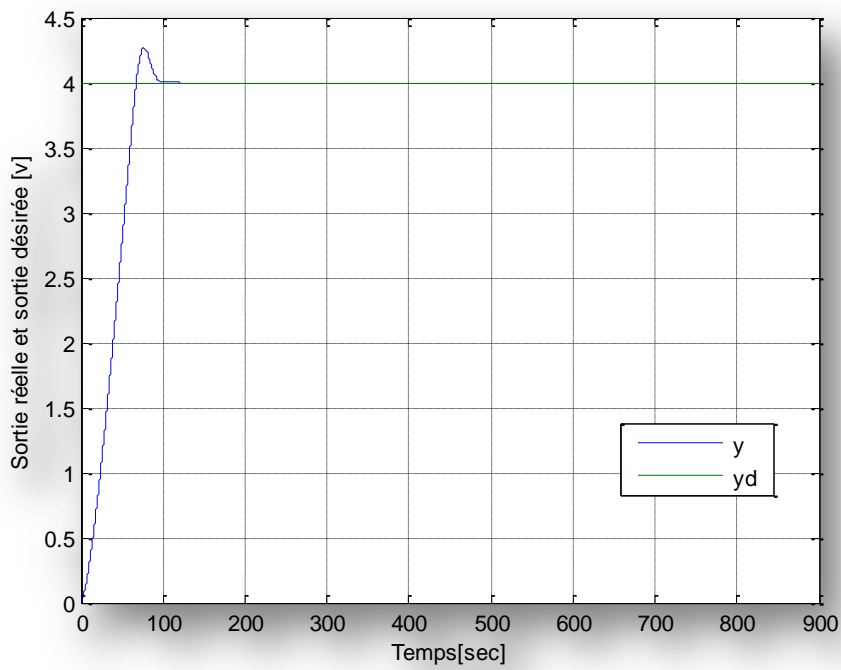
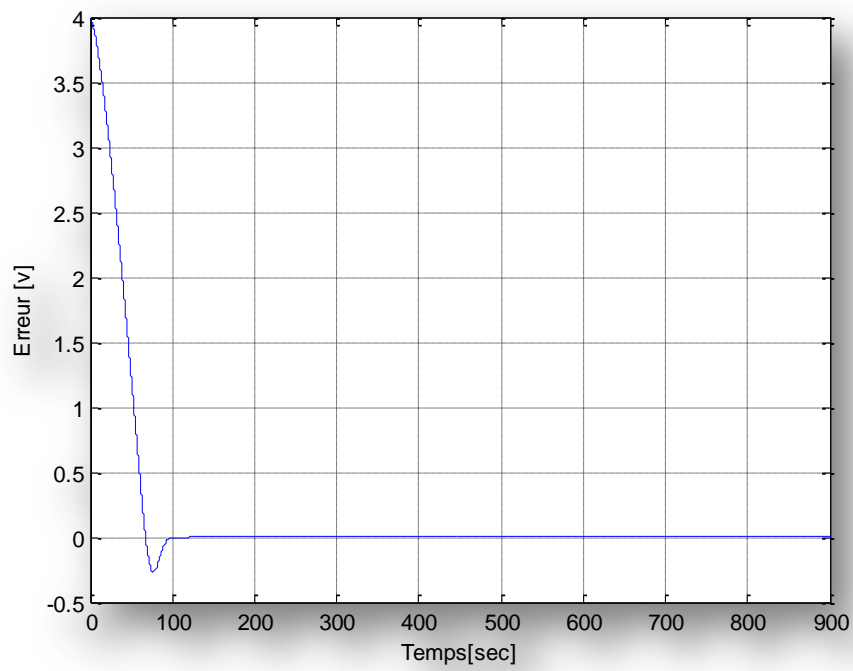
