

1/83

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE D'ALGER

Alex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

# THÈSE DE FIN D'ÉTUDES

المعهد الوطني للتكنولوجيا  
المكننة  
الهندسة  
Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
BIBLIOTHÈQUE

## MISE EN MARCHÉ DE BANCS D'ESSAIS DE REGULATION INDUSTRIELLE

Proposé et Dirigé par :

Etudié par : Boubkeur ABDESSETTAR

A. WERNER maître assistant à l'E.N.P.A.

Janvier 1983



بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

اللَّهُ تَوَكَّلْ عَلَى اللَّهِ فَإِنْ كُنَّا مِنْهَا مُنْتَفِضِينَ مَا نَحْنُ بِمُتَّقِينَ اللَّهُ جَلَدٌ قَلِيلٌ وَالرَّهْمُ أَكْثَرُ مِنَ الشَّيْءِ إِنَّهُمْ لَأُولُو السُّعْيَةِ أُولَئِكَ يَدْعُوا اللَّهَ بِإِيمَانِهِمْ وَرَفَعُوا الْيَدَيْنِ وَاللَّهُ يَدْعُ أُولَئِكَ بِكَلِمَاتٍ خَفِيَةٍ يَخْفَاهُ الَّذِينَ يَبْغُونَ الْعُنُوتَ مِنَ اللَّهِ وَاللَّهُ عَلِيمٌ خَفِيٌّ

صورة الله العليم

## REMERCIEMENTS

---

Je tiens à remercier tous les enseignants qui ont contribué à ma formation d'Ingénieur et particulièrement les Professeurs de GENIE-MECANIQUE. Je réitère mes remerciements à Monsieur A. WERNEP pour ses conseils et son suivi durant mon travail.

Je n'oublierai pas surtout de remercier ma nièce AICHA pour sa collaboration efficace lors de la frappe de cette thèse, et LEYLA pour le tirage.

Que tous ceux qui ont contribué de loin ou de près à la mise en forme de ce projet trouveront ici l'expression de ma profonde gratitude.

*À la mémoire de mon père et de tous les martyres.*

### DÉDICACES

- À ma mère
- À père *MESSADIM* et mère *RACHIDA*, les deux êtres qui m'ont offert le don le plus précieux, celui de la foi, et si j'écris aujourd'hui cette thèse c'est grâce à eux.
- À mes soeurs et frères.
- À mes nièces et neveux, particulièrement à *SALEM* et *ABDELOJERAF*.
- À tous les miens.
- À mes amis et collègues de promotion en particulier *LEHOCINE*.

*Je dedie ce modeste travail*

*BOUBKEIM.*

## TABLE DES MATIERES

0. AVANT-PROPOS.....	1
I. INTRODUCTION.....	4
1. Présentation du sujet.....	4
2. Description des bancs d'essais.....	4
3. Généralités.....	5
3.1 Dispositifs de régulation.....	5
3.2 Composants de mesure.....	6
3.3 Composants réglants.....	6
3.4 Dispositifs terminaux de régulation.....	15
II. ETUDE STATIQUE DES REGULATEURS.....	16
1. Régulateur proportionnel intégral P.I.....	16
1.1 Description.....	16
1.2 Transmittances.....	16
1.3 Plage de fonctionnement.....	19
2. Régulateur de niveau (I.I.D).....	20
2.1 Description.....	20
2.2 Transmittances.....	21
2.3 Plage de fonctionnement.....	24
3. Caractéristique du dispositif buse-palette.....	26
3.1 Mode opératoire.....	26
3.2 Résultats.....	27
3.3 Interprétation.....	28
4. Réglage de la proportionnalité.....	28
4.1 Manipulation.....	28
4.2 Résultats.....	29
4.3 Tracé et interprétation.....	30
III. ETUDE DYNAMIQUE DES REGULATEURS.....	33
1. Essais de charge et décharge d'un réservoir.....	33
1.2 Mode opératoire.....	33
1.3 Résultats.....	33
1.4 Calcul du débit.....	34
1.5 Temps de remplissage et vidange.....	36
1.6 Constante de temps de remplissage et vidange.....	37
2. Essais sur la constante d'intégration.....	38
2.1 Mode opératoire.....	38
2.2 Résultats.....	38

## TABLE DES MATIERES (Suite)

2.3 Calcul de la constante de temps.....	39
3.Essais dynamiques du régulateur PID.....	41
3.1 Description du mode opératoire des essais.....	41
3.2 Etude théorique.....	42
3.3 Calcul pratique et interprétations graphiques.....	44
IV.CHAINE DE MESURE.....	51
1.Introduction.....	51
2.Description des chaines de mesure.....	51
2.1 Régulateur de pression (PI).....	51
2.2 Régulateur de pression (PID).....	51
3.Etude statique des capteurs.....	52
4.Etude dynamique des capteurs.....	52
V.ORGANES DE COMMANDE.....	54
1.Description et rôle.....	54
2.Essais effectués.....	55
2.1 Régulateur de pression (PI).....	55
2.2 Régulateur PID de niveau.....	55
2.3 Régulateur de température.....	56
VI.DISPOSITIFS DE REGLAGE.....	59
1.Rôle des dispositifs.....	59
2.Etude des dispositifs.....	59
2.1 Vanne régulatrice.....	59
2.2 Organes de réglage de température.....	60
VII.ANALYSE DE L'EMPLOI DU MATERIEL.....	63
1.Analyse d'adoption du régulateur à la colonne d'absorption.....	63
1.1 Définition de l'absorption.....	63
1.2 Description de la colonne et rôle.....	63
1.3 Possibilités d'adoption.....	63
1.4 Méthode de calcul.....	65
1.5 Résultats et conclusion.....	66
2.Analyse du banc d'essai de régulateur de température.....	67
2.1 Fonction de transfert du processus thermique.....	67
2.2 Choix du point de travail.....	69
2.3 Réglage du régulateur.....	69
2.4 Exemples des états transitoires.....	70

TABLE DES MATIERES (Suite)

2.5 Analyse de stabilité.....	72
VIII. TRAVAUX EFFECTUES.....	74
1. Travaux de maintenance.....	74
2. Travaux d'atelier.....	74
2.1 Nature de transmission du mécanisme.....	74
2.2 Mécanisme avant modification.....	75
2.3 Inconvénients de ce type de mécanisme.....	75
2.4 Mécanisme après modification.....	75
2.5 Travaux pratiques effectués.....	76
IX. CONCLUSION.....	78
BIBLIOGRAPHIE.....	79

## 0. AVANT-PROPOS/

### 1. QU'EST-CE QUE LA REGULATION ?

#### DEFINITION ET PRINCIPE:

La régulation automatique consiste à maintenir aux valeurs , déterminées (valeurs prescrites ou de consigne) une ou plusieurs variables d'état qui sont sujettes à des variations. Le principe de la régulation automatique est de mesurer la valeur existante de la variable à régler, de comparer cette valeur à la valeur prescrite (ou désirée) et d'utiliser l'écart entre les 2 valeurs pour actionner un dispositif qui tend à réduire cette différence. La régulation, dans la plupart des cas, utilise une chaîne d'action et de rétroaction (réaction) fonctionnant sans intervention humaine (FIG:0. 1).

#### 2; OBJECTIF DE LA REGULATION:

La régulation n'est nécessaire que dans le cas où il existe des perturbations qui peuvent être introduites par des sources extérieures ou par changement de la valeur de consigne (valeur prescrite); dans le 1er cas, le dispositif de régulation doit permettre de diminuer l'influence des variations de charge (perturbations) sur la valeur de la grandeur réglée, alors que dans le 2ème cas, le dispositif doit permettre d'obliger la grandeur réglée à suivre d'aussi près que possible la valeur prescrite.

#### 3. VARIABLES DU PROCESSUS:

Grandeur réglée: C'est la grandeur d'état du processus que l'on décide de régler.

Grandeur réglante: C'est la grandeur qui influe sur la grandeur réglée de façon à réduire l'écart. Elle peut être l'une quelconque des grandeurs du processus produisant une réponse rapide de la grandeur réglée et dont la manoeuvre est facile.

Grandeurs perturbatrices (ou de charge): Ce sont aussi des grandeurs d'entrée du processus; des variables indépendantes autres que les grandeurs mentionnées ci-dessus; cela peut être des conditions extérieures, des pertes, etc... .

#### 4. AVANTAGES DE LA REGULATION:

La régulation automatique dans une installation, est utile du

fait qu'elle assure le bon fonctionnement et la sécurité de cette installation; elle la protège donc, contre les risques de mauvaise exploitation (accroissement de la production en quantité et en nombre et enfin, amélioration de la qualité).

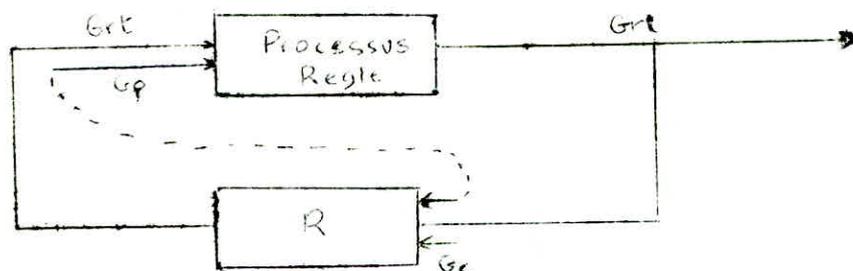
L'avantage technologique est que la machine peut accomplir les tâches plus rapides et plus uniforme que ne peut le faire l'homme, en éliminant les causes d'erreurs et en le libérant (l'homme) des tâches serviles (exemple: la surveillance d'un manomètre, d'un thermomètre, etc...); sans oublier les frais d'équipement qui sont souvent minimes devant l'économie que l'on réalise.

En plus de ces avantages, la régulation pneumatique (à air comprimé) présente d'autres aspects positifs qui sont:

- Réalisation simple et peu coûteuse des régulateurs.
- Appareillage peu sensible aux variations, ext. de température.
- Simplicité des moteurs (servomoteur, à membrane, à soufflets, à palettes, etc...).
- Sécurité "totale" contre l'incendie.
- Simplicité de manoeuvre.

## 5. ELEMENTS DE LA BOUCLE DE REGULATION:

### 5.1 SCHEMA:



(FIGURE:1)

Gr<sub>t</sub>: Grandeur réglante

Gr<sub>p</sub>: Grandeur perturbatrice

Gr<sub>l</sub>: Grandeur réglée

R: Régulateur

G<sub>c</sub>: Grandeur de consigne

----: Pour améliorer l'action du régulateur, on lie les perturbations au signal.

5.2 MODE DE FONCTIONNEMENT:

Le signal ( $G_{rl}$ ) est transmis au régulateur (R) qui fait sa comparaison à la valeur de consigne ( $G_c$ ), de là ressort une grandeur réglante ( $G_{rt}$ ) qui agit sur le processus.

## I. INTRODUCTION

### 1. Présentation du sujet:

Le sujet consiste, par des essais de fonctionnement, en la mise en marche de 3 bancs d'essais de régulation industrielle avec leur étude statique et dynamique; puis l'analyse des possibilités de la mise en service d'un banc d'essai.

### 2. Description des bancs d'essais:

Les 3 bancs d'essais de régulation industrielle qu'on dispose au laboratoire thermique du Département se différencient par leur transmetteur de mesure qui sont respectivement de pression, de niveau et de température d'un côté et par leur mode d'action: 2 P.I (régulateurs de pression et de température), 1 PID (régulateur de niveau), d'où leur rôle et utilisations dans l'industrie sont différents et variés:

-Le régulateur proportionnel et intégral (PI) de pression (FIG. I.1) utilise un détecteur de pression constitué par une tuyauterie reliant la conduite d'un fluide et le dispositif récepteur, celui-ci est un soufflet à membrane qui, sous l'action de la pression (cette action règne en aval de la vanne régularisée par le régulateur), provoque une force; la palette liée au soufflet de mesure par une tige, subit cette force, comparée à celle de consigne qui est proportionnelle à la pression désirée; l'écart entre ces 2 forces est transformé (sans amplification) sous forme d'une pression par le système buse-palette (la pression de sortie est suivie par l'obturation de la buse par la palette) qui actionne le servomoteur dont le déplacement de la tige de bas en haut en cas d'ouverture commande la vanne de réglage du débit du fluide (ou chute de pression) dans la conduite.

-Alors que l'autre régulateur PI consiste à régulariser la température de l'eau d'un bac (FIG. I.2); il utilise un capteur de température, qui sous l'influence de la température instantanée de cette eau, provoque une pression dans le capillaire (tube de faible diamètre) qui relie le bac au dispositif récepteur du régulateur, ce dernier est un soufflet dont son extrémité libre subit une force sous l'action de cette pression; cette force sera comparée à celle de consigne qui est proportionnelle à la température désirée. L'écart sera transmis sous forme d'une pression par le système buse-palette, celui-ci actionne le servomoteur qui commande un

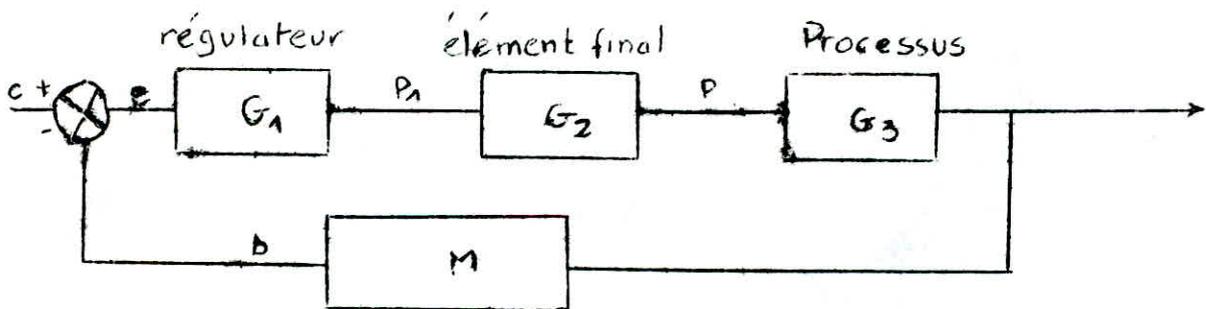
autotransformateur et ce dernier ajuste le courant nécessaire au chauffage de l'eau par les résistances pour compenser ainsi l'écart de température.

Tandis-que le régulateur P.I.D de niveau (FIG:1.3) utilise un détecteur de niveau par bullage qui fournit une pression proportionnelle au niveau du liquide d'un réservoir dans lequel est plongé son extrémité. Le réservoir est muni d'une vanne d'entrée automatique, une autre de sortie manuelle pour l'usage, le dispositif récepteur du capteur de niveau est une membrane, connectée sur la conne du bullage qui fournit une force sur la palette proportionnelle à la pression reçue et comparée à celle de consigne qui est proportionnelle au niveau désiré du liquide; l'écart entre les 2 est transmis sous forme d'une pression par le même système buse-palette qui actionne le servomoteur et ce dernier commande la vanne de réglage du niveau du liquide du réservoir.

### 3. GENERALITES:

#### 3.1 DISPOSITIFS DE REGULATION:

Le dispositif de régulation comporte l'élément de mesure (M); l'élément comparateur (le cercle), l'élément régulateur ( $G_1$ ) et l'élément final de régulation ( $G_2$ ). 5 (FIG:I'.1).



(FIGURE:I'.1)

#### PRINCIPE:

La valeur de la grandeur réglée du processus ( $G_3$ ) après être transformée dans le transmetteur (M), est dirigée vers le lieu de

de comparaison (cercle). On y compare cette grandeur avec celle de consigne, toutes les 2 ramenées aux mêmes grandeurs physiques. On obtient, à la sortie de ce lieu, la différence appelée écart de régulation ( $e$ ) qui constitue la grandeur d'entrée du régulateur ( $G_1$ ), dont son mode d'action produit les caractéristiques (ex. PI) nécessaire pour commander l'élément final ( $G_2$ ) de façon à changer la valeur de la grandeur réglante du processus.

### 3.2 COMPOSANTS DE MESURE:

La mesure de la grandeur réglée est nécessaire pour déterminer l'écart; le fonctionnement des éléments de mesure est donc, un facteur essentiel de comportement d'une régulation automatique. Le choix de l'appareil de mesure se fait de telle façon à assurer une précision suffisante (exigée) du système, de bonnes qualités dynamiques et de ne pas perturber la grandeur mesurée.

Dans notre cas, comme celui de plusieurs régulateurs, le transmetteur (élément de mesure), l'élément comparateur et le régulateur dans un seul appareil (la décomposition n'est pas apparente), les opérations des composants s'enchaînent sans véritable discontinuité.

### PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT:

Le principe de fonctionnement du dispositif de mesure est de convertir la grandeur réglée en une grandeur repérable qui peut être utilisée pour commander le régulateur automatique; cette grandeur est généralement un signal standardisé pneumatique ou électrique, comme elle peut être:

- Une force (couple): L'élément du manomètre convertit la grandeur réglée en une force (du couple), cas des soufflets de mesure des régulateurs de pression et de niveau (bancs d'essais) reçoivent des pressions de mesure et les convertissent en forces.

- Un déplacement: L'élément convertit la grandeur réglée en un déplacement mécanique. Exemple: le positionneur du régulateur de température (P.I) -banc d'essai- convertit la pression en un déplacement proportionnel à cette pression.

### 3.3 COMPOSANTS REGLANTS:

Le régulateur automatique compare la valeur réglée à la valeur

prescrite, détermine l'écart et produit l'action nécessaire pour maintenir le petit écart possible.

Dans l'étude d'un problème déterminé de régulation, un choix est fait sur un compromis entre l'investissement de l'appareil et l'économie qu'il apporte; en outre, le comportement dynamique du processus peut être très différent. Pour bien régler le processus, il faut soigneusement adopter les propriétés dynamiques du régulateur aux propriétés du processus. Un choix se fait parmi les divers modes de régulateurs commercialisés suivants:

- Action proportionnelle P
- Action par intégration I
- Action P.I
- Action P.D
- Action P.I.D

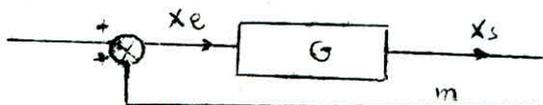
Dans ce qui suit, on va étudier en détails, les caractéristiques de chacun de ces régulateurs et on fera une analyse comparée de ces divers modes de régulation. Cependant, on n'a pas mentionné l'action dérivative (D) car, en pratique, l'élément purement D est inconcevable et ne se rencontre que lorsque cette action est combinée avec une autre (P) ou d'autres (P.I) à titre d'action stabilisatrice en cours de perturbations.

Donc, il existe plusieurs types de régulateurs qui se différencient par leur mode d'action et qui peuvent fonctionner au moyen de dispositifs purement mécaniques mais le plus souvent, une source auxiliaires de puissance, fluide ou électrique, est utilisée pour actionner le mécanisme régulateur.

### 3.3.1 REGULATEUR A ACTION P:

#### 3.3.1.1 DEFINITION:

L'action proportionnelle est un mode de régulation dans lequel il y a une relation linéaire continue entre les valeurs de l'écart et de la grandeur réglante.



(FIGURE: I.3)

$X_s$  : Grandeur réglante

$G$  : Gain (sensibilité proportionnelle)

$X_e$  : Ecart

### 3.3.1.2 FONCTION DE TRANSFERT:

$$X_s(t) = G \cdot X_e(t)$$

En utilisant la transformée de Laplace, on aura:

$$X_s(s) = G X_e(s) \quad G = \frac{X_s(s)}{X_e(s)} \quad (\text{FIGURE: I.3})$$

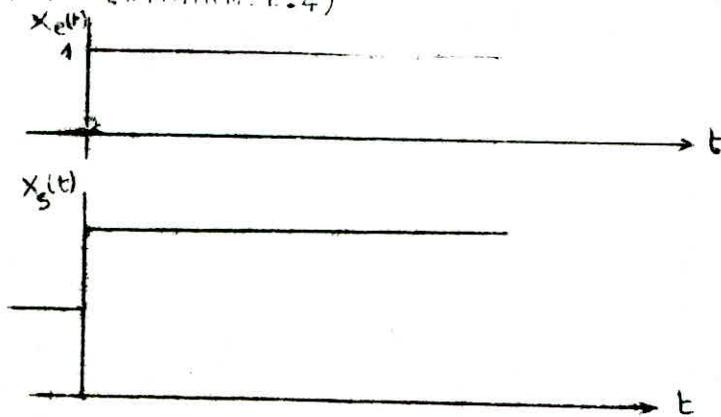
### 3.3.1.3 REPONSE INDICIELLE:

En appliquant, à l'entrée du régulateur, une variation brusque (de l'écart), c'est-à-dire: échelon unité

$$X_e = \begin{cases} 0 & \text{pour } t < 0 \\ 1 & \text{pour } t \geq 0 \end{cases}$$

Sachant que la transformée de Laplace  $\mathcal{L}\{X_e(t)\} = \frac{1}{s}$

Alors:  $X_s(s) = G \cdot \frac{1}{s}$  d'où la réponse indicielle d'un régulateur P (FIGURE: I.4)



(FIGURE: I.4)

La variation de la grandeur réglante correspond exactement à celle de l'écart avec un degré d'amplification qui dépend du réglage du gain (sensibilité proportionnelle).