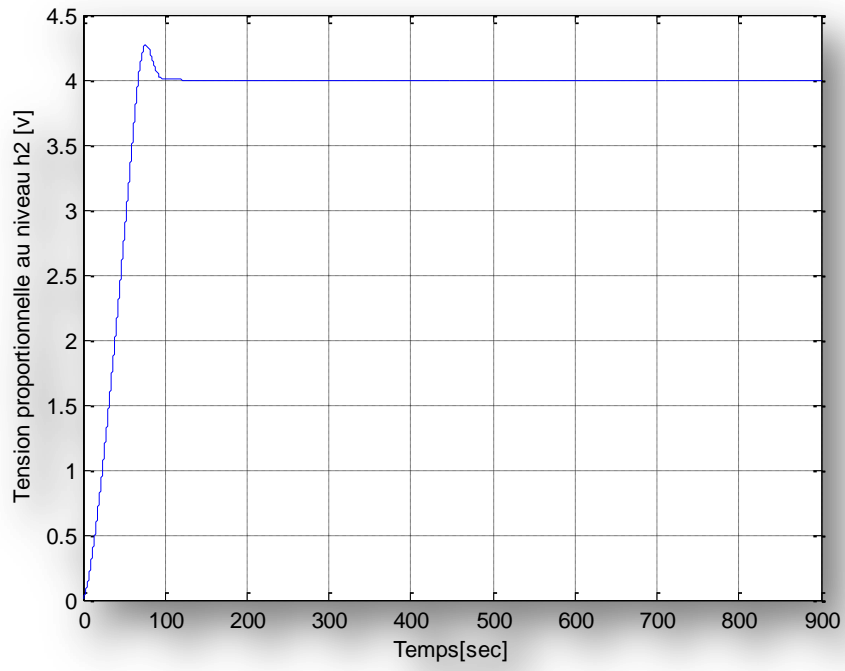
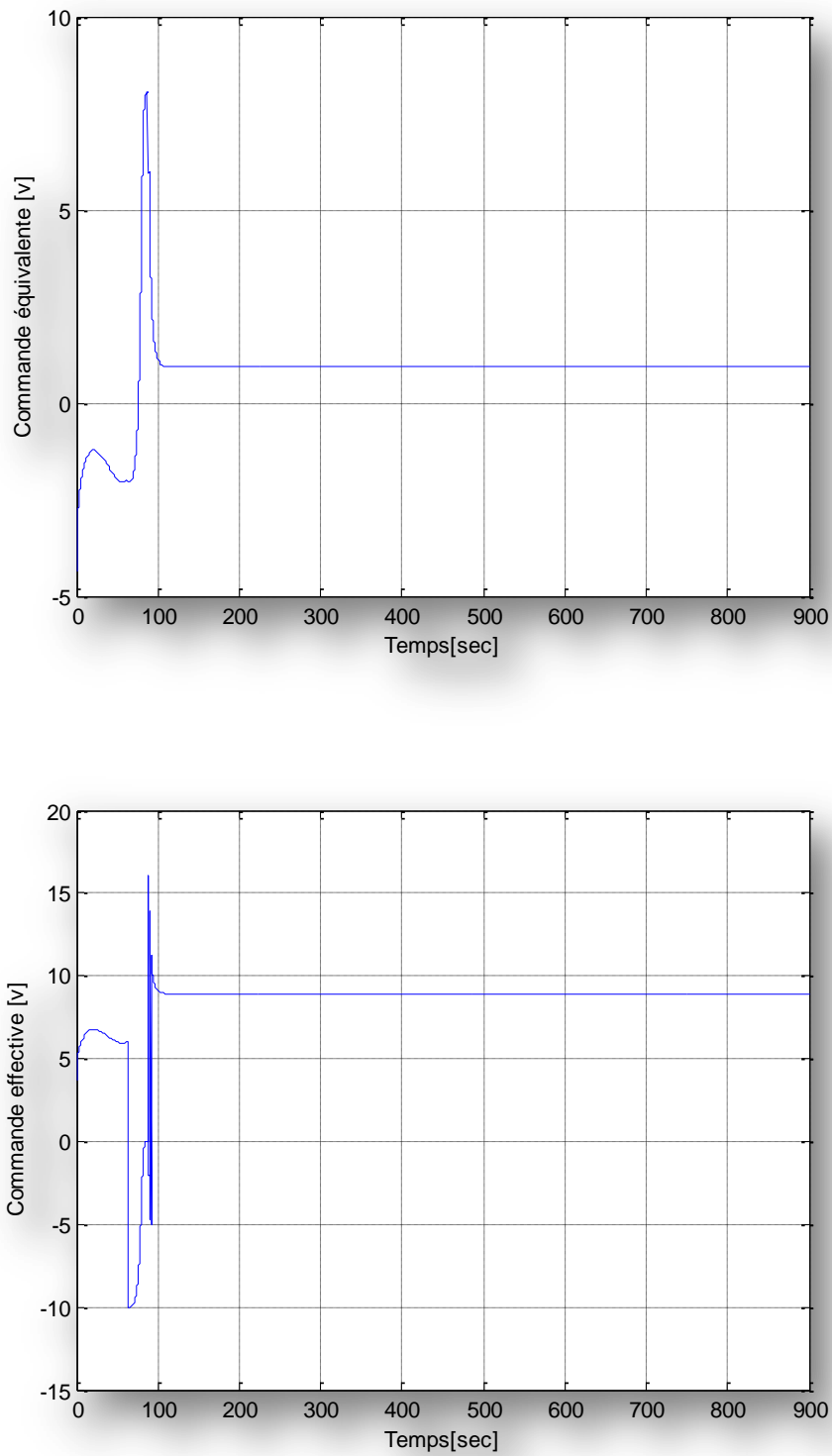


FIG.IV.2. Signal de référence choisie.

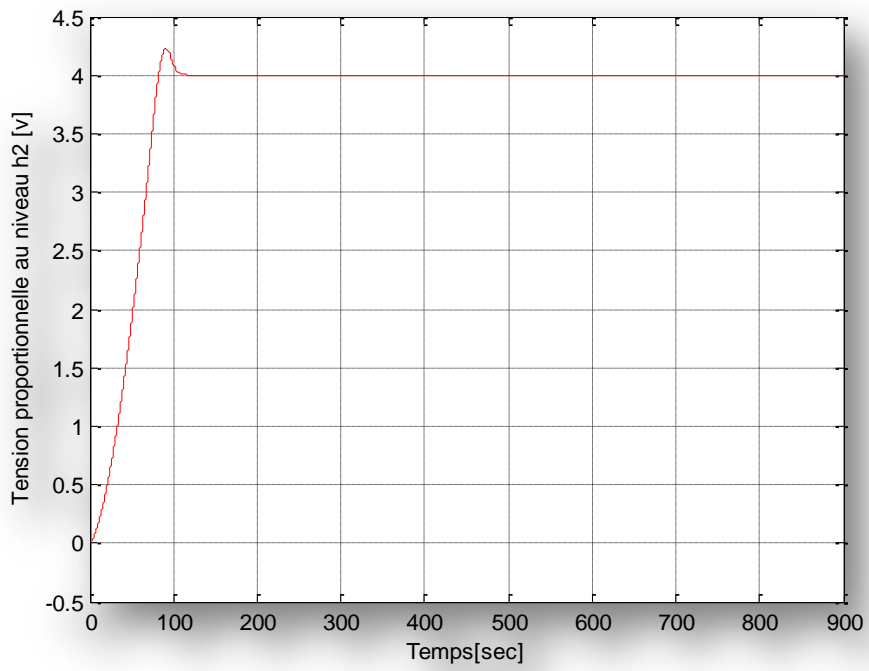
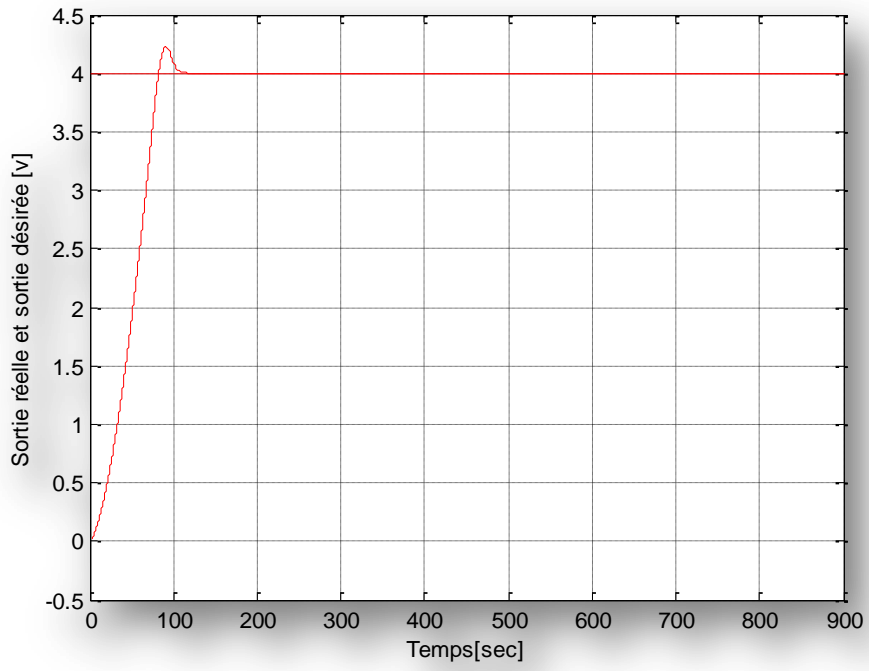