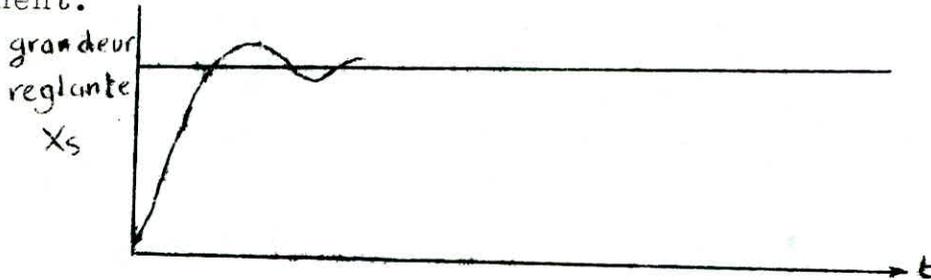
### 3.3.1.4 CAS REEL:

En pratique, la variation de la grandeur réglante ne s'effectue pas au même instant que la variation de l'écart et ne sera acquise qu'au bout d'un certain temps que l'on appelle constante de temps de l'élément. (FIGURE: I.5)

La grandeur perturbatrice ne s'annule pas; il sera de même pour

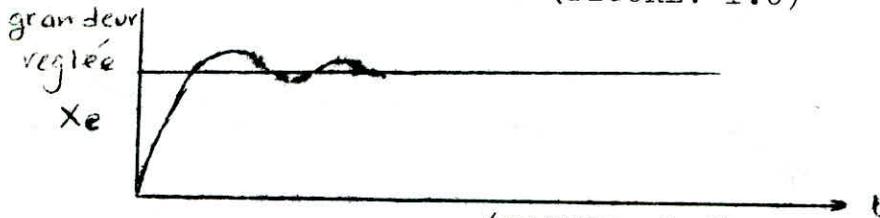
l'écart ( $X_e$ ) qui gardera ainsi sa valeur et par conséquent, la grandeur réglée restera différente de la valeur prescrite.

On voit ainsi qu'un régulateur P ne ramène jamais la grandeur réglée à la valeur de consigne; il subsiste toujours à la suite d'une perturbation, une différence que l'on appelle écart permanent.



(FIGURE: I.5)

En conclusion, la grandeur réglée rejoint sa nouvelle valeur en régime permanent avec un minimum d'oscillations et avec une durée réduite de ces oscillations. (FIGURE: I.6)



(FIGURE: I.6)

### 3. 3.2 REGULATEUR A ACTION INTEGRALE (I)

#### 3. 3.2.1 DEFINITION:

L'action I est un mode de régulation dans lequel le signal de sortie du régulateur (Grandeur réglante) est proportionnel à l'intégrale du signal d'entrée (écart).

#### 3.3.2.2 FONCTION DE TRANSFERT:

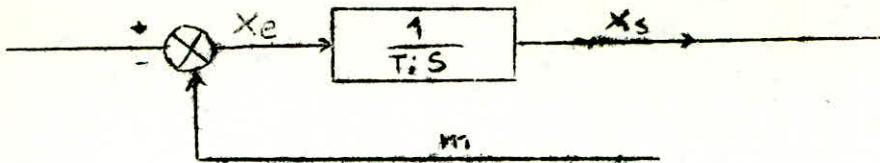
$$X_s(t) = K_i \int^t X_e(t) dt$$

En appliquant la transformée de Laplace:

$$X_s(s) = \frac{K_i}{s} X_e(s) \quad \therefore \frac{X_s(s)}{X_e(s)} = \frac{K_i}{s}$$

Le temps d'intégration est défini comme étant l'inverse de  $K_i$ ;

$$T_i = \frac{1}{K_i} \quad \text{donc} : \quad \frac{X_s(s)}{X_e(s)} = F(s) = \frac{1}{T_e s} \quad (\text{FIGURE: I.7})$$



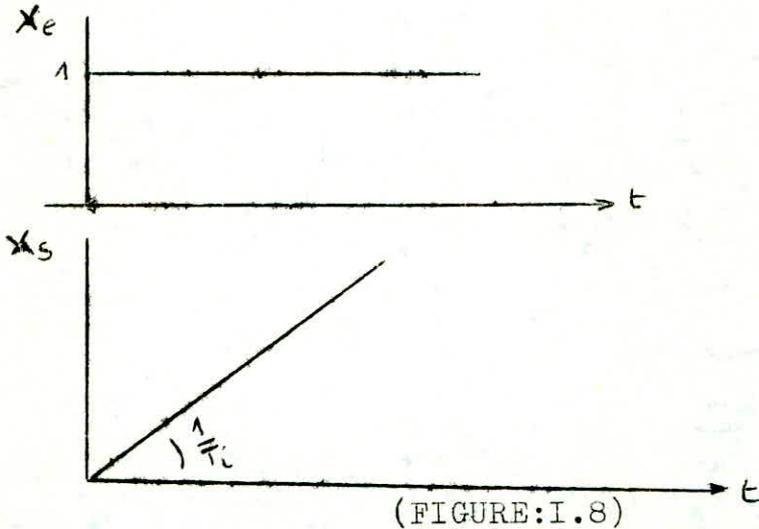
3.3.2.3 REPONSE INDICIELLE:

On soumet le système à l'échelon unité:

$$X_e(s) = \frac{1}{s} \qquad X_s(s) = \frac{1}{T_i s^2}$$

D'où la transformée suivante nous donne:

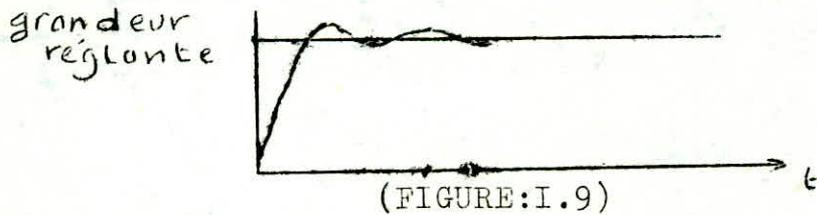
$$\mathcal{L}^{-1}\{X_s(s)\} = \frac{1}{T_i} t = X_s(t) \quad (\text{FIGURE:I.8})$$



La sortie varie linéairement en fonction du temps selon(FIG.I.8)

3.3.2.4 CAS REEL:

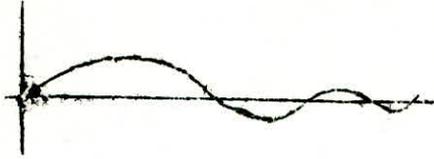
L'action de régulation par I impose un retour exact de la valeur réglée à la valeur prescrite quand il se produit une variation de la grandeur perturbatrice; mais la variation de la grandeur réglante s'effectuera au bout d'un certain temps (FIG.I.9)



Cette variation de la grandeur réglante persistera et oscillera tant que l'écart entre les 2 grandeurs prescrites et réglée demeurera.

En conclusion:

Un élément à action I ne possède aucun écart permanent mais il est moins stable qu'un élément à action P (FIGURE:I.10)



(FIGURE:I.10)

### 3.3.3 REGULATION A ACTION (P.I)

#### 3.3.3.1 DEFINITION:

C'est la combinaison des 2 modes de régulations (P et I); elle est utilisée dans le but de profiter de certains avantages des 2 modes de régulations:

#### 3.3.3.2 FONCTION DE TRANSFERT:

$$X_s(t) = G X_e(t) + K \int_0^t X_e(t) dt$$

En appliquant la transformée de Laplace:

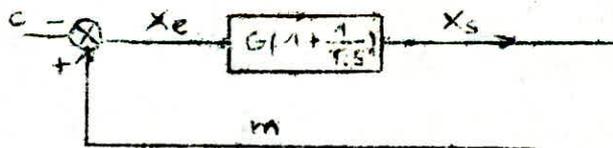
$$X_s(s) = G X_e(s) + K X_e(s) \frac{1}{s}$$

En posant  $K = G K_i$

$$X_s(s) = G (X_e(s) + K_i X_e(s) \frac{1}{s})$$

$$X_s(s) = G X_e(s) \left[ 1 + \frac{K_i}{s} \right]$$

$$\frac{X_s(s)}{X_e(s)} = G \left( 1 + \frac{1}{T_i s} \right) \text{ avec } T_i = \frac{1}{K_i} \quad (\text{FIGURE: I.11})$$



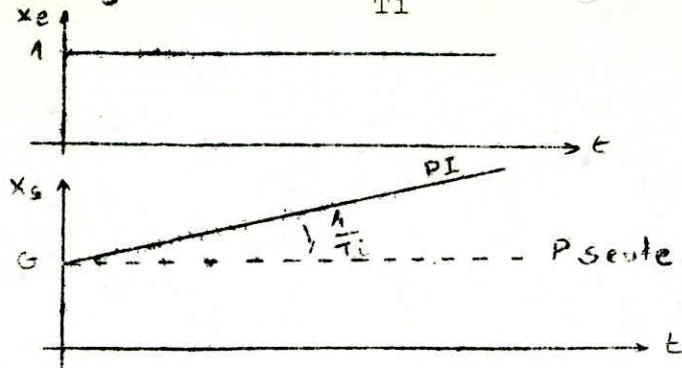
(FIGURE:I.11)

#### 3.3.3.3 REPONSE INDICIELLE:

En appliquant, à l'entrée l'échelon unité:

$$X_s(s) = G \left( 1 + \frac{1}{T_i s} \right) X_e(s) = \frac{G}{s} + \frac{G}{T_i s^2}$$

$$\mathcal{L}\{X_s(s)\} = G \left( 1 + \frac{t}{T_i} \right), \text{ d'où la réponse indicielle (FIG.:I.12)}$$



(FIGURE:I.12)

Il est à remarquer que la réponse de l'action P.I est la simple addition des actions P et I.

### 3.3.3.4 CAS REEL:

En pratique, la réponse à une perturbation n'est pas instantanée et nécessite un certain temps.

La variation de la grandeur réglante oscillera autour de la valeur prescrite et la valeur de la grandeur réglée.

En conclusion:

Les régulations P et I sont souvent combinées pour obtenir les avantages de stabilité (inhérente à P) et l'élimination de l'écart permanent (grâce à I).

### 3.3.4 REGULATION P.D

#### 3.3.4.1 DEFINITION:

C'est aussi une simple addition d'une action P et D; elle est utilisée pour bénéficier des avantages des 2 modes de régulation.

#### 3.4.2 FONCTION DE TRANSFERT:

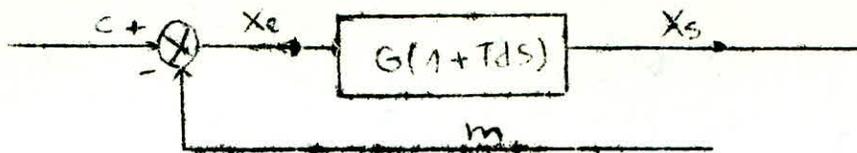
$$X_s(t) = G X_e(t) + K_2 \frac{dx_e(t)}{dt}$$

En appliquant la transformée de Laplace, on obtient:

$$X_s(s) = (G + K_2 S) X_e(s), \text{ en posant } T_d \cdot G = K_2$$

$T_d$  : temps de dérivation

$$\text{On obtient: } \frac{X_s(s)}{X_e(s)} = G (1 + T_d S) \quad (\text{FIGURE:I.13,14})$$



(FIGURE:I.13)

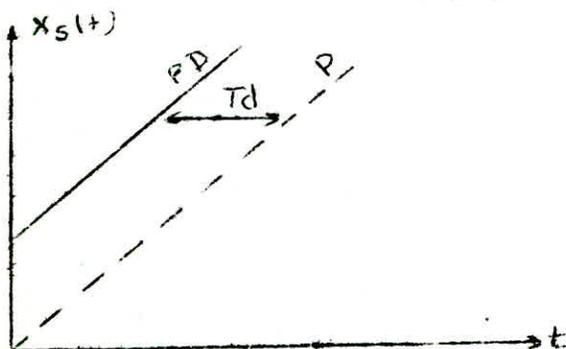
3. 3.4.3 REPONSE INDICIELLE:

L'action PD ne peut être correctement définie en utilisant une variation d'un échelon parce que la dérivée par rapport au temps est définie à l'instant de la variation.

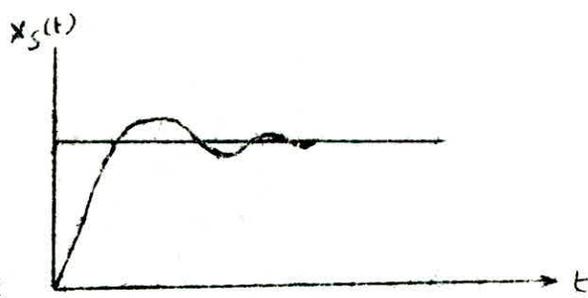
On doit donc faire varier linéairement l'écart ( $e = X_e = cte; t$ ). L'écart est défini à l'instant ( $t$ ) alors que la grandeur réglante l'est à l'instant ( $t + dt$ ), la réponse du régulateur est maintenant en avance sur les variations de l'écart dans le temps.

3. 3.4.4 PD REEL:

La réponse du système à une variation de la grandeur de perturbations nécessite un certain temps; (FIGURE:I.15)



(FIGURE:I.14)



(FIGURE:I.15)

En conclusion:

De la combinaison PD est que le gain (sensibilité proportionnelle) peut être augmenté sans produire une oscillation excessive, ce qui à son tour réduit l'écart permanent.

3. 3.5 REGULATION P.I.D

3. 3.5.1 DEFINITION:

C'est la combinaison des 3 modes de régulations P,I et D.

3. 3.5.2 FONCTION DE TRANSFERT:

$$X_s(t) = G X_e(t) + K \int_0^t X_e(t) dt + K_2 \frac{dX_e(t)}{dt}$$

En appliquant la transformée de Laplace, on obtient:

$$X_s(s) = G \left( 1 + \frac{K_i}{s} + T_d s \right) X_e(s)$$

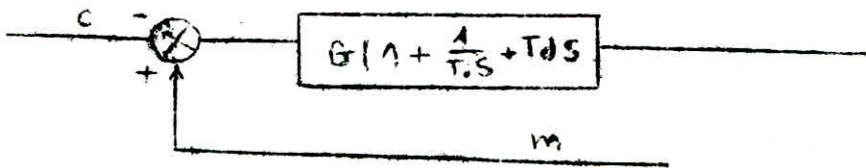
Avec  $G K_i = K_1$

$G T_d = K_2$ , on posant  $K_i = \frac{1}{T_i}$

$T_d$  = temps de dérivation

$T_i$  = temps d'intégration

$$\frac{X_s(s)}{X_e(s)} = G \left( 1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \text{ (FIGURE: I.16)}$$



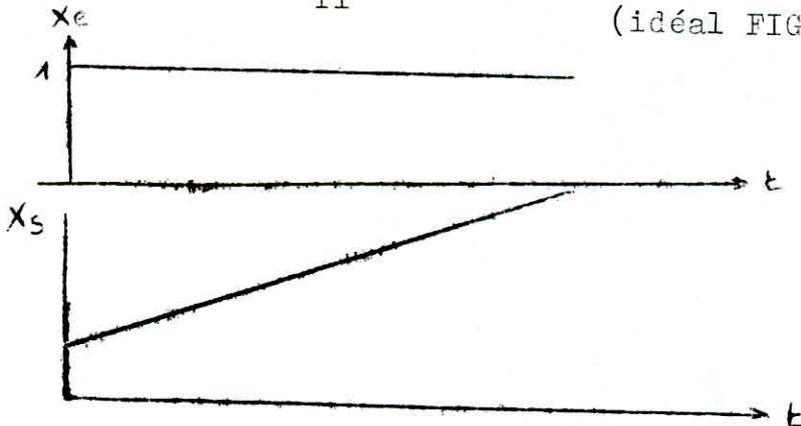
(FIGURE:I.16)

### 3. 3.5.3 REPONSE INDICIELLE:

On soumet le système à l'échelon unité ( $X_e(s) = \frac{1}{s}$ )

$$X_s(s) = G \left( \frac{1}{s} + \frac{1}{T_i s^2} + T_d \right)$$

$\mathcal{L}^{-1} \{ X_s(s) \} = G \left( 1 + \frac{1}{T_i} t + T_d \right)$  d'où la réponse indicielle (idéal FIGURE:I.17)



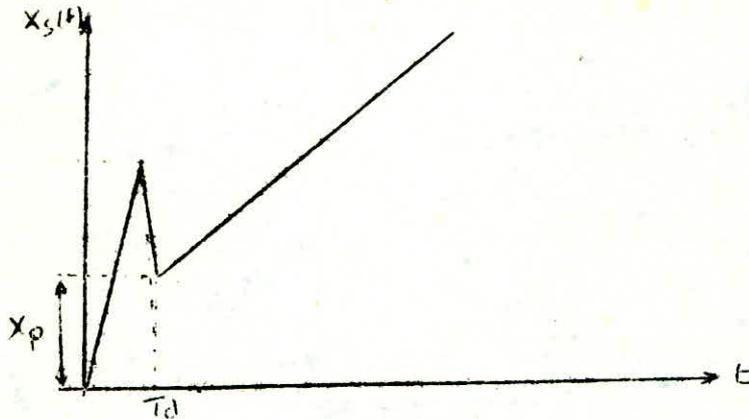
(FIGURE:I.17) P.I.D IDEAL

3. 3.5.4 P.I.D REEL:

$$\frac{X_s(s)}{X_e(s)} = G \left( 1 + \frac{1}{T_i s} + \frac{T_d s}{s + 1} \right)$$

Avec  $G$  = constante de l'élément inertiel.

D'où la réponse indicielle ( $X_e(s) = 1/s$ ) (FIGURE:I.18)



(FIGURE:I.18)

$T_d$ : temps nécessaire pour que le signal provenant d'action proportionnelle soit égale au signal provenant d'action de dérivation ( $X_p = X_d$ ).

3.4. DISPOSITIFS TERMINAUX DE REGULATION:

L'élément final de régulation est le mécanisme qui change la valeur de la grandeur réglée en réponse (ou signal de sortie): il se compose généralement de 2 parties:

1. Un actionneur (servomoteur) qui sert à convertir le signal de sortie du régulateur (qui est proportionnel à celui d'entrée en la position d'un élément.

L'organe de réglage de l'actionneur peut être à commande pneumatique hydraulique ou électrique ou même la combinaison des 3. Les servomoteurs pneumatiques peuvent être à ressort avec un diaphragme, comme le cas des 3 bancs d'essai de l'étude en question: à piston sans ressort ou à moteur. Ils peuvent utiliser directement le signal de sortie du régulateur pneumatique ou une source séparée d'air comprimé.

Le servomoteur doit assurer une position de sortie précise propor-

-tionnelle au signal d'entrée qui est une pression dans le cas des 3 bancs d'essais du Département.

2. Un dispositif pour ajuster la valeur de la grandeur réglante, généralement une vanne régulatrice, c'est le cas des régulateurs de pression et de niveau du Département ou alors un autotransformateur qui ajuste la tension qui sert à chauffer l'eau par les résistances, ceci dans le cas du régulateur de température.

La vanne est un élément essentiel dans tout contrôle de procédé industriel dont le rôle est de créer sur une circulation d'un fluide, une perte de charge telle que le débit (ou pression du fluide) à la sortie de la vanne, atteigne la valeur désirée par le point de consigne du régulateur.

Le régime d'écoulement d'une vanne est déterminé par son coefficient de débit ( $K_v$ ) et sa perte de charge ( $P$ ) qui seront définis plus tard.

De 5. Cycle secondaires  
 $K_1, K_2$  curseurs

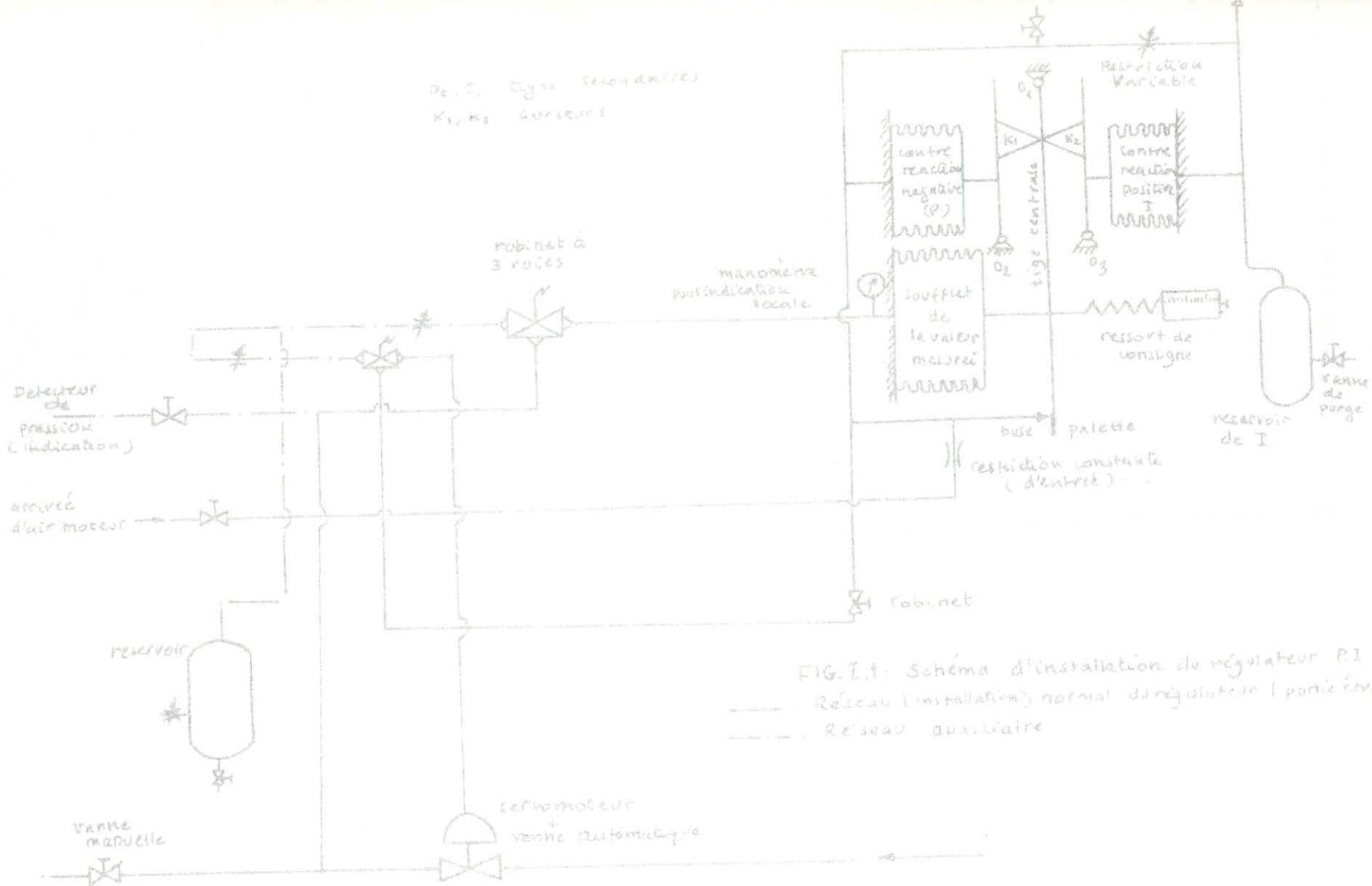
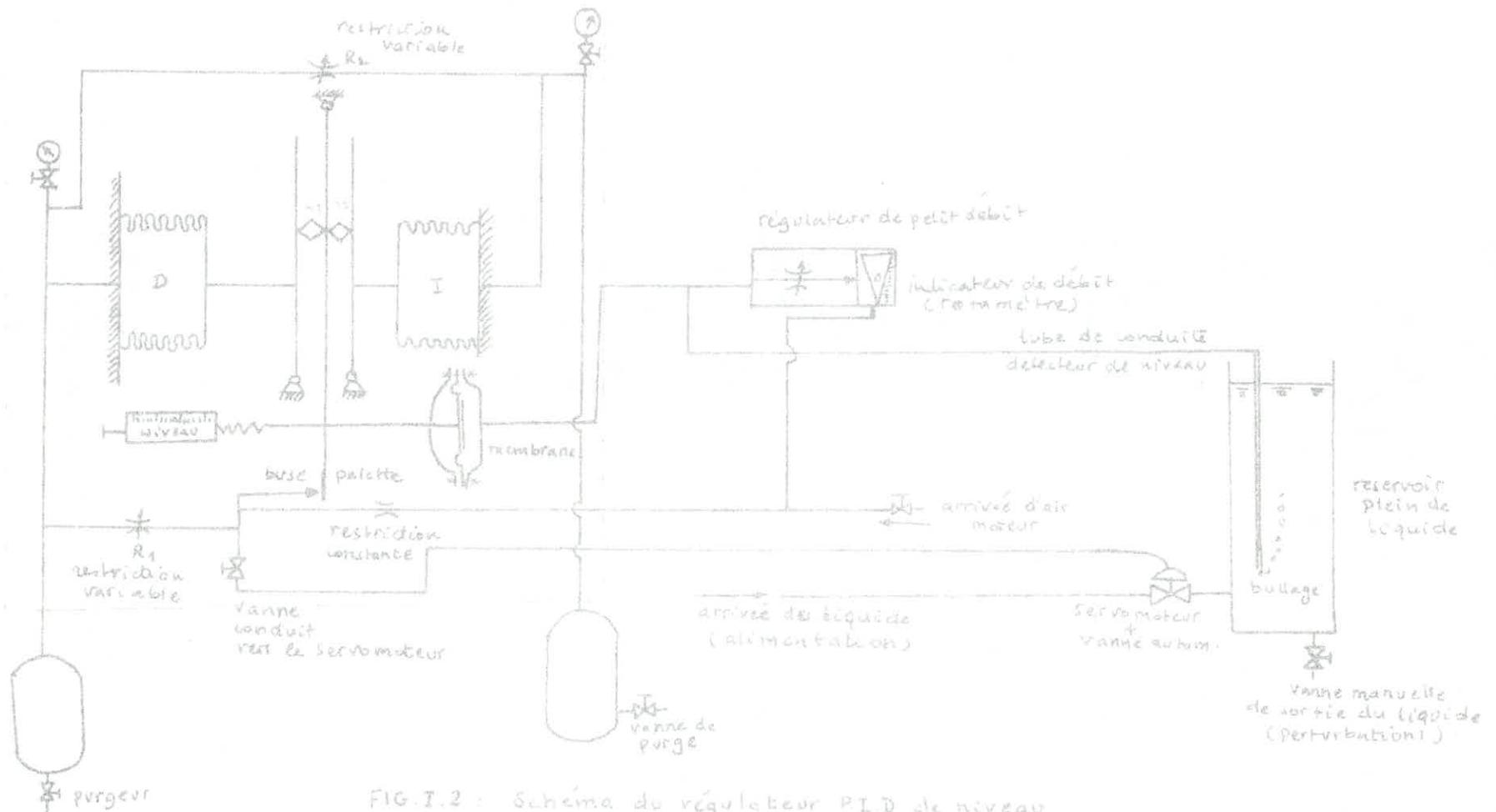


FIG. I.1. Schéma d'installation du régulateur P1  
 — Réseau (installation) normal du régulateur (partie étudiée)  
 - - - Réseau auxiliaire



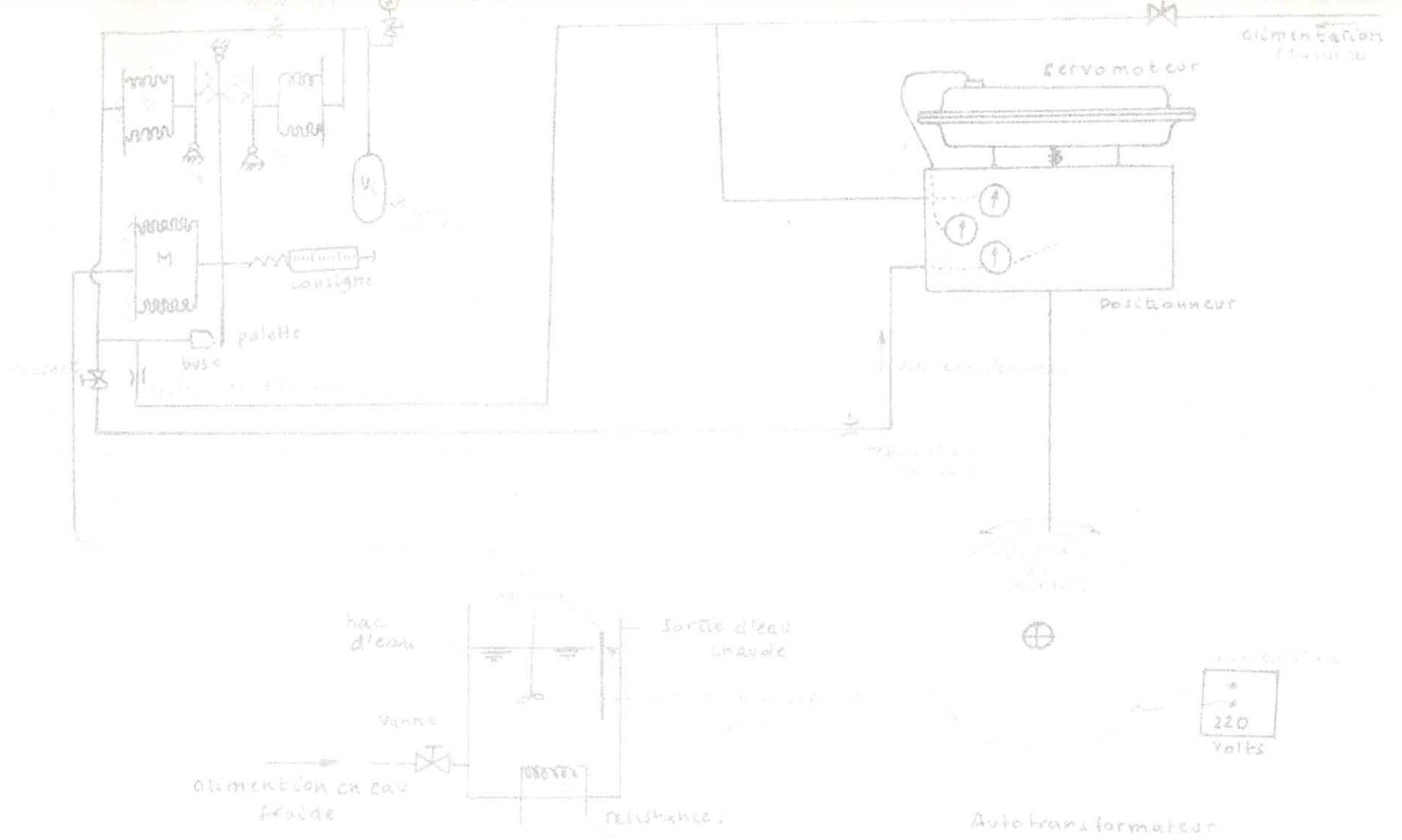


FIG. I.3 : schéma du régulateur PI de température

## II. ETUDE STATIQUE DES REGULATEURS

### 1. REGULATEUR PROPORTIONNEL INTEGRAL (P.I)

#### 1.1 DESCRIPTION:

Le régulateur est un appareil (boîte) (FIG.II.1) comportant une tige centrale articulée en  $O_1$ , l'autre extrémité forme une palette ( $P_a$ ) qui obture la buse (E) sous l'action des principales forces agissantes sur la tige qui sont:

-Le soufflet de mesure (M) subit une pression sous l'action de la grandeur mesurée (pression ou température) exerce une force sur la tige au point ( $O_4$ ):  $f_3$  ;

-Au même point d'application ( $O_4$ ) mais du côté opposé, s'exerce une force de rappel du ressort ( $R_c$ ) ,  $f_4 = Kx$  (K: constante de raideur du ressort; x: sans déplacement).

Cette force est proportionnelle à la valeur de consigne (pression ou température).

-La contre-réaction négative ( $R_p$ ) dont le soufflet subit une pression de sortie du régulateur suivant l'obturation de la buse, donne naissance à une force  $f_1$  sur la tige secondaire ( $O_2$ ) qui est liée à la tige centrale ( $O_1$ ) par un curseur ( $K_1$ ) dont le rôle est la variation du gain proportionnel du régulateur, ainsi il accentue ou diminue la valeur de la force reçue avant de la communiquer à la tige centrale ( $O_1$ ) et cela par le simple réglage de sa position.

-Alors que la contre-réaction positive ( $R_i$ ) dont le soufflet reçoit une pression de sortie du régulateur qui est retardée par rapport à (P) par la restriction variable (R), donne naissance à une force  $f_2$  , transmise à la tige centrale par un système semblable à celui de la contre-réaction négative.

#### 1.2 TRANSMITTANCES:

Dans le calcul de la fonction de transfert des régulateurs (P.I et P.I.D), on ne tient pas compte de la rigidité du système (cascade) pour simplifier les équations. Toutefois, nous ne la négligeons pas dans l'étude dynamique. Le

Le régulateur est à balance des forces, pour étudier son équilibre qui est réalisé lorsque la tige centrale est aussi en équilibre, on va déterminer les forces agissantes sur la dite tige.

$f_3$ : due à la pression dans le soufflet (M)

$f_4$ : due au ressort de consigne

$f_1$  et  $f_2$ : réactions de la tige sur les curseurs  $K_1$  et  $K_2$

Déterminons  $f_1'$  et  $f_2'$

$$\sum M^{ts}/O_1 = 0 \rightarrow f_1' (l_t - l_o) = f_1' l_p \rightarrow f_1' = \frac{l_t - l_o}{l_p} f_1 ; ; . (2.1)$$

$$\sum M^{t}/O_2 = 0 \rightarrow f_2' = \frac{l_t - l_o}{l_i} f_2 \dots . (2.2)$$

L'équilibre de la tige est réalisé lorsqu'on a:  $M^{ts}/O_1 = 0$

$$f_1' (l_t - l_p) + f_4 \cdot l_p = f_2' (l_t - l_i) + f_3 l_r$$

En remplaçant  $f_1'$  et  $f_2'$  par leur valeur:

$$\left(\frac{l_t - l_o}{l_p}\right)(l_t - l_p) f_1 - \left(\frac{l_t - l_o}{l_i}\right)(l_t - l_i) f_2 = (f_3 - f_4) l_r$$

Et ainsi, on obtient l'équilibre dans le cas général où  $l_p \neq l_i$

$$(l_t - l_o) \frac{l_t - l_p}{l_p} f_1 - \frac{l_t - l_i}{l_i} (l_t - l_i) f_2 = -(f_3 - f_4) l_r \dots (2.3)$$

Maïs la plus commode en pratique, c'est d'avoir  $l_p = l_i$ , ce qui a une signification car le régulateur possède un seul gain proportionnel. Posant  $l_p = l_i = l$ ; on aura:

$$(l_t - l_o)(l_t - l) \frac{f_1}{l} - (l_t - l_o)(l_t - l) \frac{f_2}{l} = (f_3 - f_4) l_r$$

$$\frac{1}{l} (l_t - l_o)(l_t - l) (f_1 - f_2) = -(f_3 - f_4) l_r \dots . (2.4)$$

$f_1 = P S_1$  ;  $f_2 = P' S_1$  avec  $S_1$  = section active du soufflet  
( $R_p$  et  $R_i$  identiques)

$P$  et  $P'$ : pressions exercées sur le soufflet

$f_3 = M S_o$  :  $M$ : pression mesurée ;  $S_o$  : section active du soufflet de mesure.

$$f_4 = f_4 \cdot \frac{S_o}{S_o} = \left(\frac{f_4}{S_o}\right) = C$$

Donc,  $f_4 = C S_o$  avec  $S_o$ : section active du soufflet de mesure  
 $C$ : pression de consigne équivalente à la force exercée par le ressort sur la section active du soufflet considéré ( $S_o$ )

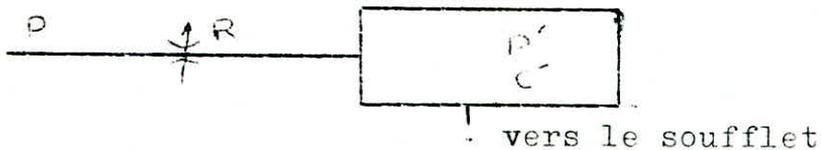
L'équation (2.4) devient:

$$\frac{1}{l} (l_t - l_o)(l_t - l) (P - P') S_1 = - (M - C) S_o l_r \dots . (2.5)$$

Comme les régulateurs (P.I) sont à action inverse c'est-à-dire, quand la mesure (ou l'écart) augmente, la pression de sortie diminue on obtient le signe (-) devant (M=C), ce qui justifie le type d'action. Mais étant donné que (-) n'influe pas sur l'équation, nous allons continuer les calculs sans en tenir compte.

Déterminons P' :

Considérons le schéma suivant :



La pression (P') du réservoir de capacité (C') (d'où le soufflet (R<sub>i</sub>)) est retardée par rapport à (P) par la restriction (R), nous aurons donc :

$$C' \frac{dP'}{dt} = \frac{P-P'}{R} \text{ donc : } P' + RC' \frac{dP'}{dt} = P$$

Posant  $RC' = T$  : constante de temps de l'élément à capacité ou d'intégration.

$P' + T \frac{dP'}{dt} = P$  ; en appliquant la transformée de Laplace, on aura :

$$P'(S) + TP'(S) \cdot S = P(S) \\ P'(S) (1+TS) = P(S) ; P'(S) = \frac{P(S)}{1+TS} \dots \dots \quad (2.6)$$

En remplissant dans la relation (2.5); on aura :

$$S_1 \frac{1}{1} (1_t - 1) \left( \frac{TS}{1+TS} \right) P(S) = (M-C)(S) S_0 Lr$$

Posant  $(M-C)(S) = X(S)$ , ou l'écart :

$$P(S) = X(S) \frac{S_0}{S_1} \cdot \frac{1_r - 1}{(1_t - 1_0)(1_t - 1)} \cdot \frac{1+TS}{TS} \dots \dots \quad (2.7)$$

Posant :

$$\frac{S_0}{S_1} \cdot \frac{1_r \cdot 1}{(1_t - 1_0)(1_t - 1)} = G : \text{Gain statique du régulateur}$$

L'équation (2.7) devient :  $P(S) = G \left( 1 + \frac{1}{TS} \right) X(S)$

d'où :  $\frac{P(S)}{X(S)} = G \left( 1 + \frac{1}{TS} \right)$

Calculons la transformée inverse :

$$P(t) = G \left[ X(t) + \int_0^t X(t) dt \right] = G X(t) + G \int_0^t X(t) dt \dots (2.8)$$

L'équation (2.3) est la fonction du régulateur P.I

1.3 PLAGE DE FONCTIONNEMENT/

1.3.1 REGULATION DE PRESSION

1.3.1.1 MODE OPERATOIRE:

Pour mettre en évidence la plage de fonctionnement du régulateur, on procède ainsi: après avoir réalisé le montage (FIG.II.2), on alimente le régulateur pour une pression constante  $P=1,4$  bars rel. puis on considère un point d'équilibre conventionnel à la pression  $P=0,6$  bar relatif repérable sur le manomètre placé près de la buse (Cette position fixe du levier que l'on considère est celle de l'équilibre pour tous les points de mesure); en variant la pression dans le soufflet de mesure (M) par le détendeur placé à cet effet, on constate une déviation de la palette, ce qui diminue la pression dans la buse et pour chaque variation de pression du soufflet de mesure (opposé à la consigne), on ramène la palette à sa position d'équilibre ( $P=0,6$  bar relatif dans la buse) par l'intermédiaire du ressort de consigne (Graduations de 0 à 30) et ainsi, on aboutit à la relation cherchée: Pression de mesure=Consigne. Notons que les 2 contre-réactions sont éliminées en coupant leur circuit.

1.3.1.2 RESULTATS OBTENUS:

P.mesure (bar rel.)	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
Consigne (Graduat.)	2,5	4	5,5	7,5	8,5	10,1	11,7
***** *****							
0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
12,8	14,5	16	17	18,5	20	21,5	22,5

1.3.1.3 INTERPRETATION:

Le tracé  $P=f(c)$  (FIGURE:II.3) est linéaire, donc pour une variation de mesure, il correspond une variation de consigne (et vice-versa); soit une graduation de consigne pour 0,07 bar relatif. Le soufflet

de mesure peut supporter jusqu'à 1,5 bar relatif, ce qui constitue la marge de fonctionnement du régulateur, donc on peut l'adopter à une installation dont la marge de fonctionnement n'accède pas cette valeur. Il faut noter que les essais sont faits à pression de mesure  $P = 1,5$  bar relatif et cela pour ne pas détériorer le soufflet dont on ne connaît pas sa valeur maximale de fonctionnement.

### 1.3.2 REGULATEUR DE TEMPERATURE:

#### 1.3.2.1 MODE OPERATOIRE:

On dispose d'un bac rempli d'eau muni de 6 résistances pour réchauffer l'eau et d'un mélangeur pour uniformiser sa température; on introduit un capteur de température dans le bac, puis on alimente le régulateur par une pression constante de 1,4 bars relatifs, comme dans le cas du régulateur de pression, on considère un point d'équilibre conventionnel ( $P = 0,6$  bar relatif), on alimente les résistances en courant à l'aide d'un autotransformateur et on relève la température de l'eau du bac grâce à un thermomètre; quand l'eau commence à chauffer, on coupe le courant; pour chaque position de consigne correspond à l'équilibre ( $P = 0,6$ ) bar relatif. Il faut noter aussi que les contre-réactions (positive et négative) sont éliminées.