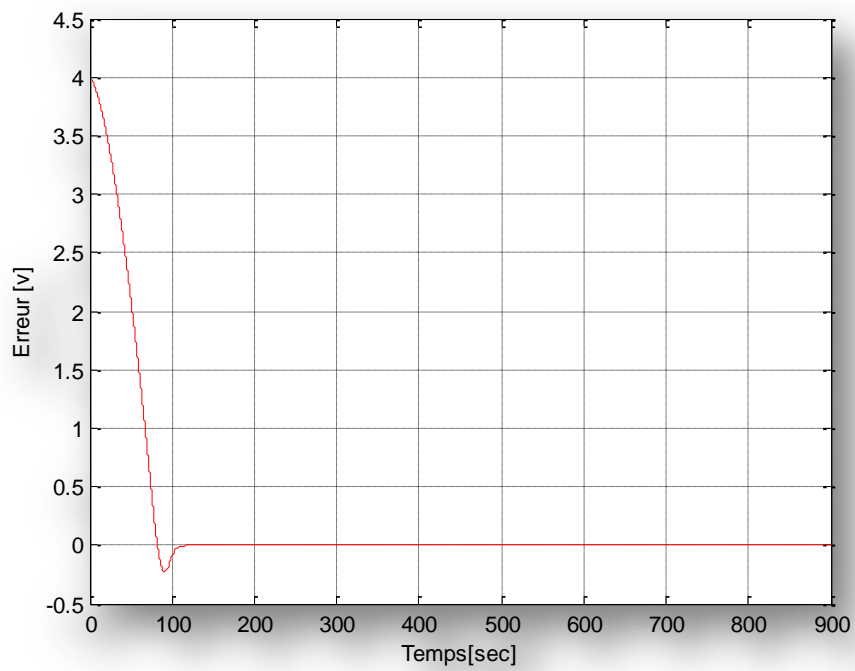
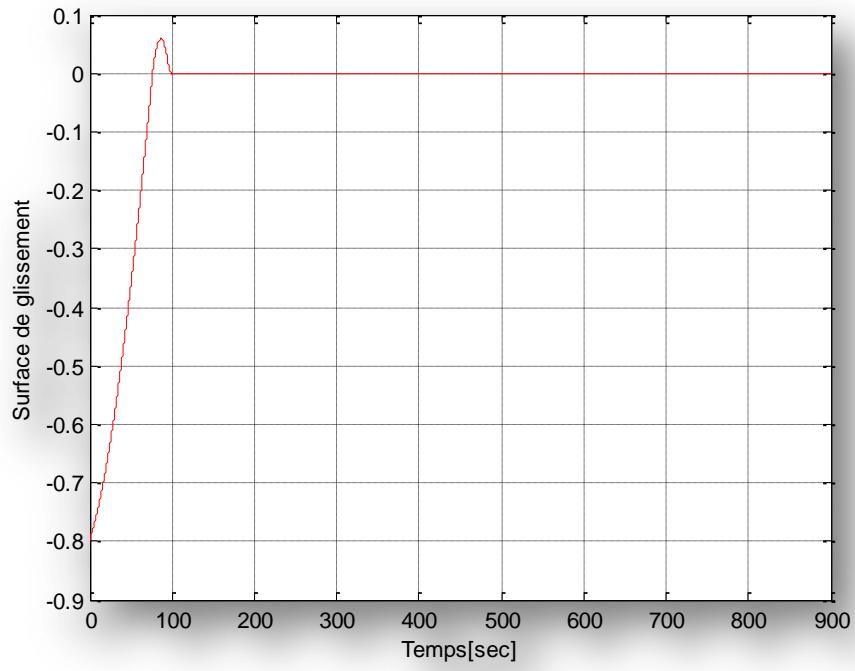