#### 1.3.2.2 RESULTATS OBTENUS:

T°c	20	26	38	40	45	47	50	53	59	62
Consigne (Graduat.)	6	9,4	16	17,1	20	21,5	23	24,6	28,4	30

#### 1.3.2.3 INTERPRETATION:

De même ici, on obtient une relation univoque entre la consigne et la température mesurée (FIG:II.4), ainsi on peut régler la consigne à la température voulue; comme le capteur peut travailler jusqu'à 80°C (suivant l'indication du constructeur), on a essayé de déterminer la valeur maximale de consigne qui est, dans notre cas, de 30 graduations que nous avons atteint pour une température de 62°C; soit près d'une graduation de consigne pour 1,4 degré de température, d'où la plage de fonctionnement d'un tel régulateur comme.

### 1 2 REGULATEUR DE NIVEAU (P.I.D)

#### 2.1 DESCRIPTION:

Ce régulateur est à action directe (permutation du ressort de con-  
-signe avec la membrane de la valeur mesurée (FIG.II.5), c'est-à-  
-dire pour une augmentation de la valeur mesurée (ou l'écart), ceci  
entraîne une augmentation de la pression de sortie du régulateur,  
et que la seule différence technologique avec le type P.I est que  
celui-ci possède une restriction ( $R_1$ ) variable avant la contre-  
réaction négative ( $R_p$ ) donc la pression ( $P_1$ ) exercée sur son sou-  
-fflet ( $S_1$ ) est retardée par rapport à la pression de sortie du ré-  
gulateur ( $P$ ) par ( $R_1$ ); de même la pression ( $P_2$ ) exercée sur le sou-  
-fflet de la contre-réaction positive ( $R_i$ ) est retardée par rappo-  
-rt à ( $P_1$ ) par ( $R_2$ ).

## 2.2 TRANSMITTANCES:

Nous limiterons l'étude en donnant la fonction de transfert sans  
tenir compte de la rigidité du système.

L'équilibre statique du régulateur est réalisé lorsque la somme  
des moments par rapport à ( $O_1$ ) est nulle et on obtient la rela-  
-tion (2.4) du régulateur P.I:

$$\frac{x_1}{1} (l_t - l_0) (f_1 - f_2) = (f_3 - f_4) l_r \dots \dots \quad (2.4')$$

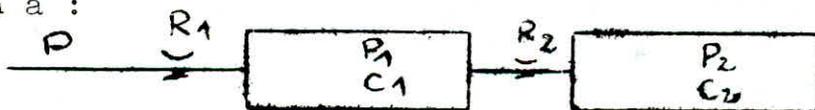
Avec:  $f_1 = P_1 S_1$

$$f_2 = P_2 S_2$$

L'équation (2.4') devient:

$$\frac{1}{1} (l_t - l_0) (l_t - l) (P_1 - P_2) S_1 = X(t) \cdot S_0 l_r \dots \dots (2.4'')$$

Calcul de  $P_1 - P$ : comme le système ne possède pas d'amplificateur,  
donc on a :



$$C_1 \frac{dP_1}{dt} = \frac{P - P_1}{R_1} + \frac{P_2 - P_1}{R_2}, \text{ multipliant par } R_1 R_2$$

$$R_1 R_2 C_1 \frac{dP_1}{dt} = R_2 P - R_2 P_1 + R_1 P_2 - R_1 P_1,$$

$$\text{Donc, } R_1 R_2 C_1 \frac{dP_1}{dt} + P_1 (R_1 + R_2) = R_2 P + R_1 P_2$$

En divisant par  $(R_1+R_2)$  on aura:

$$\frac{R_1 R_2}{R_1+R_2} \cdot C_1 \frac{dP_1}{dt} + P_1 = \frac{R_2}{R_1+R_2} + \frac{R_1}{R_1+R_2} \cdot P \dots \dots \quad (2.5')$$

Or on a :  $\frac{P_1 - P_2}{R_2} = C_2 \frac{dP_2}{dt}$        $P_1 = P_2 + R_2 C_2 \frac{dP_2}{dt} \dots \dots \quad (2.6')$

En remplaçant  $(P_1)$  dans (2.5'):

$$\frac{R_1 R_2}{R_1+R_2} C_1 \left( R_2 C_2 \frac{d^2 P_2}{dt^2} + \frac{dP_2}{dt} \right) + R_2 C_2 \frac{dP_2}{dt} + P_2 = \frac{R_2}{R_1+R_2} P + \frac{R_1}{R_1+R_2} P_2$$

$$\frac{R_1 R_2^2}{R_1+R_2} C_1 C_2 \frac{d^2 P_2}{dt^2} + \frac{dP_2}{dt} \left( R_2 C_2 + \frac{R_1 R_2}{R_1+R_2} C_1 \right) + P_2 \left( 1 - \frac{R_1}{R_2+R_1} \right) = \frac{R_2}{R_1+R_2} P \quad (2.7)$$

Posant  $T_{12} = \frac{R_1 R_2}{R_1+R_2} C_1$  ;       $\frac{R_2}{R_1+R_2} = m_2$

L'équation (2.7')

$$T_{12} T_2 \frac{d^2 P_2}{dt^2} + (T_2 + T_{12}) \frac{dP_2}{dt} + \frac{R_2}{R_1+R_2} P_2 = \frac{R_2}{R_1+R_2} P$$

$$T_{12} T_2 \frac{d^2 P_2}{dt^2} + (T_2 + T_{12}) \frac{dP_2}{dt} + P_{12} P_2 = m_2 P$$

En passant aux transformées de Laplace:

$$P_2(s) = \frac{P(s)}{\frac{T_2 T_{12}}{m_2} s^2 + \frac{T_2 + T_{12}}{m_2} s + 1} \dots \dots \quad (2.8')$$

De même on a:

$$P_1(s) = P_2(s) (T_2 s + 1) = \frac{(T_2 s + 1) P(s)}{\frac{T_2 T_{12}}{m_2} s^2 + \frac{T_2 + T_{12}}{m_2} s + 1} \dots \dots (2.9')$$

$$\frac{T_2}{m_2} = \frac{C_2 R_2}{R_2} \cdot R_1 + R_2 = C_2 R_1 + C_2 R_2 = T_2 + R_1 C_2$$

$$\frac{T_{12}}{m_2} = C_1 \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \cdot \frac{R_1 + R_2}{R_2} = T_1$$

(2.8') devient:

$$P_2(s) = \frac{P(s)}{T_1 T_2 s^2 + (T_1 + T_2 + R_1 C_2) s + 1} \dots \dots \quad (2.10')$$

(2.9') devient:

$$P_1(s) = \frac{(T_2 s + 1) P(s)}{T_1 T_2 s^2 + (T_1 + T_2 + R_1 C_2) s + 1} \dots \dots \quad (2.11')$$

$$P_1 - P_2 = \frac{T_2 s P(s)}{T_1 T_2 s^2 + (T_1 + T_2 + R_1 C_2) s + 1} = G X(s)$$

$$D'où: P = G \cdot \frac{T_1 T_2 s^2 + (T_1 + T_2 + R_1 C_2) s + 1}{T_2 s} \cdot X(s)$$

$$P(s) = G \left( T_1 s + \left( \frac{T_1}{T_2} + 1 + \frac{R_1}{R_2} \right) + \frac{1}{T_2 s} \right) X(s)$$

En appliquant la transformée inverse:

$$P(t) = G \left( T_1 \frac{dX(t)}{dt} + \left( \frac{T_1}{T_2} + 1 + \frac{R_1}{R_2} \right) X(t) + \frac{1}{T_2} \int_0^t X(t) dt \right)$$

Si on suppose que la charge est petite et cela lorsque  $R_1$  est petite et également  $C_2$ ; donc  $P_1 C_2$  est petit, d'où on néglige l'influence de  $C_2$  sur  $C_1$  et par conséquent  $P_2$  sur  $P_1$ .

Les pressions  $P_1$  et  $P_2$  deviennent:

$$P_1(s) = \frac{P(s)}{T_1 s + 1}; \quad P_2(s) = \frac{P(s)}{(T_1 s + 1)(T_2 s + 1)}$$

$$\text{Donc } P_1(s) - P_2(s) = \frac{P(s)}{(T_1 s + 1)(T_2 s + 1)} \cdot P(s)$$

L'équation (2.4'') devient:

$$G X(s) = P_1(s) - P_2(s) = \frac{T_2 s}{(T_1 s + 1)(T_2 s + 1)} \cdot P(s)$$

Donc:

$$P(s) = G X(s) \frac{(T_1 s + 1)(T_2 s + 1)}{T_2 s} P(s)$$

$$P(s) = G \left( T_1 s + \frac{T_1 + T_2}{T_2} + \frac{1}{T_2 s} \right) X(s)$$

En appliquant la transformée inverse:

$$P(t) = G \left[ T_1 \frac{dX(t)}{dt} + \frac{(T_1 + T_2)}{T_2} X(t) + \frac{1}{T_2} \int_0^t X(t) dt \right]$$

D'où l'équation du régulateur dans le cas supposé.

## 2.3 PLAGE DE FONCTIONNEMENT:

### 2.3.1 ESSAIS EFFECTUES:

Pour relever la caractéristique de fonctionnement de ce régulateur, on a recours aux procédés suivants:

DESCRIPTION DU PROCEDE:

On dispose d'un tube (considéré comme un réservoir) de 1125mm de longueur et 40mm de diamètre, muni d'un robinet à son extrémité du bas pour la perturbation (variation du niveau du liquide qu'il contient); une fois les circuits pneumatiques conduisant vers le servomoteur et la contre-réaction positive (I) sont fermés respectivement par la vanne manuelle et la restriction (R) (FIGURE:II.6); on branche le tube détecteur de niveau muni d'un tube en U (manomètre à CE indiquant le niveau d'eau du réservoir) et on plonge son extrémité réduite (pour avoir une grande pression de barbotage et empêcher l'eau de remonter dans le bullage) dans le réservoir rempli d'eau, sachant que le détecteur de niveau relié au dispositif de mesure. On alimente le régulateur par une pression constante d'1,4 bars relatifs.

On note pour chaque niveau d'eau du réservoir (en diminuant le niveau par l'ouverture du robinet) la valeur de consigne correspondante au point d'équilibre  $P = 0,6$  bar relatif indiqué par le manomètre du circuit.

2.3.2 RESULTATS:

Niveau (mm CE)	899	886	868	844	826	802	784	756
Consigne (Graduat)	24,2	23,9	23,5	23	22,5	21,9	21,3	20,8
737	714	668	637	598	554	529	484	
20	19,6	18,6	17,8	17	15,6	14,9	14	
446	408	372	334	299	256	219	186	
13	12,1	11	10	9,1	8	7,1	6,2	

160	123	73	44	37	0
5,3	4,5	3,1	2,5	2	1,2

### 2.3.3 INTERPRETATION:

La relation entre le niveau du liquide et la consigne est univoque (FIGURE:II.7), on peut régler la consigne au niveau se trouvant dans la marge de fonctionnement; soit 100 mmCE, il faut régler la consigne à 2,6 graduations (1 seule graduation correspond à 38,5 mmCE environ); le réglage peut atteindre un niveau maximum de 1125 mmCE.

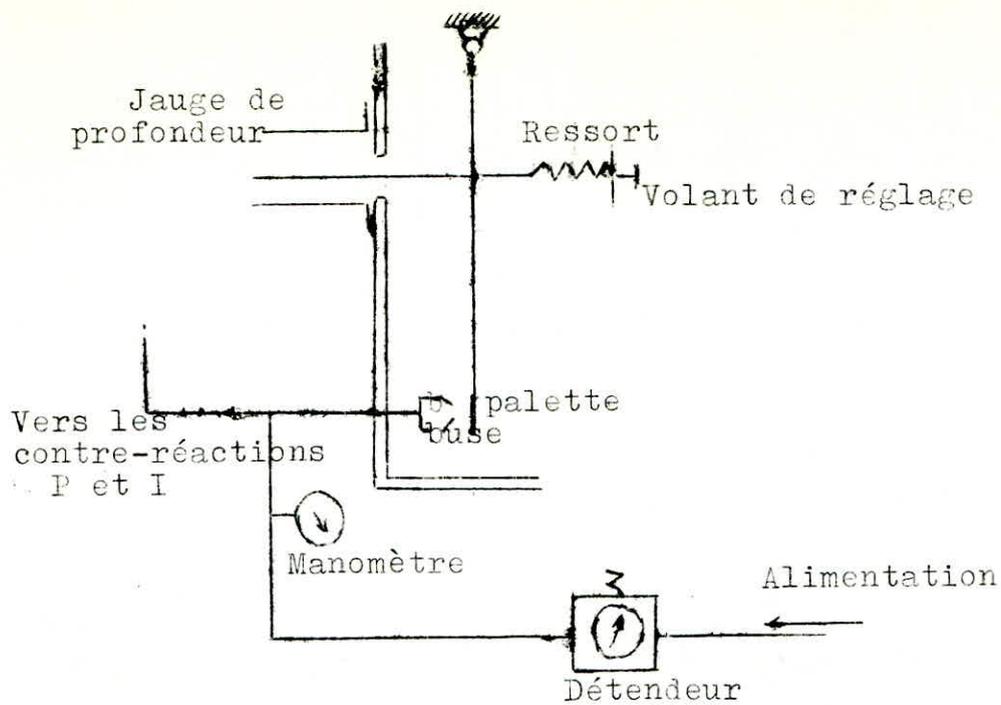
Il faut noter que les essais effectués n'aboutissent pas à 30 graduations de consigne car on ne dispose pas de réservoir dont le niveau du liquide excède la hauteur correspondante à cette consigne.

### 3. CARACTERISTIQUE DU DISPOSITIF BUSE-PALETTE:

Les régulateurs sont des appareils à compensation de forces, théoriquement de tels appareils travaillent sans déplacement, mais en réalité, le déplacement doit exister car il est strictement lié à la caractéristique de la cascade (dispositif buse-palette). Comme les régulateurs du Département fonctionnent avec des dispositifs semblables, nous avons effectué nos essais uniquement sur le dispositif du régulateur P.I de pression.

#### 3.1 MODE OPERATOIRE:

Une fois le soufflet de mesure est enlevé (FIG:II.8), par une jauge de profondeur introduite dans la lumière de ce soufflet, on relève pour chaque valeur de pression dans la buse (repérable sur un manomètre et provoquée par l'obturation de la palette en comprimant le ressort de consigne), la position de cette palette en prenant comme origine de ces déplacements, la valeur qui correspond à l'obturation totale de la buse.



(FIGURE:II.8)

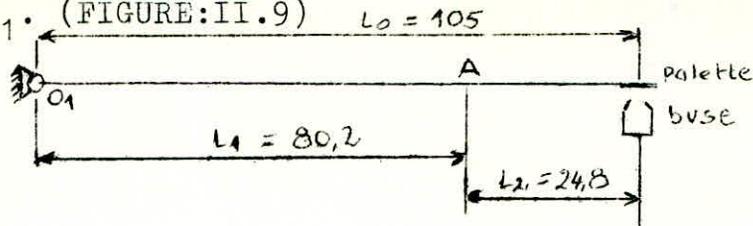
3.2 RESULTATS:

P. dans la buse (KG/cm <sup>2</sup> )	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5			
Position/Palette (mm)	0,52	0,46	0,36	0,26	0,20	0,18			
	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
	0,16	0,14	0,12	0,10	0,08	0,06	0,04	0,02	0

Remarque:

Les essais sont effectués à 24,8 mm de l'axe buse-palette, donc pour trouver les déplacements réels de la palette, on doit multiplier par le rapport  $\frac{L_0}{L_1} = \frac{105}{80,2} = 1,3$  avec  $L_0$  : longueur de la tige portant la palette.

$L_1$ : distance du point où les essais sont effectués (A) à l'articulation  $O_1$ . (FIGURE:II.9)



(FIGURE:II.9)

### 3.3 INTERPRETATION:

On voit que l'étalonnage pression de la buse-déplacement de l'organe d'obturation (FIG.:II.10) n'est pas linéaire si le mouvement de la palette est restreint à faible intervalle, la variation de la pression de la buse est presque linéaire. Comme on a fixé la plage de fonctionnement du dispositif entre 0,2 à 1,0 bar relatif, on remarque que la partie 0,2 ÷ 0,4 bar relatif présente une courbure alors que 0,4 à 1,0 bar relatif est presque linéaire; cela est due à la rigidité du système qui est faible. Donc, pour garder au système buse-palette une sensibilité suffisante, nécessaire au fonctionnement des autres organes de l'installation, on n'utilise qu'une partie de cette courbe d'étalonnage, c'est-à-dire seule la zone (0,4 ÷ 1,0 bar relatif) qui est utile et correspond à un déplacement maximal de la palette (156 microns environ) pour une variation de pression égale à  $0,6 \text{ KG/cm}^2$  de sorte qu'en service, les déplacements de cette palette sont extrêmement faibles et le gain moyen de cet appareil est considérable ( $0,38 \cdot 10^{+4} \text{ KG/cm}^2 / \text{mètre}$ ), ce qui est un résultat acceptable en tenant compte de la faible rigidité du système.

## 4. REGLAGE DE LA PROPORTIONNALITE:

### 4.1 MANIPULATION:

Le réglage de la proportionnalité en gain proportionnel, comme il a été indiqué au début de ce chapitre, s'effectue par le simple déplacement des curseurs ( $K_1$  et  $K_2$ ) sur leur tige respec-

-tive ( $O_2, O_3$ ), pour mettre en évidence l'influence du gain proportionnel sur les variations de pression de sortie du régulateur en fonction des variations de consigne; on a effectué 3 essais pour 3 positions différentes du curseur de la contre-réaction négative ( $R_p$ ) en éliminant la contre-réaction positive ( $R_i$ ) pour avoir l'influence du gain proportionnel et en considérant que le soufflet de mesure (M) fonctionne uniquement comme un ressort de réaction  $R'$  et de constante de raideur  $K'$  (car il n'est pas alimenté par l'air comprimé); la pression de sortie est lue sur le manomètre (FIGURE:II.12). On considère l'origine de consigne, celle qui correspond à la compression maximale du ressort, soit 13,5 graduations au sens positif de compression.

4.2 RESULTATS:

a) Le curseur ( $K_1$ ) coïncide avec l'axe du soufflet de mesure (à 19 mm de l'articulation de la tige  $O_2$ ).

P.de sortie (KG/cm <sup>2</sup> )	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
Compression du ressort (Graduat.)	1,5	2,4	2,9	3,4	4,2	5	5,5
Consigne (Graduat.)	12	11,1	10,6	10,1	9,3	8,5	8

b) Le curseur ( $K_1$ ) à 11 mm de l'articulation  $O_2$ .

P	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,3	1,4
Compression	1,9	3,2	4,5	6	7,5	8,9	9,5	10
Consigne	11,6	10,3	9	7,5	6	4,6	4	3,5

c) Le curseur à 4 mm

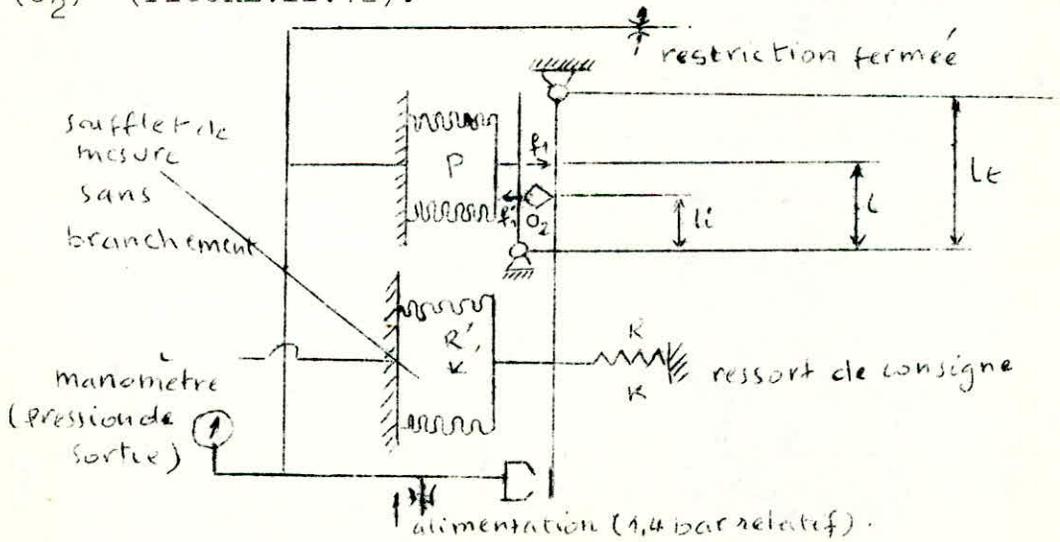
P	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
Compre.	1,3	1,9	2,6	3,3	4,6	5,5	6,4
Consigne	12,2	11,6	10,9	10,2	8,9	8	7,1

\*\* \* \*\*

0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
7,2	8,1	8,9	9,8	10,6	10,9	11,2	11,5	12,5
6,3	5,4	4,6	3,7	2,9	2,6	2,3	2	1

4.3 TRACE ET INTERPRETATION:

D'après les 3 tracés (FIGURE:II.11) (Pression de sortie-consigne), on remarque que la pente sera d'autant plus grande lorsque le gain proportionnel est grand (curseur très éloigné de l'articulation  $O_2$ ); pour interpreter et expliquer ce phénomène, il faut trouver la relation entre la pression (P), la consigne (C) et la distance (Li) séparant la position du curseur ( $K_1$ ) à l'articulation ( $O_2$ ) (FIGURE:II.12).



(FIGURE:II.12)

L'équilibre statique de la tige centrale ( $O_1$ ) donne:

$$f_1' (l_t - l_i) + R l_r = R' l_r \dots \dots (1)$$

Or  $f_1' = \frac{l}{l_i} f_1$  ;  $f_1 = P S_1$     P:pression  
 $S_1$ :section active du soufflet

$R' = K'x'$  ;  $R = Kx$  ;  $K'$  et  $K$  étant les constantes de raideur des ressorts  $R'$  et  $R$ .

$x$  et  $x'$ :leur déplacements respectifs.

(1) devient:

$$P S_1 \frac{l}{l_i} (l_t - l_i) = l_r (K'x' - Kx) \dots \dots (.)$$

$$P = \frac{l_r}{l} \cdot \frac{l_i}{l_t - l_i} \frac{1}{S_1} (K'x' - Kx) \dots \dots (2)$$

Posant  $\frac{l_r}{S_1 l} = C_0 = \text{constante}$

Pour une position donnée de ( $l_i$ ) ;  $P$  varie en fonction de 2 variables  $x$  et  $x'$ , donc il faut trouver une relation entre ( $P$ ) et ( $x'$ ). D'après la caractéristique buse-palette, on assimile la courbe (ou une partie de cette courbe) à une droite et on tire la relation:

$$x' = a - b_p$$

D'où (2) devient:  $P = C_0 \frac{l_i}{l_t - l_i} (K'(a - b_p) - Kx)$

Et on aura:

$$P = \frac{C_0 \frac{l_i}{l_t - l_i}}{1 + C_0 \frac{l_i}{l_t - l_i} K'b} (K'a - Kx) \dots \dots (3)$$

En se référant aux courbes, on remarque que pour une position donnée du ressort de consigne (ie  $x = \text{constante}$ ), on a 3 valeurs de ( $P$ ) suivant la valeur de ( $l_i$ ): pour cela, nous allons étudier l'évolution de ( $P$ ) pour une seule position quelconque de ( $x$ ) en fonction de la position du curseur ( $l_i$ ). On aura:

$$P = \frac{l_i}{l_t - l_i} \cdot K'' \dots \dots (4)$$

$$1 + C_0 \frac{l_i}{l_t - l_i} K'b$$

Avec  $K'' = C_0 (K'a - Kx) = \text{constante pour } x = \text{constant.}$

De la relation (4), on remarque que (P) varie en fonction de  $(l_i)$  suivant le coefficient:

$$\frac{\frac{l_i}{l_t - l_i}}{1 + C_0 \frac{l_i}{l_t - l_i} K'b} \quad \text{qui peut s'écrire sous la forme:}$$

$$= \frac{l_i}{l_t + l_i (1 + C_0 K'b)} \quad \text{posant } (1 + C_0 K'b) = m = \text{constante}$$

$$F(l_i) = \frac{l_i}{l_t + m l_i} \quad \dots \quad (5)$$

Etudions la relation (5); calculons la dérivée:

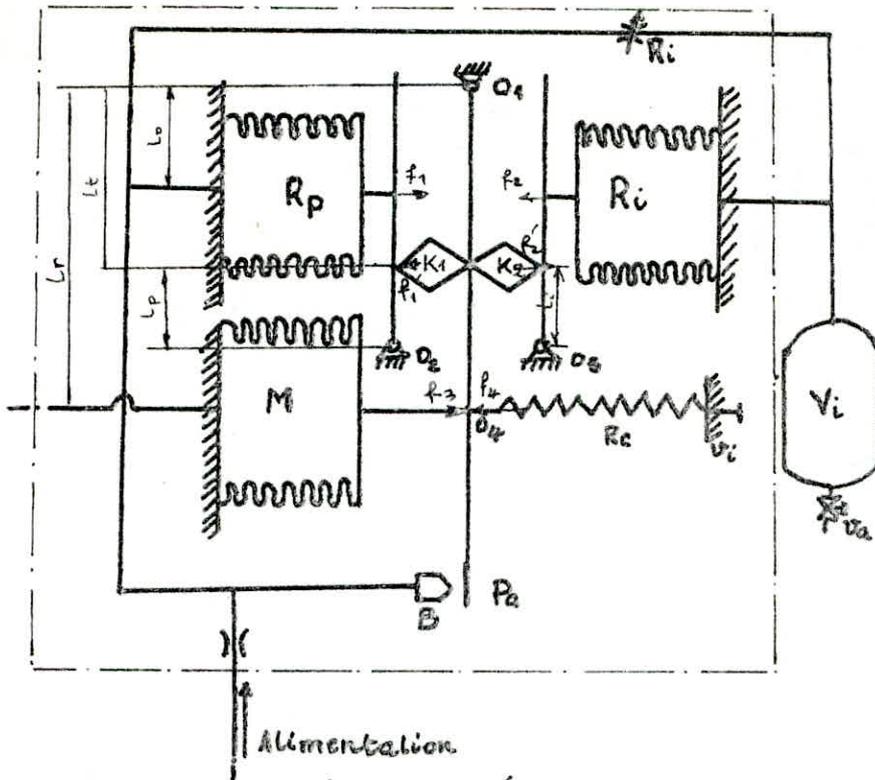
$$F'(l_i) = \frac{l_t}{(l_t + m l_i)^2} \quad \text{positif pour tout } (l_i)$$

Donc pour  $(l_i)$  croissant, on a  $F(l_i)$  croissant; d'où si  $(l_i)$  diminue, (P) diminue, cela pour une même position de la consigne. Il faut noter que le coefficient:  $C_0 \frac{l_i}{l_t - m l_i}$  est la pente de

l'équation  $P = f(x)$ , ce qui vérifie à la fois l'allure des courbes obtenues, ainsi que les valeurs de leurs pentes qui sont croissantes pour  $(l_i)$  croissant; cela est justifié car si on augmente le bras de levier (en diminuant  $(l_i)$ ), on a tendance à faire accroître l'effet de la contre-réaction ( $R_p$ ), ce qui diminue la pression de sortie.

En conclusion:

La position du curseur (la proportionnalité) varie inversement avec la pression de sortie pour une consigne donnée.



- Nomenclature :
- Po : Palette.
  - B : Buse.
  - K<sub>1,2</sub> : curseurs.
  - M : soufflet de la valeur mesurée.
  - R<sub>p</sub> : soufflet de la contre réaction négative (P).
  - R<sub>i</sub> : soufflet de la contre réaction positive (I).
  - R : Restriction variable.
  - V<sub>i</sub> : Reservoir d'intégration.
  - R<sub>c</sub> : Ressort de consigne.
  - O<sub>1,2</sub> : Articulations.
  - R<sub>a</sub> : Restriction constante.
  - U<sub>2</sub> : Vanne de purge
  - Vi : Vis de réglage

FIG. II.4 : Schéma du régulateur P.I

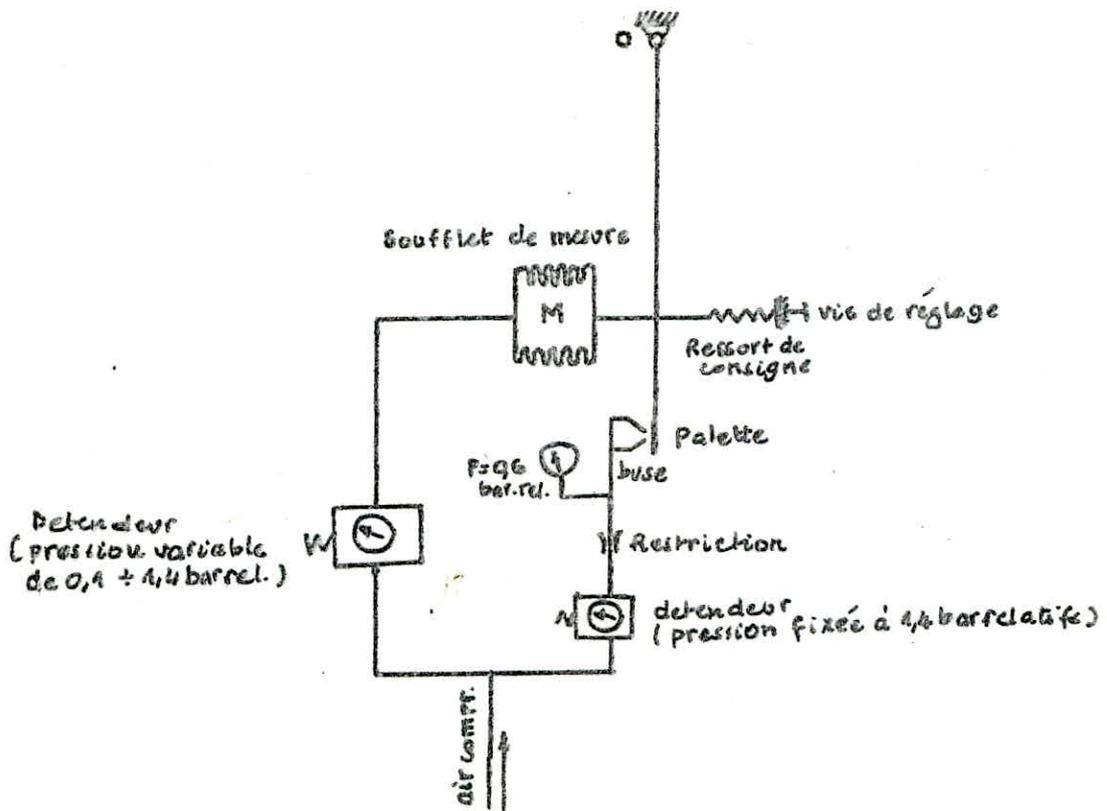
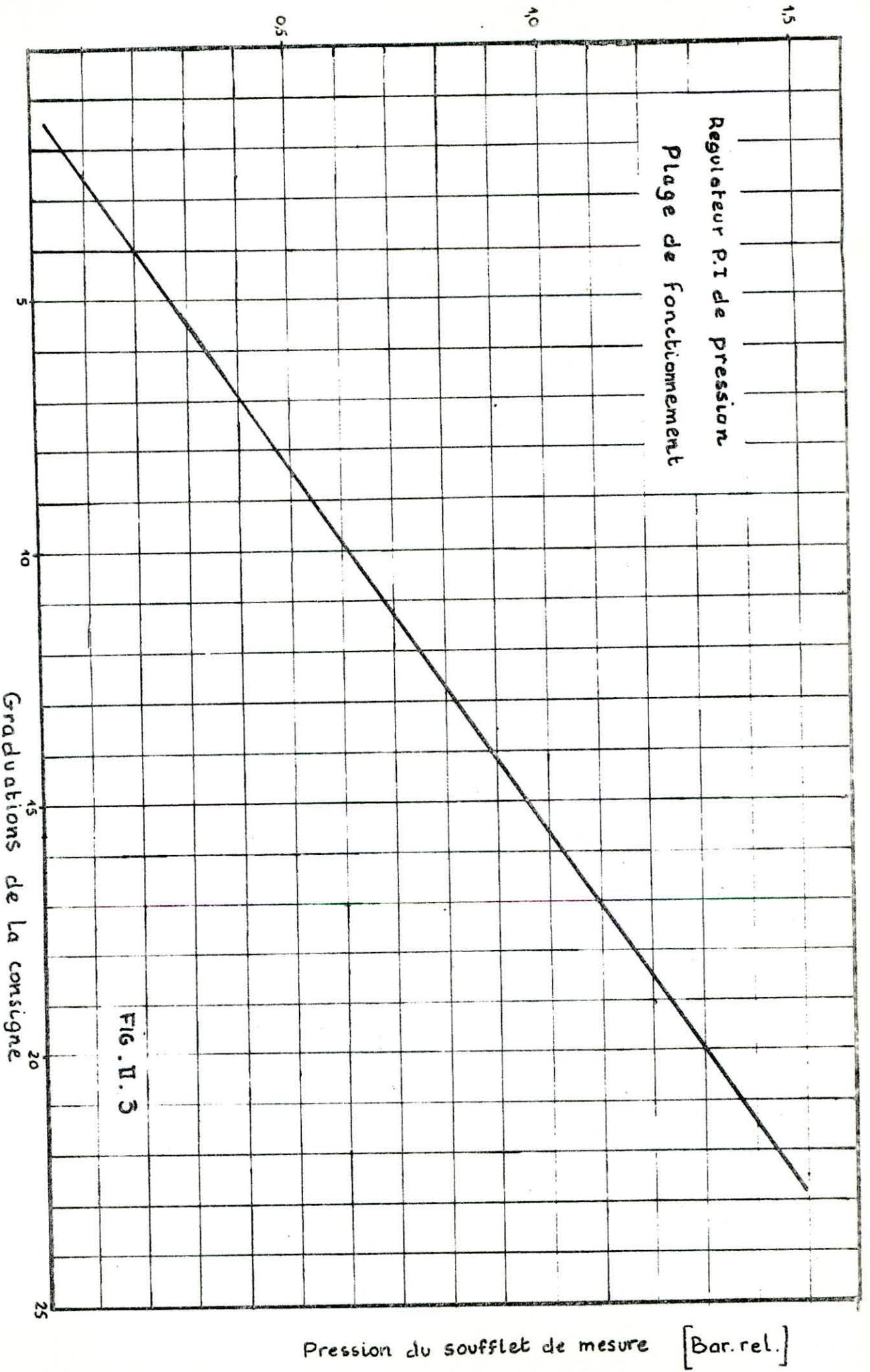


FIG. II.2 : Plage de fonctionnement : Procédé de mesure.



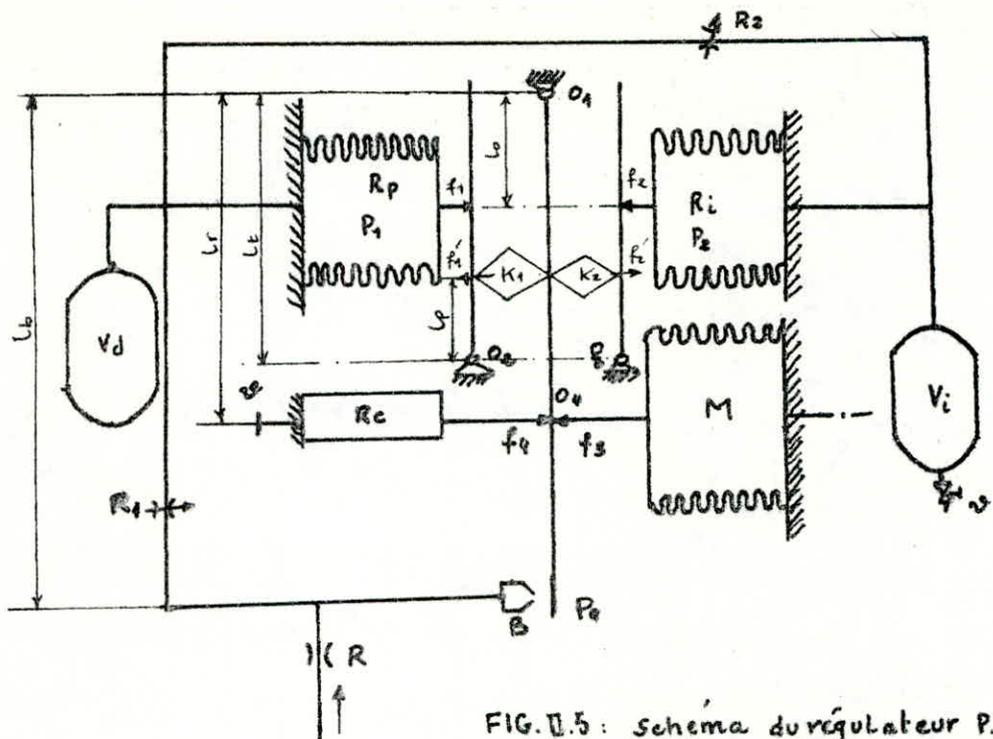


FIG. D.5 : schéma du régulateur P.I.D

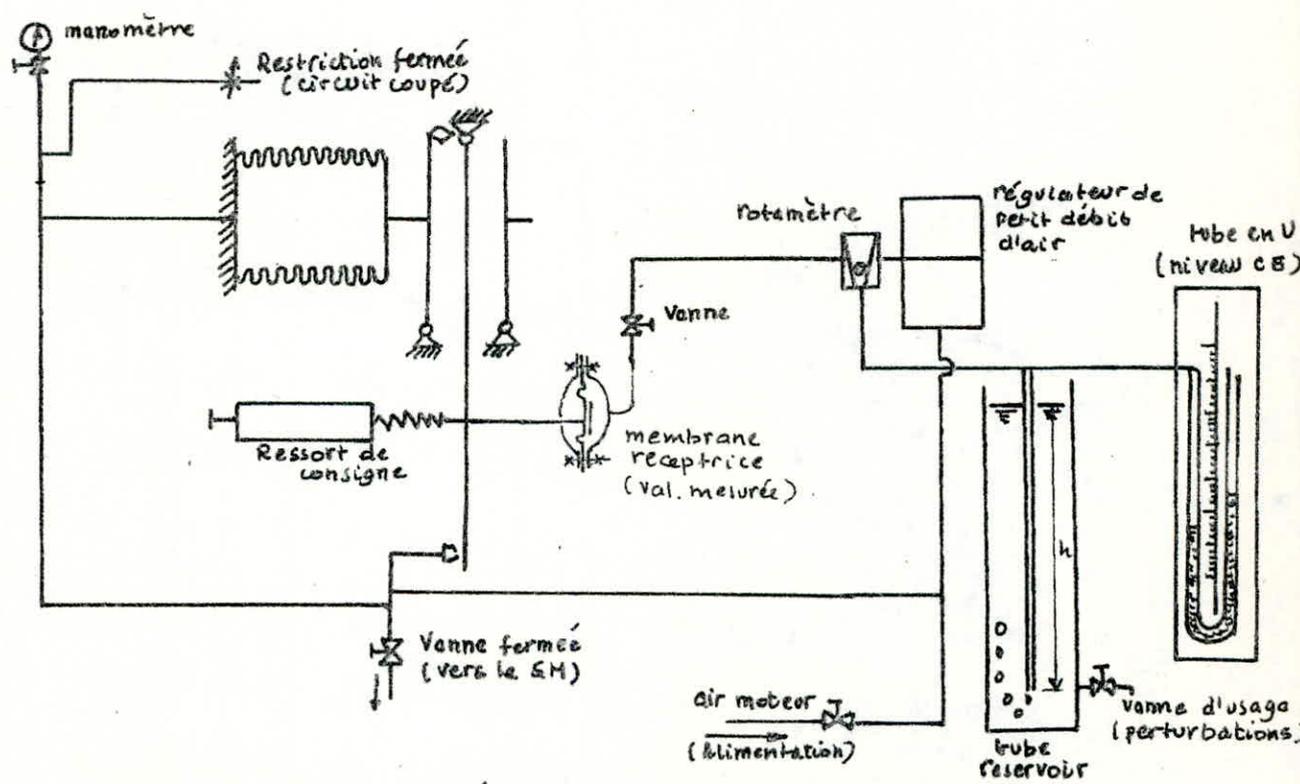


FIG. D.6 Montage du procédé de détermination de Plage de fonctionnement du régulateur P.I.D de niveau.