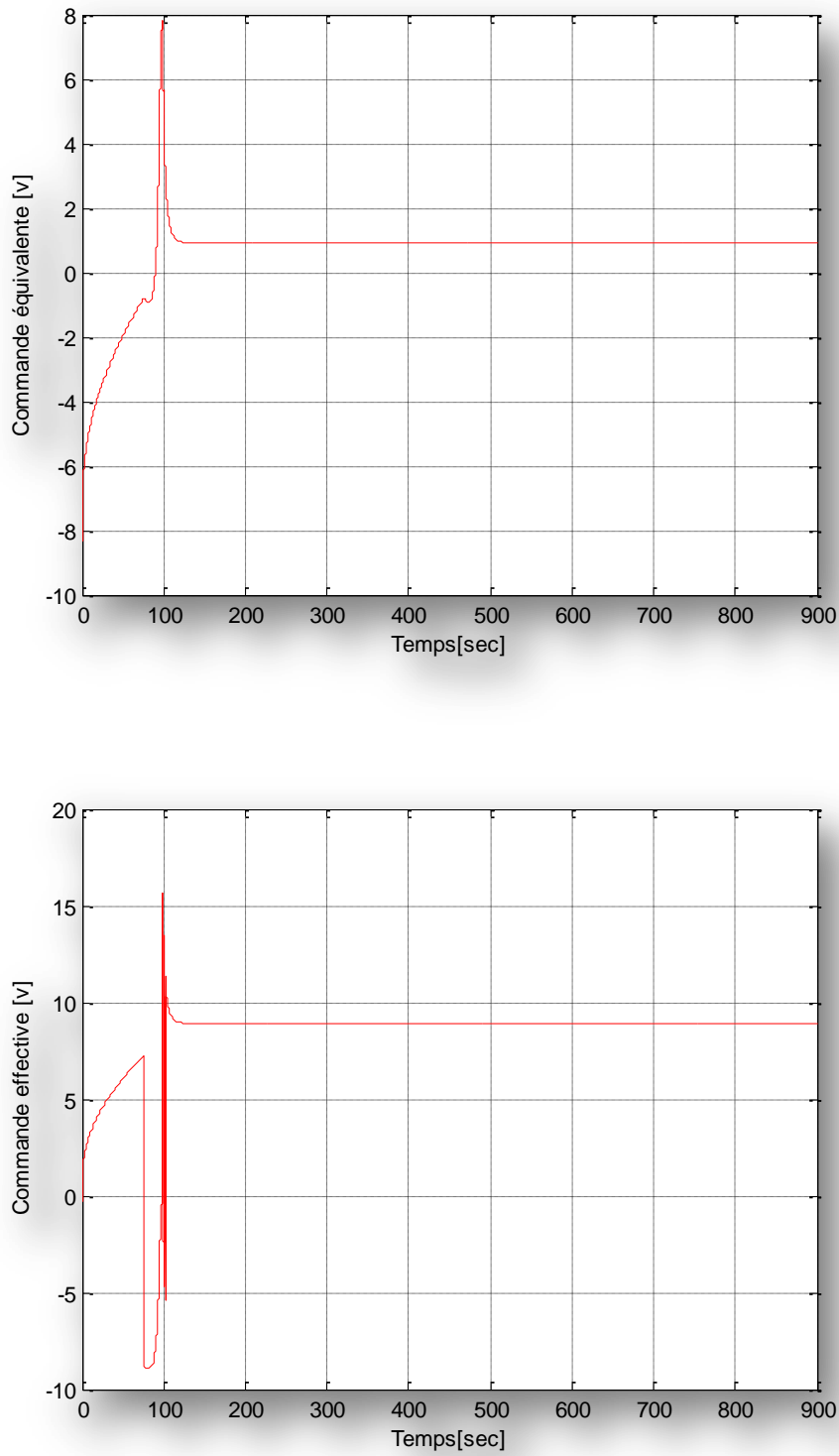


**FIG.IV.4.** Résultats de simulation de la commande VSC appliquée au système *CE105*.

$$\text{Pour } s = \dot{e} + \Lambda(e)$$







**FIG.IV.5.** Résultats de simulation de la commande VSC appliquée au système *CE105*.

$$\text{Pour } s = \dot{e} + \lambda e$$

#### IV.4. Commentaires sur les résultats

Les résultats des simulations des surfaces  $s_1$  et  $s_2$ , sont présentés sur les figures IV.4, IV.5. Nous pouvons remarquer qu'on a abouti à des résultats satisfaisants en termes de poursuite, avec un dépassement maximal admissible et un temps de réponse environ de 100 sec, ce qui est acceptable par rapport à la nature des systèmes hydrauliques. Cette commande manifeste une robustesse remarquable vis-à-vis les erreurs de modélisation et des bruits de mesure. En effet, cette commande est calculée à base d'un modèle simplifié du système hydraulique, avec des dynamiques négligées (comme celle de la pompe) et les paramètres du système utilisés sont loin de leurs valeurs réelles. De plus, la variation de la position de la valve C, n'a pas d'influence sur le comportement du système.

On remarque aussi que le niveau dans le premier réservoir évolue dans les limites admissibles.

Autrement dit, cette commande assure la convergence du niveau dans le deuxième réservoir vers celui désiré. De plus, la différence entre les 2 surfaces, la surface non linéaire permet de minimiser le phénomène de chattering.

#### IV.5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons abordé la méthode de synthèse d'une loi de commande par Mode de glissement avec la classe des surfaces de glissement linéaire et non linéaires proposées.

La simulation effectuée sur les deux équations  $s_1$  et  $s_2$ , montre l'efficacité de ces lois de commande. En effet, nous constatons que les erreurs de poursuites sont relativement faibles. Ces commandes synthétisées, bien qu'ayant des avantages, possèdent aussi des inconvénients. En effet, le phénomène de broutement peut être néfaste pour les actionneurs et aussi pour la stabilité du système, puisque il peut exciter les dynamiques non modélisées. En outre, lors du calcul de la commande équivalente, nous avons besoin du modèle du système à commander, ce qui est difficile à avoir en pratique où la modélisation à nos jours est un véritable problème.