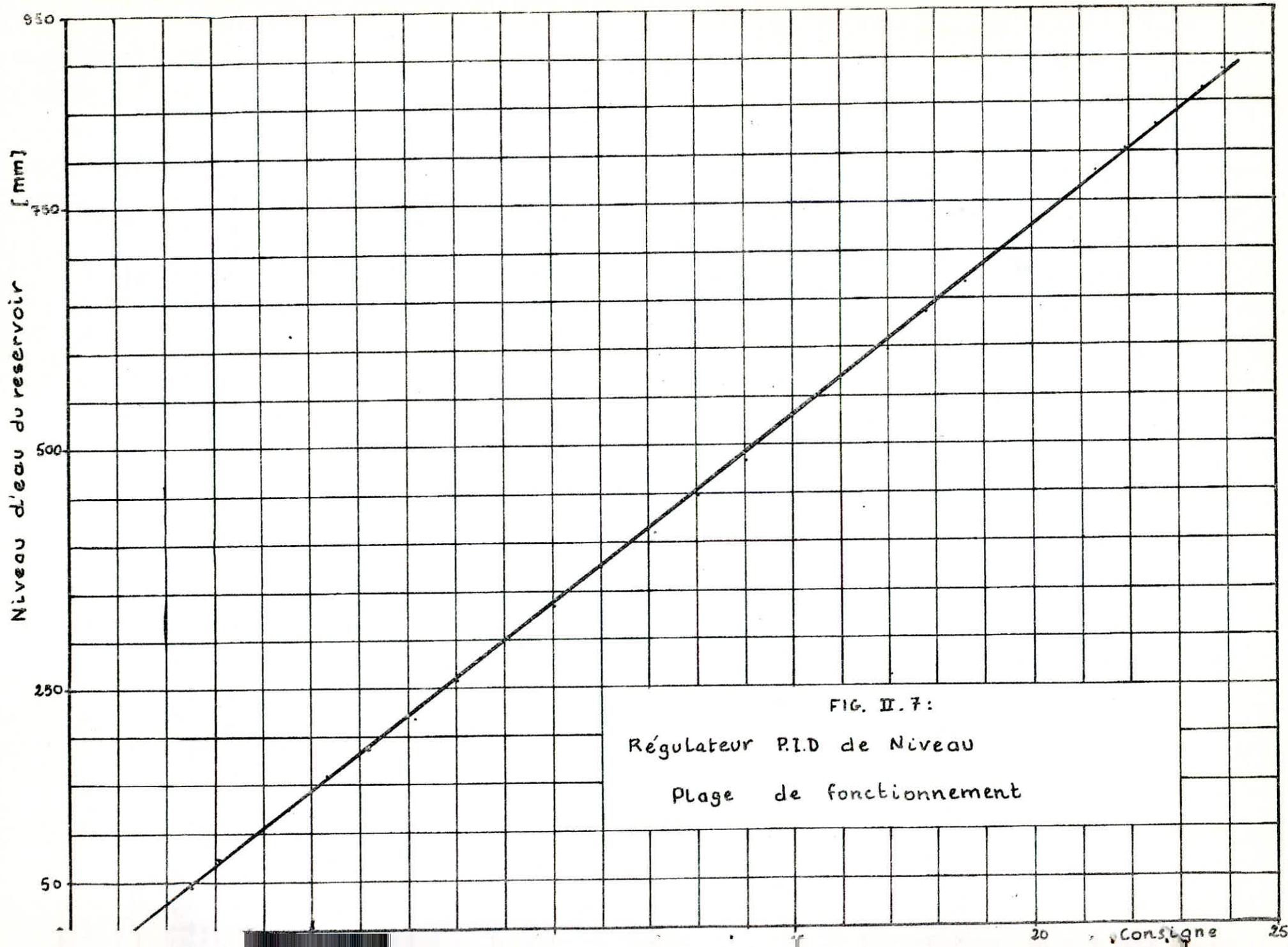


FIG. II. 7:  
Régulateur P.I.D de Niveau  
Plage de fonctionnement

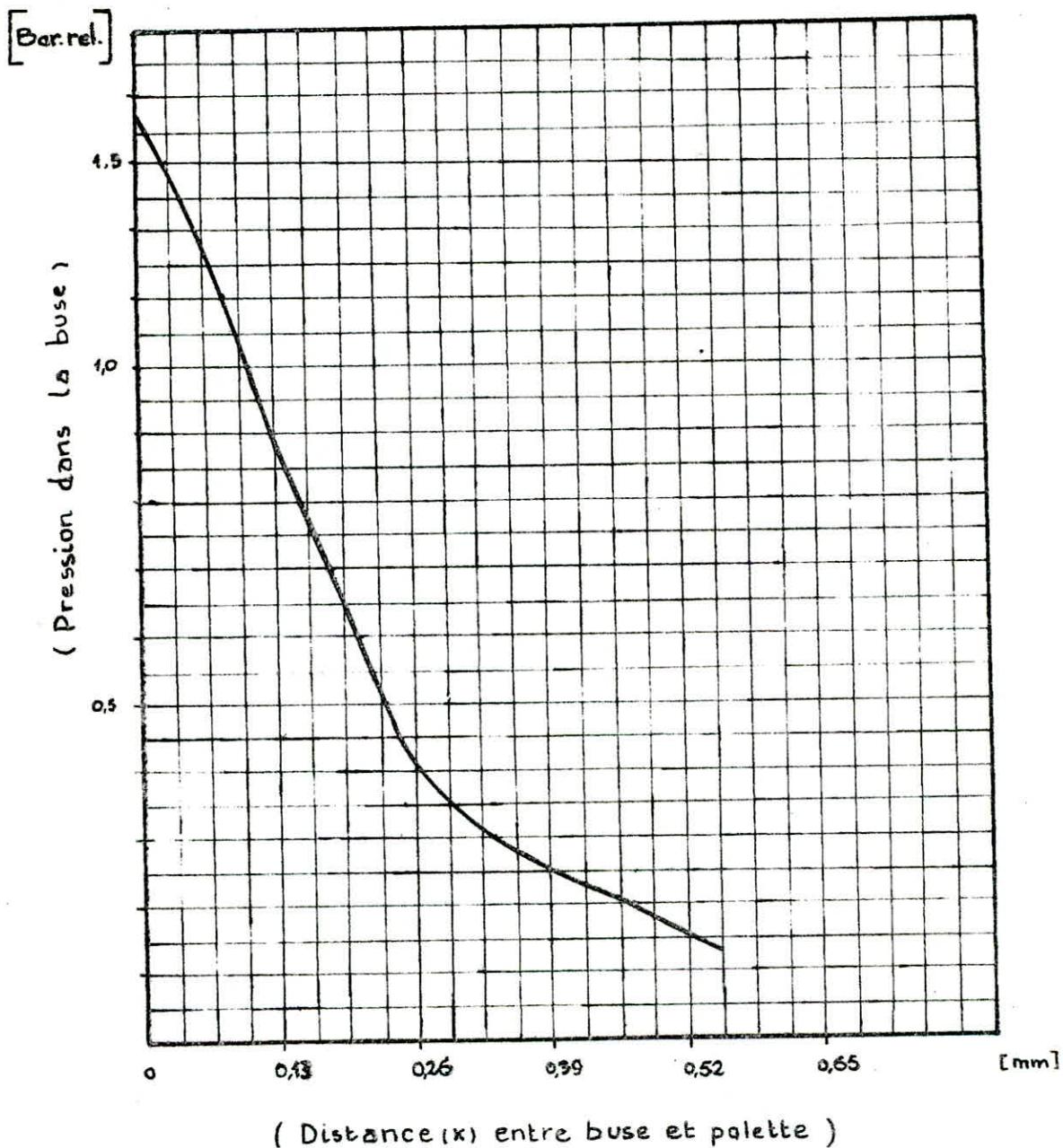


FIG. II.10: Caracteristiques du dispositif  
buse - palette

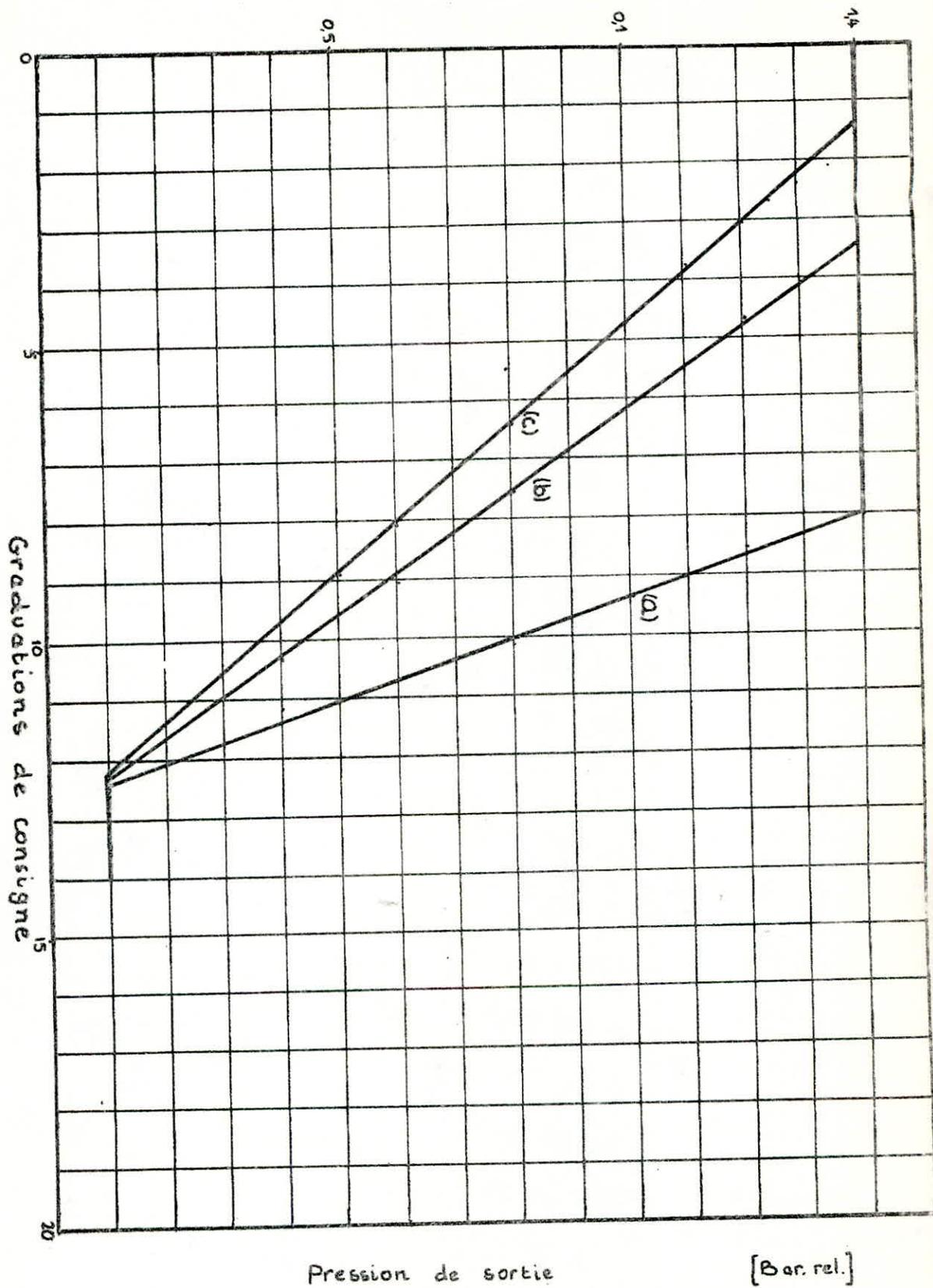


FIG. II.44: Réglage de la proportionnalité

### III./ETUDE DYNAMIQUE DE REGULATEURS:

#### 1.ESSAIS DE CHARGE ET DECHARGE D'UN RESERVOIR:

Ces essais peuvent être effectués sur n'importe quel régulateur car ils ont la même technologie de construction et les mêmes dimensions des organes de primogènes (buse, et restriction d'entrée).

##### 1.1 BUT DES ESSAIS:

Le but essentiel de ces essais est la connaissance de la vitesse d'opération de l'organe de réglage qui est connecté à la sortie du régulateur.

##### 1.2 MODE OPERATOIRE:

On place, sur le circuit d'alimentation en air comprimé entre la buse et la restriction (R), un réservoir de capacité  $V=5,25 \text{ dm}^3$  muni d'un manomètre. Le circuit pneumatique conduisant vers les soufflets des contre-réactions positive et négative, est coupé. (FIGURE:III.1).

Une fois ce montage réalisé, on procède ainsi:

##### a) Remplissage:

On ferme complètement la buse (relativement), on alimente le circuit, puis on note la pression qui règne dans le réservoir, toutes les 5 secondes lors du remplissage du réservoir.

##### b) Vidange:

Dès que la pression remonte à  $P = 1,4$  bars relatifs dans le réservoir, on ouvre la buse puis simultanément on met en marche un chronomètre, toutes les 5 secondes, on prendra alors la pression indiquée sur le manomètre branché sur le réservoir; ainsi, la pression commencera à diminuer de 1,4 bars relatifs à 0.

On obtient les résultats suivants:

##### 1.3 RESULTATS:

##### a) Remplissage:

P. dans le réservoir (bar rel.)	0,2	0,35	0,49	0,62	0,75	0,85
Temps(secondes)	5	10	15	20	25	30

0,95	1,04	1,14	1,2	1,26	1,3	1,34	1,36	1,38
35	40	45	50	55	60	65	70	75

b) Vidange:

P(bar rel.)	1,1	0,9	0,75	0,6	0,5	0,42
T.(second.)	5	10	15	20	25	30

\*\* \*\*

0,33	0,24	0,19	0,15	0,1	0
35	40	45	50	55	60

Ainsi, on obtient les courbes (FIG.III.2) pour ces 2 cas (a et b).

#### 1.4 CALCUL DU DEBIT:

L'air est supposé comme gaz parfait, suit la loi:  $PV=mrT$ ; de même on suppose que la détente de l'air à l'intérieur du réservoir (lors de la charge et la décharge) est isothermique et que le volume ne varie pas; donc:

$$PV=mrT \quad m=P \cdot \frac{V}{rT} \quad \text{d'où} \quad \frac{dm}{dt} = \dot{m} = \frac{dP}{dt} \cdot \frac{V}{rT} ; \frac{V}{rT} = \text{constante } C$$

$$V = 5,25 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$r = 287,1 \text{ J/Kgk}$$

$$T = 293 \text{ K} \quad (20^\circ \text{ C})$$

Donc:

$$C = 6,28 \cdot 10^{-8} \text{ m sec}^2$$

$$\text{Le débit massique } \dot{m} = C \frac{dP}{dt}$$

Mais comme  $\frac{dP}{dt}$  représente la pente de la courbe  $P = f(t)$  (FIG.III.2)

Donc on relève les valeurs du débit à partir de ces courbes tout en multipliant par C; on aura:

a) Remplissage:

P(bar rel.) $\sim 0$	0,2	0,4	0,6	0,8
$\frac{dP(\text{b.rel})}{dt \text{ sec}}$	0,04	0,04	0,039	0,0376
$m^*(\text{g/s})$	0,25	0,25	0,246	0,235

\*\* \* \*\*

1,0	1,1	1,2	1,3	1,35	$\sim 1,39$
0,0326	0,025	0,0198	0,0112	0,0064	$\sim 0$
0,206	0,16	0,124	0,07	0,04	$\sim 0$

b) Vidange:

P(bar rel.) $\sim 1,39$	1,3	1,2	1,1	1,0
$\frac{dP(\text{bar rel.})}{dt \text{ secondes}}$	0,043	0,042	0,041	0,04
$m^*(\text{g/s})$	0,272	0,262	0,26	0,25

\*\* \* \*\*

0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2
0,035	0,032	0,027	0,024	0,021	0,016	0,012	0,008
0,22	0,2	0,17	0,15	0,13	0,104	0,079	0,05

\*\* \* \*\*

0,15	0,1	$\sim 0$
0,006	0,004	$\sim 0$
0,039	0,024	$\sim 0$

#### INTERPRETATION DES RESULTATS:

D'après les résultats obtenus (pression et débit), (FIG.III.2 à 5), on peut tirer les constatations suivantes:

- La non-linéarité du système (cascade) car les étalonnages des phénomènes d'écoulement ne suivent pas une exponentielle.

- L'écoulement est critique:

a) Remplissage:

A  $P = 1,25$  bars relatifs absolus, le régime est critique (proche du cas théorique :  $1,26$  bars abs. =  $2,4 \cdot 0,53$ ). Le tronçon horizontal de la courbe de  $m' = f(P)$  dans le cas du remplissage, est causé par l'écoulement sonique.

b) Vidange:

L'écoulement critique correspond à la partie rectiligne mais c'est difficile à percevoir.

L'écoulement est laminaire qui se présente sur la courbe par une courbe presque droite.

a) Remplissage:  $2,32$  à  $2,4$  bars abs. correspond au tronçon rectiligne.

b) Vidange: au début de vidange ( $0 \text{ bar} \div 0,2 \text{ bar relatif}$ ), il se présente par un tronçon rectiligne.

#### 1.5 TEMPS DE REMPLISSAGE ET DE VIDANGE:

La plage normale de fonctionnement du régulateur est  $0,2$  à  $1,0$  bar relatif. Nous allons donc, chercher le temps de remplissage et celui de vidange entre ces 2 points pour le volume considéré :  $5,25 \text{ dm}^3$ .

a) Remplissage:  $t_r = 33$  secondes

b) Vidange:  $t_v = 36,25$  secondes

Théoriquement, si l'on suppose que l'air se détend à l'intérieur du réservoir isothermiquement, de plus la linéarité de la restriction, la constante de vidange ( $T_v$ ) sera inférieure à celle du remplissage ( $T_r$ ).

Mais comme on constate dans notre cas pratique, on obtient des résultats qui semblent être contradictoires à la théorie:

Dans le cas de remplissage (pression de remplissage =  $1$  bar rel.) il reste une chute de pression de  $0,4$  bar relatif pour que l'air

atteigne 1,4 bars ,par conséquent il possède encore une vitesse considérable.

Alors que dans le cas de vidange (qui est à 0,2 bar relatif),il peut atteindre 0 au bout de 0,2 bar relatif, donc par une vitesse très lente d'où son de vidange est grand.

Mais si on compare les mêmes valeurs ( $t_r$  et  $t_v$ ) au milieu de la plage de fonctionnement 0,5 à 0,7 bar relatif, on remarque que les 2 temps sont relativement égaux ( $t_v = 8,25$  secondes,  $t_r = 8$  sec). Il faut noter que si l'on dispose d'un volume 2 fois plus grand, on peut avoir un temps 2 fois plus grand (dans les 2 cas), c'est-à-dire que le temps est proportionnel au volume.

#### 1.6 CONSTANTES DE TEMPS DE REMPLISSAGE ET DE VIDANGE:

Le système de régulation travaille normalement avec des petits écarts de régulation. Dans notre cas, ce qui correspond à l'état le plus proche d'équilibre sont  $P \approx 1,34$  à 1,4 bars relatifs (cas du remplissage) et  $P = 0$  à 0,15 bar relatif (cas de vidange); les 2 parties des courbes  $m' = f(P)$  correspond à ces 2 états sont presque droites d'où on déduit les constantes de temps correspondantes:

A un débit  $m' = 0,02$  g/sec. (FIG.III.3), on a:

a) Remplissage:

$$\Delta P = 0,03 \text{ bar}$$

$$\frac{dP}{dt} = \frac{m'}{C} = \frac{0,02 \cdot 10^{-3}}{6,28 \cdot 10^{-8}} \cdot 10^{-5} = 3,18 \cdot 10^{-3} \text{ bar relatif/secondes}$$

D'où la constante de temps de remplissage:

$$T_r = \frac{0,03}{3,18 \cdot 10^{-3}} = 9,45 \text{ secondes}$$

b) Vidange:

$$\Delta P = 0,075 \text{ bar}$$

D'où  $T_v = 23,55$  secondes

La buse, même complètement ouverte, constitue une résistance pour l'écoulement, alors même après un temps infini de vidanges, la pression dans le réservoir n'est pas nulle. La précision du manomètre au début de sa plage de travail n'est pas bonne; c'est pourquoi les calculs effectués ne sont qu'approximatifs.

Conclusion:

Il faut tenir compte d'un fait: c'est que la cascade pneumatique chargée d'un réservoir de  $5,25 \text{ dm}^3$  a pour les petites déviations (perturbations de pression) une constante de temps de l'ordre de 15 à 18 secondes.

Dans le raisonnement que nous avons fait pour trouver l'équation du régulateur, nous avons négligé le retard de la cascade mais son influence est visible sur l'enregistrement de la réponse indicielle du régulateur P.I.D (FIGURE: III.3).

2. ESSAIS SUR LA CONSTANTE D'INTEGRATION:

Pour connaître le comportement dynamique de la contre-réaction positive (intégrale), on a mesuré la constante de temps de l'élément à capacité constitué par une restriction réglable de l'intégration et son réservoir; on a fait cela par l'analyse de la réponse indicielle (vidange de réservoir) pour diverses positions du pointeau d'obturation de la restriction.

2.1 MODE OPERATOIRE:

Il consiste à décharger le réservoir d'intégration (de la contre-réaction positive I) rempli d'air comprimé, à travers une restriction variable (R) dont on fait varier l'ouverture en agissant sur la position de son pointeau d'ouverture. Par un chronomètre déclenché simultanément avec l'ouverture de la restriction, on relève le temps de chaque variation dans ce réservoir.

2.2 RESULTATS:

a) Ouverture minimale ( $\approx 0$ ): n°1

Pression (bar rel.)	$\approx 1,4$	1,22	1,12	1,02	0,95	0,89
Temps (seconde)	0	15	30	45	60	75
** * **						
	0,81	0,75	0,68	0,6	0,54	0,49
	90	105	120	135	150	180

P.(bar rel.)	0,42	0,38	0,33	0,29	0,25	0,21
T.(sec.)	180	195	210	225	240	255

\*\*\* \*\*

0,18	0,15	0,12	0,10	0,08
270	285	300	315	330

b) Ouverture n° 2 (Déplacement du pointeau  $\approx 4$  mm)

P(bar rel.) $\sim 1,4$	0,96	0,70	0,48	0,29	0,18	0,1	$\sim 0$
T.(sec.)	0	10	20	30	40	50	60 70

c) Ouverture n° 3 (Déplacement du pointeau  $\approx 8$  mm)

P(bar rel.) $\sim 1,4$	0,8	0,5	0,3	0,15
T.(sec.)	0	5	10	15 20

d) Ouverture n° 4 (Déplacement du pointeau  $\approx 12$  mm)

P.(bar rel.) $\sim 1,4$	1,05	0,75	0,5	0,3	0,15
T.(sec.)	0	2	4	6	8 10

Les tracés de ces valeurs figurent sur FIGURES:(III.4;III.5)

### 2.3 CALCUL DE LA CONSTANTE DE TEMPS:

Comme nous l'avons indiqué, le régulateur fonctionne dans la plage que l'on a prévue (0,2 à 1,0 bar relatif), soit la plage de fonctionnement.

Pour cela, nous allons calculer la constante de temps (T) de la contre-réaction positive pour les principaux points appartenant à cette plage qui sont:

0,2 - 0,4 - 0,6 - 0,8 - 1,0 bar relatif (à partir des FIGURES: III.4 et III.5).

2.3.1 RESULTATS ET INTERPRETATION:

a) Ouverture minimale n°1

Pression (bar rel.)	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$\frac{dP(\text{bar rel.})}{dt \text{ secon.}}$	0,0032	0,004	0,004	0,004	0,0048
$\dot{m}(\text{g/s})$	0,020	0,025	0,025	0,025	0,030
T(sec.)	46,7	47,7	47,8	46,7	46,3

b) Ouverture n°2

Pression (bar rel.)	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$\frac{dP(\text{bar rel.})}{dt \text{ sec}}$	0,018	0,019	0,025	0,025	0,023
$\dot{m}(\text{g/s})$	1,113	0,12	0,16	0,16	0,18
T(sec.)	10	8,25	8	8	7,5

c) Ouverture n°3

Pression (bar rel.)	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$\frac{dP(\text{bar rel.})}{dt \text{ sec}}$	0,03	0,04	0,06	0,076	0,08
$\dot{m}(\text{g/s})$	0,188	0,273	0,377	0,483	0,50
T(sec.)	5	4,8	3,33	2,6	2,5

d) Ouverture n°4

Pression (bar rel.)	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$\frac{dP}{dt}$ (bar rel.) sec	0,08	0,093	0,158	0,16	0,166
m(g/s)	0,52	0,58	0,99	1,014	1,046
T(sec.)	1,8	1,4	1,2	1,2	1,2

Comme l'indique ces tableaux, on trouve, pour chaque ouverture, une plage de valeur de (T). On observe une tendance de la diminution de la constante de temps avec l'augmentation de la chute de pression à travers la résistance; cette tendance est moins accentuée pour les petites ouvertures. Rappelons que pour un élément linéaire, on obtiendrait des valeurs indépendantes de la chute.

### 2.3.2 PLAGE PRATIQUE DE REGLAGE:

D'après les résultats obtenus, on peut déduire la plage pratique de fonctionnement de notre restriction; entre les ouvertures minimale et maximale:

- ouverture minimale: une constante de temps maximale de 47,8 sec.
- ouverture maximale: une constante de temps minimale de 1,2 sec.

## 3. ESSAIS DYNAMIQUES DU REGULATEUR P.I.D

### 3.1 DESCRIPTION DU MODE OPERATOIRE DES ESSAIS:

Pour mettre en évidence le comportement dynamique du régulateur P.I.D, nous avons enregistré sur une bande, sa réponse indicelle pour un échelon unité de l'écart de sa pression d'entrée.

#### MODE OPERATOIRE:

-Etalonnage de la bande à enregistrer:

On fait cet étalonnage pour 0;20;40;60;80 et 100  $\frac{KN}{m^2}$  (qui est

visible sur la gauche de la bande) par le simulateur pneumatique relié à l'enregistreur.

-On relie la sortie du régulateur à l'enregistreur (en passant par le simulateur).

-On règle la vitesse d'enroulement du papier de l'enregistreur à une vitesse suffisante pour l'enregistrement (1,4 mm/secondes).

-On procède au réglage du régulateur:

.La restriction de la réaction I au minimum au premier essai (puis on l'augmente pour les 2 autres).

.La restriction D est maintenue à une ouverture durant les 4 essais (changer pour le 5ème).

.Le gain proportionnel est moyen (les curseurs sont presque au milieu de leur levier respectif).

-On règle la pression du régulateur à 1 bar (indiqué sur le manomètre) puis on place un tournevis entre les spires du ressort de consigne, ce qui ouvre complètement la buse.

-On met en marche l'enregistreur, puis on déclenche le tournevis, la buse se ferme, la cascade se remplit et on obtient la pression de sortie sur l'enregistrement.

### 3.2 ETUDE THEORIQUE:

Pour expliquer les résultats obtenus, on va calculer la fonction de transfert du régulateur en tenant compte des principaux facteurs qui influent sur son comportement dynamique; dans ce cas, on va prendre en considération la rigidité du système et en supposant que la cascade se remplit subitement (à  $t = 0$ ).

Le régulateur P.I.D, comme il a été décrit au chapitre II (FIGURE: II.5), en tenant compte de la rigidité du système, l'équation (2.4'') d'équilibre devient:

$$P_1 S_1 (l_t - l_0) (l_t - l) - C l_r - K x l_b = P_2 S_2 (l_t - l_0) (l_t - l) - M l_r \dots (3.5)$$

Avec:  $Kx$ : force due à la rigidité du système (cascade)

$K$ : constante de rigidité

$x$ : distance entre la buse et sa palette

$l_b$ : distance entre l'axe de la buse et l'articulation ( $O_1$ ).

A partir de la caractéristique buse-palette, on assimile la courbe (ou une partie) à une droite dont l'équation est:  $X = a + b_p$ ,

Posant  $X - a = x = - b_p$

Avec ( $x$ ) du même sens que ( $f_t$ ), l'équation (2.5) sera donc:

$$\frac{S_1}{lrl} (l_t - l_o)(l_t - 1)(P_1 - P_2) = (C-M) - Kb \frac{l_o}{lr} p \dots \dots (3.6)$$

Posant  $\dot{S}_1$   $\frac{S_1}{lrl} (l_t - l_o)(l_t - 1) = Q_e$

et  $\frac{K_b l_b}{lr} = Q_r$

(3.6) devient  $Q_e (P_1 - P_2) = (C-M) - Q_r P \dots \dots (3.7)$

En remplissant  $P_1$  et  $P_2$  par leur valeur:

$$P_1(s) = \frac{T_2 s + 1}{T_1 T_2 s^2 + (T_1 + T_2 + R_1 C_2) s + 1} \dots \dots (2.10')$$

$$P_2(s) = \frac{1}{T_1 T_2 s^2 + (T_1 + T_2 + R_1 C_2) s + 1} \dots \dots (2.11')$$

L'équation (3.7) devient:

$$\frac{P(s)}{(C-M)(s)} = \frac{1}{Q_1} \cdot \frac{1}{\frac{Q_r}{Q_1} + \frac{T_2 s}{T_1 T_2 s^2 + (T_1 + T_2 + R_1 C_2) s + 1}} \dots \dots (3.8)$$

Dans le cas où on néglige la rigidité de la buse ( $Q_r = 0$ )

(3.8) devient:

$$\frac{P(s)}{(C-M)(s)} = \frac{1}{Q_1} \left( T_1 s + \frac{T_1 + T_2 + R_1 C_2}{T_2} + \frac{1}{T_2 s} \right) \dots \dots (3.9)$$

Les 3 actions du régulateur sont bien visibles et évidentes:

$$\frac{1}{Q_1} (T_1 s) : \text{action D}$$

$$\frac{1}{Q_1} \left( \frac{1}{T_2 s} \right) : \text{action I}$$

$$\frac{1}{Q_1} \left( \frac{T_1 + T_2 + R_1 C_2}{T_2} \right) : \text{action P ; s'il n'y a pas de charge, } R_1 C_2 \text{ petit (} R_1 \text{ petit et } C_2 \text{ petit), donc } T_1 \ll T_2 :$$

$$\frac{T_1 + T_2 + R_1 C_2}{T_2} = \frac{\underset{\downarrow 0}{T_1}}{\underset{\downarrow 0}{T_2}} + 1 + \frac{R_1}{R_2} \approx 1$$

Donc si on veut régler  $T_1$  et  $T_2$ , les constantes de temps de dérivations d'intégration (par  $R_1$  et  $R_2$ ), on règle par là la proportionnalité, c'est-à-dire: on influe sur la proportionnalité que celle-ci charge quand on a:  $T_1 \ll T_2$ , comme on a remarqué. Dans notre étude théorique, on considère qu'à l'instant ( $t = 0$ ) et pour un échelon unité, que la cascade se remplit subitement d'où on obtient un pic pour  $t = 0$  (impulsion verticale); mais réellement, cela n'existe pas et par conséquent, on n'obtient pas une impulsion verticale mais inclinée sous un certain angle et une certaine courbure (sera décrite ultérieurement).

### 3.3 CALCULS PRATIQUES ET INTERPRETATIONS GRAPHIQUES

#### 3.3.1 REPONSES INDICIELLES EN P.I.D:

A partir de la courbe enregistrée (n°1), on relève les résultats suivants:  $T_1 = 3$  secondes ;  $T_2 = 50$  secondes

Connaissant les volumes approximatifs des réservoirs (D et I), on peut, donc trouver leurs capacités tout en considérant que l'air est un gaz parfait:

$C = \frac{Mv}{RT}$  : C: capacité en (msec<sup>2</sup>)  
 M: masse molaire de l'air = 29 KG/mole  
 v: volume du réservoir (m<sup>3</sup>)  
 R: constante des gaz parfaits = 8,23 J/K.mole  
 T: température du milieu ambiant (°K)

Si les volumes des réservoirs sont :  $v_1 = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ ;  
 $v_2 = 4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$  et les essais sont effectués à 15°C (288°K),

on aura:  
 $C_1 = 1 \cdot 10^{-8} \text{ m sec}^2$  ;  $C_2 = 5 \cdot 10^{-8} \text{ m sec}^2$  d'où:

$$R_1 = \frac{T_1}{C_1} = 3 \cdot 10^8 \text{ (m sec)}^{-1} ; R_2 = \frac{T_2}{C_2} = 10^9 \text{ (m.sec)}^1$$

3.3.3.1  $Q_r = 0$

Si on considère que l'influence de la rigidité est négligeable, le régulateur aura pour équation (3.9) :

$$\frac{P(s)}{(C-M)(s)} = \frac{1}{Q_1} \left( T_1 s + \frac{T_1 + T_2 + R_1 C_2}{T_2} + \frac{1}{T_2 s} \right)$$

En replaçant  $T_1, T_2, R_1$  et  $C_2$  par leur valeur, on aura :

$$\frac{P(s)}{(C-M)(s)} = \frac{1}{Q_1} \left( 35 + 1,36 + \frac{1}{50 s} \right)$$

Et pour un échelon unité de l'écart:  $(C-M)(s) = \frac{1}{s}$  :

$$P(s) = \frac{1}{Q_1} \left( 3 + 1,36 \frac{1}{s} + 0,02 \frac{1}{s^2} \right) \dots \dots \quad (3.9.1)$$

En transformée inverse :

$$P(t) = \frac{1}{Q_1} \left( 3\delta(t) + 1,36 + 0,02 t \right) \dots \dots \quad (3.9.2)$$

Avec :

$\delta(t)$  : impulsion de Dirac .

D'après l'équation (3.9.1), on remarque que, pour un échelon unité de l'écart, la réponse sera à  $t = 0$ , une impulsion de Dirac qui donne un pic tendant vers l'infini; puis la courbe revient à  $P = 1,36$  verticalement avant que  $(t)$  ne commence, puis l'allure est une droite de pente 0,02, c'est-à-dire que l'action (D) intervient avant (T). (FIGURE:III.6.a)

3.3.3.2  $Q_r \neq 0$

Dans le cas général où  $Q_r \neq 0$ , la résolution de l'équation (3.8) est délicate tant que l'on ne connaît pas l'ordre de grandeur de  $Q_r$  par rapport à  $Q_1$ ; pour la simplicité des calculs, on va distinguer, selon l'importance de la rigidité, les 2 cas suivants :

3.3.3.2.1 RIGIDITE IMPORTANTE ( $Q_r = 0,01 Q_1$ )

L'équation (3.8) devient pour un échelon unité de l'écart :

$$P(s) = \frac{1}{Q_1} \frac{150 s^2 + 685 + 1}{1,5 s^2 + 50,685 + 0,01} \cdot \frac{1}{s}$$

Décomposons le dénominateur:  $1,5 s^2 + 50,68 s + 0,01 = 0$

$$\Delta = \sqrt{(50,68)^2 - 0,06} > 0 ; \text{ donc}$$

$$s_{1,2} = \frac{-50,68 \pm \sqrt{(50,68)^2 - 0,06}}{3} = \begin{cases} -0,000197317 \\ -33,78646935 \end{cases}$$

D'où ;

$$P(s) = \frac{1}{1,5 Q_1} \cdot \frac{150 s^2 + 68 s + 1}{s(s + 0,0001973)(s + 33,7864646)}$$

Que l'on va le mettre sous la forme:

$$F(s) = \frac{1}{1,5 Q_1} \left( \frac{A}{s} + \frac{B}{s+0,0001973} + \frac{C}{s+33,78646} \right)$$

$$A + B + C = 150$$

$$(33,78646)A + (33,78646)B + (0,0001973)C = 68$$

$$(0,0001973)A = 1$$

$$\text{Donc: } A = 150,0134$$

$$B = -148,0025$$

$$C = 147,98908$$

ET:

$$P(s) = \frac{1}{Q_1} \left( 100 \cdot \frac{1}{s} - \frac{98,668}{s+0,0001973} + \frac{98,659}{s+33,7864} \right)$$

$$\text{D'où: } P(t) = \frac{1}{Q_1} (100 - 98,668 \exp(-0,0001973)t + 98,659 \exp(-33,7864)t)$$

La rigidité (même si elle est faible) limite le saut (pic) pour  $t = 0$  et on a à  $t=0$   $P(s) = \frac{100}{Q_1}$ ; lorsque  $(t)$  commence, alors la pression commencera à décroître rapidement par  $(-e^{-0,0001973t})$

$P = (1,339/Q_1)$  à  $t = 0,336$  secondes; alors l'action (I) est plus lente et correspond à l'exponentielle:  $\exp^{-33,7864t}$ ; (FIGURE: III.6.b)

### 3.3.3.2 RIGIDITE MOYENNE ( $Q_r = 0,1Q_1$ )

L'équation (3.8) devient, par un échelon unité de l'écart:

$$P(s) = \frac{1}{Q_1} \frac{150s^2 + 63s + 1}{s(15s^2 + 56,85 + 0,1)}$$

$$= \frac{1}{15 Q_1} \cdot \frac{150 s^2 + 68 \varepsilon + 1}{s(s+0,0017613)(s+3,7849052)}$$

Avec :  $s_0 = 0$  ;  $s_1 = -0,0017613$  et  $s_2 = -3,7849052$

Les racines du dénominateur,  $P(s)$  peut s'écrire sous la forme:

$$\frac{1}{Q_1} \left( \frac{A}{s} + \frac{B}{s+0,017613} + \frac{C}{s+3,784905} \right)$$

Et on aura:

$$A = 150,0150$$

$$B = -132,1799$$

$$C = 132,1649$$

$$D'où P(s) = \frac{1}{Q_1} \left( \frac{10}{s} - \frac{8,8119}{s+0,001761} + \frac{8,8109}{s+3,7849} \right)$$

$$Donc: P(t) = \frac{1}{Q_1} ( 10 - 8,8119 e^{-0,0017613 t} + 8,8109 e^{-3,784905 t} )$$

En analysant cette équation, on constate que la rigidité limite l'impulsion à une pression inférieure à celle du cas précédent; puis il se passe le même phénomène que l'on a rencontré auparavant avec les actions (D) et (I) moins accentuées et cela paraît de leur expressions respectives  $(-8,811 e^{-0,0017613 t}$  pour l'action

D et  $8,8109 e^{-3,784905 t}$  pour l'action I). (FIGURE:III;6.c).

D'après les courbes de la (FIGURE:III.6), on constate que pour  $Q_r$  petit, l'allure de la partie croissante de la courbe (A.B) est presque linéaire; elle ne paraît sous forme d'une courbe (de la réponse intégrale) qu'au bout d'un certain temps très considérable, cela est visible sur la 2ème courbe ( $Q_r = 0,1 Q_1$ ) qui apparaît clairement.

### 3.3.3.3.A ANALYSE DES COURBES PRATIQUES ENREGISTREES (P.I.D)

L'étude précédente qui est très proche du cas réel que l'on a obtenu dans les enregistrements (FIGURE:III.8). Toutefois, on remarque sur l'étalonnage n°1 (P.I.D), que l'on a pas de pic vertical mais l'enregistrement présente une courbe qui ressemble

à une exponentielle raide, cela s'explique par le fait qu'à  $(t)=0$ , la cascade ne se remplit pas subitement, comme on l'a vu précédemment. C'est la supposition qui a été prise dans l'étude antérieure pour simplifier les calculs, mais pour le reste de l'enregistrement, il se concorde avec l'étude; de plus, on constate que l'action I est lente de sorte que l'on n'observe pas de courbe de la réponse intégrale.

Les enregistrements n°3 et n°4 du régulateur P.I.D pour un échelon unité de l'écart sont faits en augmentant l'ouverture de la restriction intégrale ( $R_2$ ), ce qui rend l'action (I) rapide et de ce-ci, on tire les constatations suivantes:

- a) L'action (D) est influencé par l'ouverture de ( $R_2$ ) et ne dure pas longtemps car l'action (I) commence plutôt et surtout quand ( $R_2$ ) est complètement ouverte (courbe n°4)
- b) L'action I devient rapide, on observe la variation de la pente (dérivée) clairement.
- c) Le réglage de ( $R_2$ ) influe la pression initiale d'intégration (point A sur l'enregistrement); cela se fait par la non-linéarité du régulateur parce que les réponses différentielle et proportionnelle qui sont théoriquement infinitésimales, durent ici un temps fini pendant lequel le régulateur intègre déjà.

### 3.3.2 REPONSE INDICIELLE EN PD:

Si on ferme ( $R_2$ ), donc  $R_2$  tend vers l'infini, donc  $T_2$  tend vers l'infini et avec les mêmes suppositions que l'étude précédente (P.I.D). L'équation (3.8) devient, en divisant par  $T_2$  tous les membres:

$$\begin{aligned} \frac{T_1}{T_2} &\longrightarrow 0 \\ \frac{R_1}{R_2} &\longrightarrow 0 \\ \frac{1}{T_2} &\longrightarrow 0 \end{aligned} \quad : \quad \frac{P(s)}{(C-M)(s)} = \frac{1}{Q_1} \frac{T_1 s^2 + s}{s + \frac{Q_r}{Q_1} (T_1 s^2 + s)}$$

Pour l'échelon unité de l'écart:

pour  $T_1 = 3$  secondes

$$P(s) = \frac{1}{Q_1} \frac{T_1 s + 1}{\frac{Q_r}{Q_1} T_1 s^2 + \left(\frac{Q_r}{Q_1} + 1\right) s}$$

$$P(s) = \frac{1}{Q_1} \frac{3 s + 1}{3 \frac{Q_r}{Q_1} s^2 + \left(\frac{Q_r}{Q_1} + 1\right) s}$$

De même, on va étudier les 3 cas suivants:

a)  $Q_r = 0$  ;

$$P(s) = \frac{1}{Q_1} \left( 3 + \frac{1}{s} \right) \text{ d'où } P(t) = \frac{1}{Q_1} ( 3 (t) + 1 )$$

La réponse à un échelon unité, donne une impulsion de Dirac (pic illimité) puis décroît à l'unité  $\left( \frac{1}{Q_1} \right)$  (FIGURE:III.7.a).

b)  $Q_r = 0,01 Q_1$

$$P(s) = \frac{1}{Q_1} \frac{3s + 1}{s(0,03s + 1,01)} = \frac{1}{0,03 Q_1} \left( \frac{A}{s} + \frac{B}{s + 33,666} \right)$$

Et on obtient:  $A = 0,0297$

$$B = 2,970$$

$$P(s) = \frac{1}{Q_1} (0,99 + 99 e^{-33,666 t})$$

La réponse, dans ce cas est un pic  $\left( \frac{10}{Q_1} \right)$  pour  $t = 0$ . On obtient une courbe décroissante qui devient asymptotique à  $\left( \frac{1}{Q_1} \right)$  de l'action proportionnelle (P) pure quand le régime est établi. (FIGURE:III.7.b).

c)  $Q_r = 0,1 Q_1$

$$P(s) = \frac{1}{Q_1} \frac{3s + 1}{s(0,35s + 1,1)} = \frac{1}{0,3Q_1} \left( \frac{A}{s} + \frac{B}{s + 3,666} \right)$$

Avec:

$$A = 0,2727$$

$$B = 2,727$$

$$\text{On obtient: } P(s) = \frac{1}{Q_1} \left( \frac{0,909}{s} + \frac{9,1}{s + 3,666} \right)$$

$$\text{d'où } P(t) = \frac{1}{Q_1} (0,909 + 9,1 e^{-3,666 t}).$$

Dans ce cas, on obtient le même phénomène qui est limité par rapport au cas précédent dont le pic est limité à  $\frac{10}{Q_1}$  pour  $t=0$  puis décroît pour devenir tangent à  $(1/Q_1)$  en régime établi; l'action (P) est seule. (FIGURE: III.7.c).