# CONCLUSION GENERALE

## CONCLUSION GENERALE

Dans ce travail de mémoire, nous nous sommes intéressés au problème de la commande à structure variable. Notre première démarche a été d'en donner les fondements théoriques sans essayer d'en couvrir tout le domaine. Nous nous sommes donc attachés à exposer leurs notions essentielles, telles que l'attractivité des surfaces, la commande équivalente, la dynamique en régime de glissement ou encore la réticence.

L'objectif visé par ce travail était d'entamer la commande à structure variable avec une nouvelle vision. Pour cela, des méthodes de commande par mode de glissement avec deux surfaces (linéaires et non linéaires) ont été abordées. En premier temps et après avoir présenté la modélisation de système *CE105*, des surfaces de glissement linéaires et non linéaires ont été proposées. Ensuite, la première méthode sert à mettre en évidence une commande à structure variable, basée sur les surfaces non linéaires proposées au préalable. La deuxième est une surface linéaire. Les résultats obtenus montrent le bon fonctionnement des lois de commande proposées à travers les performances enregistrées.



# Bibliographie

- [1] Manuel d'utilisation, "**TecQuipment CE105 Coupled Tanks Apparatus**", Control Systems, UMIST, Manchester, U, K.
- [2] R.A. Decarlo, S.H. Zak, G.P. Matthews, "**Variable structure control of nonlinear multivariable systems**", Proc. IEEE. CODEN IEEPAD, Vol.76, pp.212-232, 1988.
- [3] J.E. Slotine and W. Li, "**Applied nonlinear control**", Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1991.
- [4] V.I. Utkin, "**Sliding modes in control optimization**", Communication and control engineering series, Springer-Verlag, 1992.
- [5] [www.control-systems-principles.co.uk](http://www.control-systems-principles.co.uk)
- [6] J-P. Aubin et A. Cellina, "**Différentiel inclusions**", dans la collection Grundlehrender math. Wiissenschaften 264, Editeur Springer-Verlag, 1984.
- [7] J-P. Aubin et H. Frankowska, "**Set-Valued Analysis**", dans la collection System & Control : Foundations & Applications, Editeur Birkhauser, 1990.
- [8] A.G. Filippov, "**Differential equations with discontinuous right hand-sides. Mathematics and its applications**", Kluwer Ac. Pub, 1983.
- [9] U. Itkis, "**Control systems of variable structure**", Wiley, New-York, 1976.
- [10] **M.Kasmi et M.Laouodi Djamel**, "*Approche discrète de la commande par mode glissement de la machine asynchrone*", Mémoire d'ingénieur d'état en Génie Electrique, EMP.2000
- [11] **H.Buhler**, "*Réglage par mode de glissement*", presses polytechniques romandes, 1986.
- [12] **K.Benchaiba**, "*Commande de la machine asynchrone par mode de glissement ;*

*apport de la logique floue pour la réduction du phénomène 'chattering' "*

Thèse de Magister, Université de Batna, 2003.

- [13] F. Betin, "**Commande d'actionneurs électriques soumis à une charge mécanique à fortes variations paramétriques** ", Habilitation à diriger des recherches, Centre de Robotique d'Electrotechnique et d'Automatique (CREA) UPRES Equipe d'accueil 3299, Université de Picardie Jules Verne, 02880 Cuffies, France, 2003.
- [14] H. Buhler, "**Réglage par mode de glissement, Presses Polytechniques Romandes**", EPFL, Ecublens, CH-1015 Lausanne, Suisse, 1986.
- [15] H. Sira-Ramirez, "**Differential Geometric Methods in Variable-Structure Control**", International Journal of Control, 48(4):1359-1390, 1988.
- [16] V.I. Utkin, J. Guldner, and J. Shi, "**Sliding modes control in electromechanical systems**", Taylor & Francis, 1999.
- [17] G. Bartolini et T. Zolezzi, "**Control of nonlinear variable structure systems**", Journal of Mathematical Analysis and Applications, Vol. 118, pp. 42-62, 1986.
- [18] B. Drazenovic, "**The invariance conditions in variable structure systems**", Automatica, Vo l.5, No 3, PP.287, 1969.
- [19] B. Heck, "**Sliding Mode Control for Singularly Perturbed Systems**", Int. J. Control, 53 :985-1001, 1991.
- [20] J.J.E. Slotine, "**The robust control of robot manipulators**", Int. J. Robotics, Res. Vol 4, 10.2, pp 49-64, 1985.
- [21] F. Hashimoto, K. Maruyama, "**Partical robust control of robot arm using variable structure system**", Proc. Of IEEE, Int. Conf on robotics and Automation San fransisco, 532-538, 1986.
- [22] EL.Ghezawi, O.M.E. Zinober, A.S.I, and Billings, S.A., "**Analysis and design of variable structure systems using a geometric approach**", ibid, pp.657-671, 1983.
- [23] V.I. Utkin, K. D. Young, "**Methods for constructing discontinuity planes in multidimensional variable structure systems**", Auto. & Remote control, pp. 1466-1470, 1978.
- [24] D.-S. Lee, M.-J. Youn, "**Controller design of variable structure systems with**

- nonlinear sliding surface**”, Electronics letters, Vol. 25. No. 25, pp.1715-1716, 1989.
- [25] D. Boukhetala, F. Boudjema, T. Madani, M.S. Boucherit, N.K. M’sirdi, “**A new decentralized variable Structure control for robot Manipulators**”, International Journal of Robotics and Automation, vol. 18, *n° 1*, pp. 28-40, 2003.
- [26] N. Yeganefar, M. Dambrine et A. Kokosy, “**Stabilisation pratique par modes glissants pour un système linéaire à retard**”, Conférence Internationale Francophone d’Automatique, CIFA2004, Tunisie, 2004.
- [27] CARLIER M. : Hydraulique générale et appliquée, Editions Eyrolles (1972).
- [28] LENCASTRE A. : Hydraulique générale, Editions Eyrolles (1996).
- [29] K.K.D. Young, “**Asymptotic stability of model reference systems with variable structure control**”, IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 22, pp. 279-281, 1977.

**MEMOIRE DE FIN D'ETUDES EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME  
D'INGENIEUR D'ETAT EN GENIE ELECTROTECHNIQUE**

**OPTION : ELECTROMECHANIQUE**

**Proposé et dirigé par : -Mr. Abderrahmen BOUGUERRA**

**Présenté par : -BENBEKRI Meftah**

**- GHEZAL Mouhsine**

**- YAHIAOUI Mouloud**

**Thème :**

**Commande A Structure Variable D'un Système Hydraulique CE105**

**Résumé :**

Ce mémoire concerne la modélisation et la commande à structure variable d'un réservoir (CE 105), La théorie des systèmes à structure variable fait l'objet de multiples études depuis une cinquantaine d'années. Les premiers travaux sur ce type de systèmes sont ceux d'Anosov, de Tzytkin et d'Emelyanov dans l'ancienne URSS, ou ceux d'Hamel en France, sur la commande à relais. Ces recherches ont connu un nouvel essor à la fin des années soixante-dix lorsque Utkin introduit la théorie *des modes glissants*. Actuellement, cette technique de commande connaît une large gamme d'applications dans des domaines très variés tels que la robotique, la mécanique et l'électrotechnique: la stabilisation, et l'observation, Cette mémoire présente des résultats des commandes par mode de glissement appliquées au système hydraulique à réservoirs couplés *CE105*.

**Mots clés :**

Modélisation, mode de glissement, système hydraulique.