### 3.3.3 ANALYSE ENREGISTREMENTS (P.D)

La courbe n°2, réponse à un échelon unité de l'écart concorde avec les résultats trouvés, vu les suppositions que l'on faites: cela consiste à un remplissage brusque de la cascade à  $t=0$ , chose qui ne se passe pas dans le cas pratique. On n'a pas de pic oblique à  $t = 0$  et la variation de pression se fait en un certain temps (2 secondes environ) puis décroît subitement (1 seconde environ) à l'unité, avec une action (P) pure. (FIG. n°2 de l'enregistrement) donc:

- pas de pic horizontal mais un tronçon exponentiel.
- à partir de B (sommet de pic), le retard est causé par le remplissage du réservoir de dérivation et on relève la constante correspondante:  $T_1 = 3$  secondes.

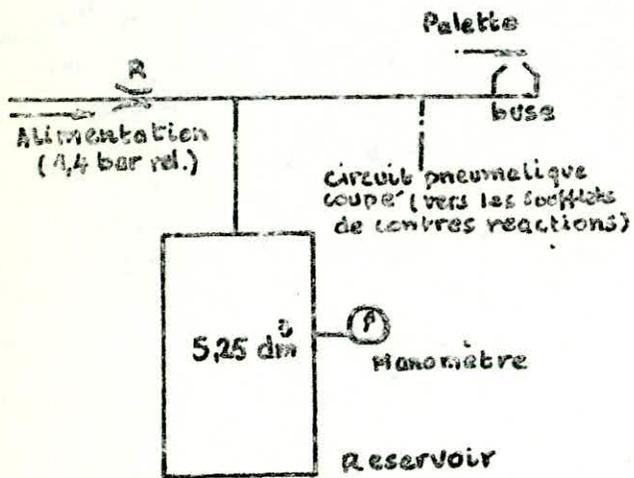
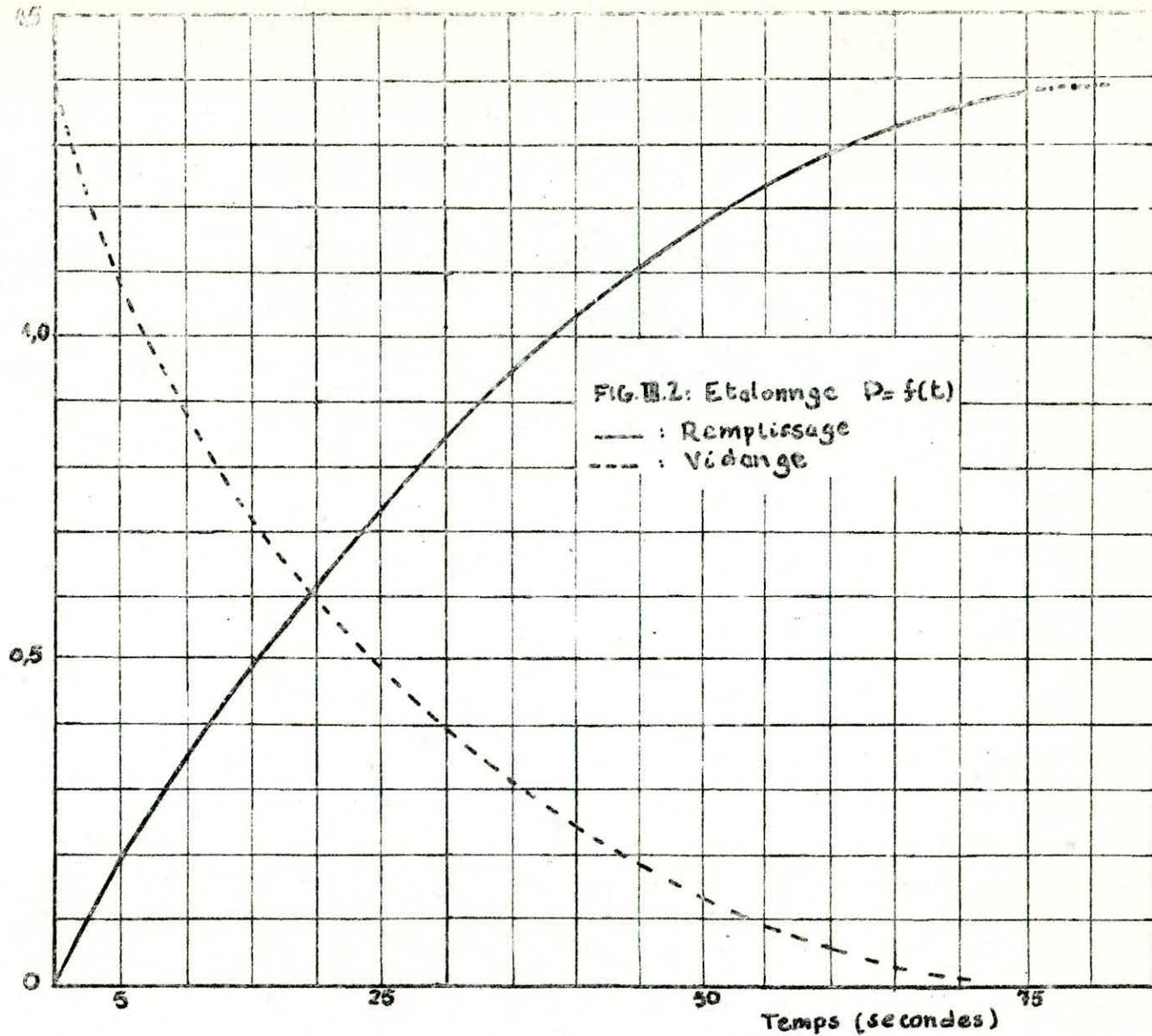
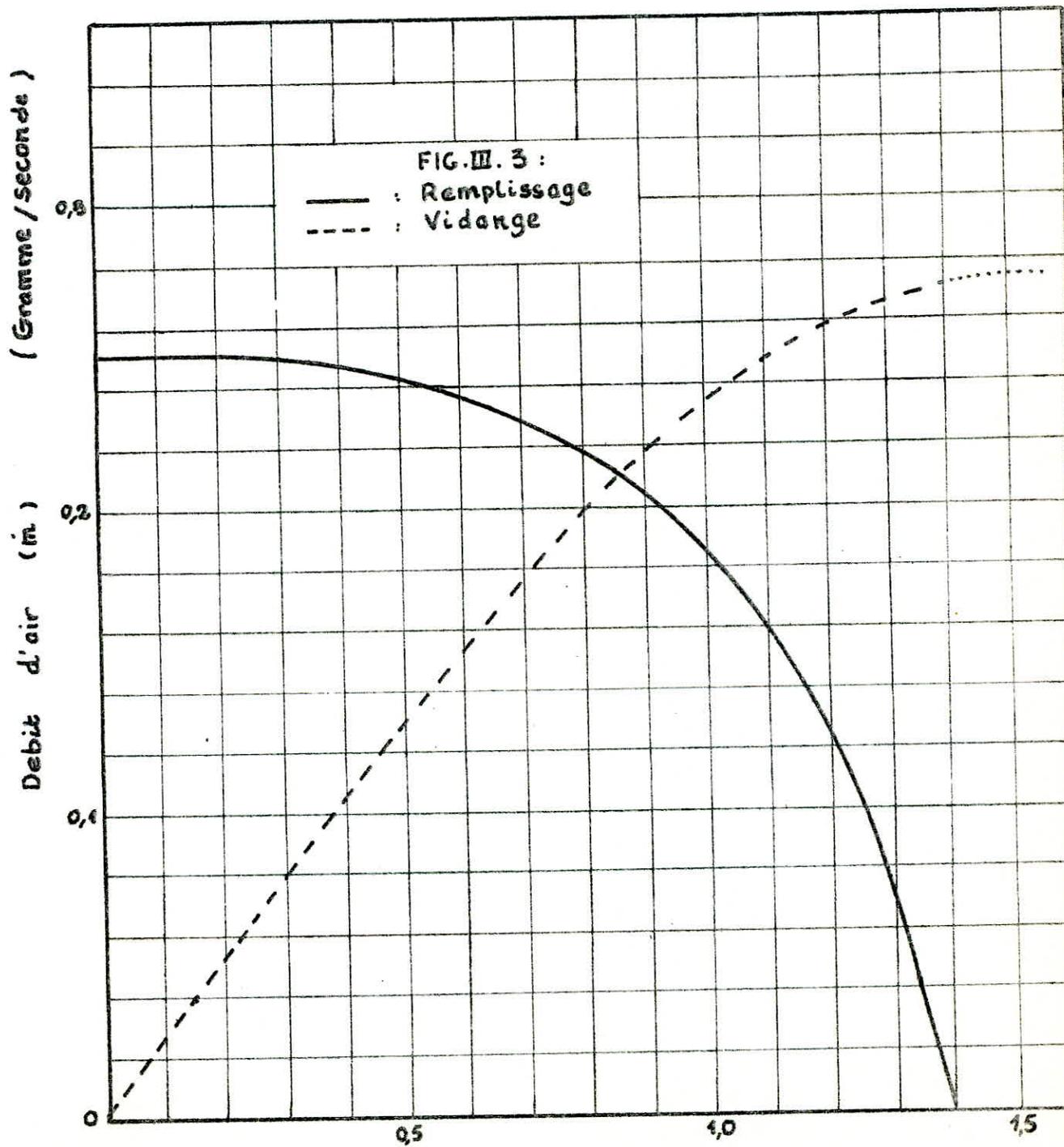


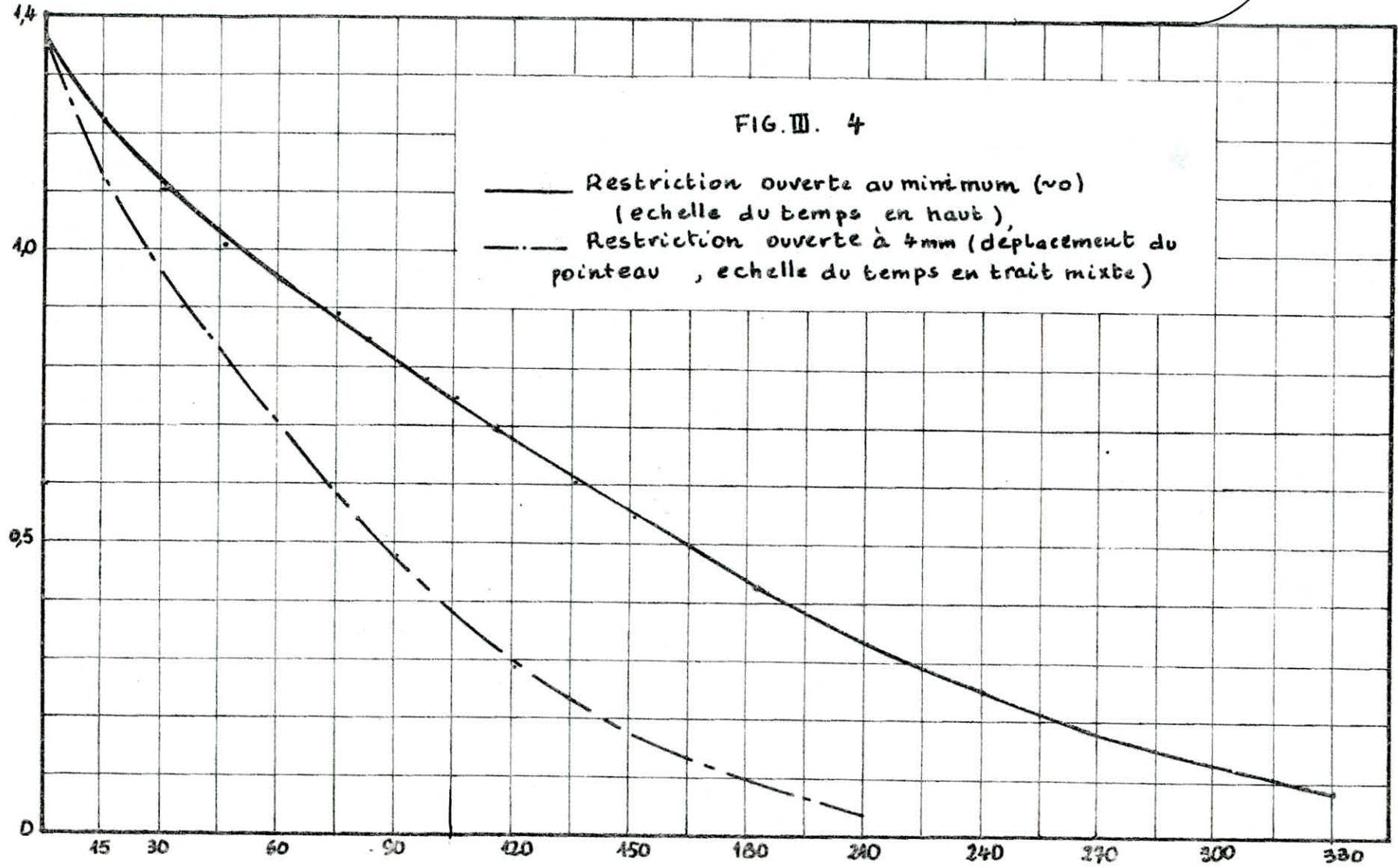
FIG. III.1 :  
Montage du procédé  
effectué.



Pression du reservoir (P) (Barrel.)



Pression du reservoir d'integration (bar rel.)



0 5 10 20 30 40 50 60 70

Temps (secondes)

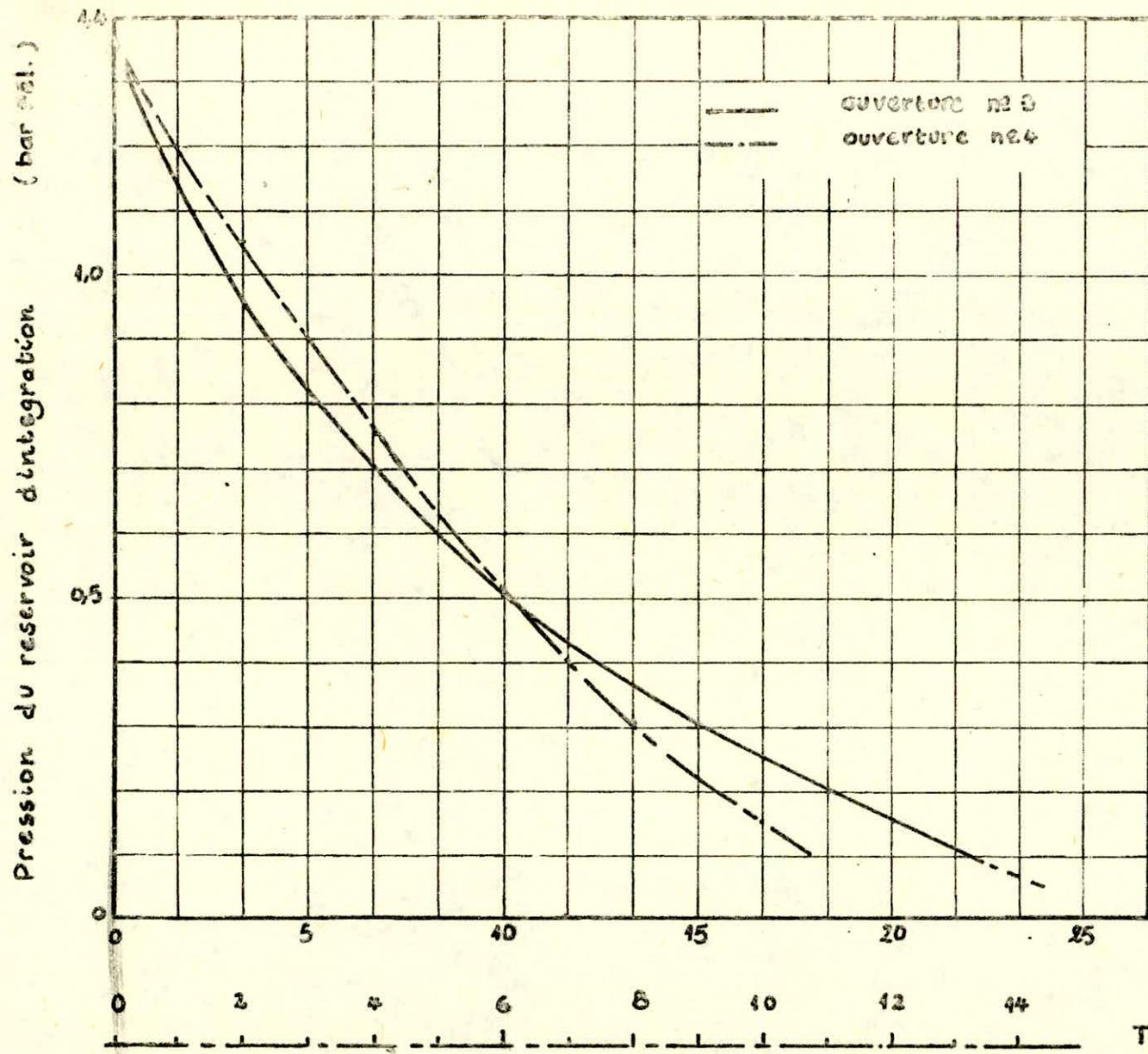


FIG. III. 5

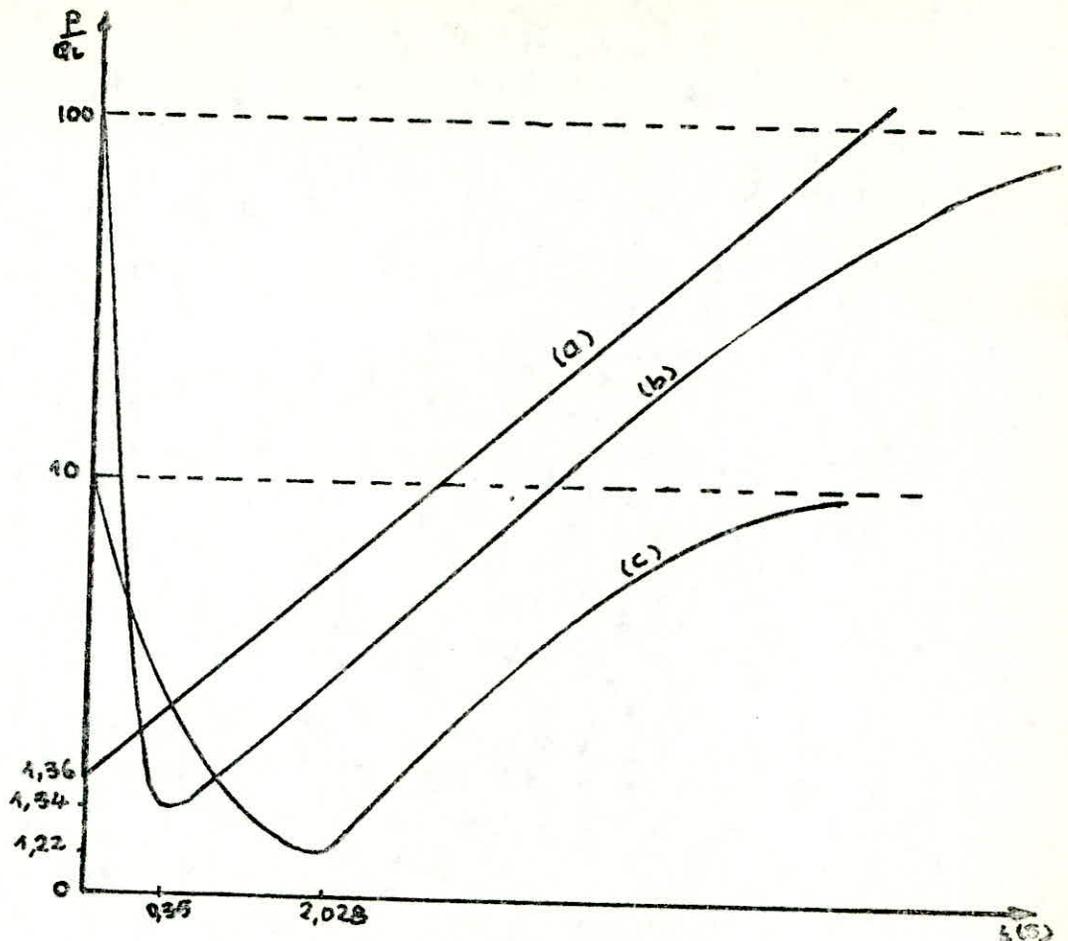


FIG. III.6

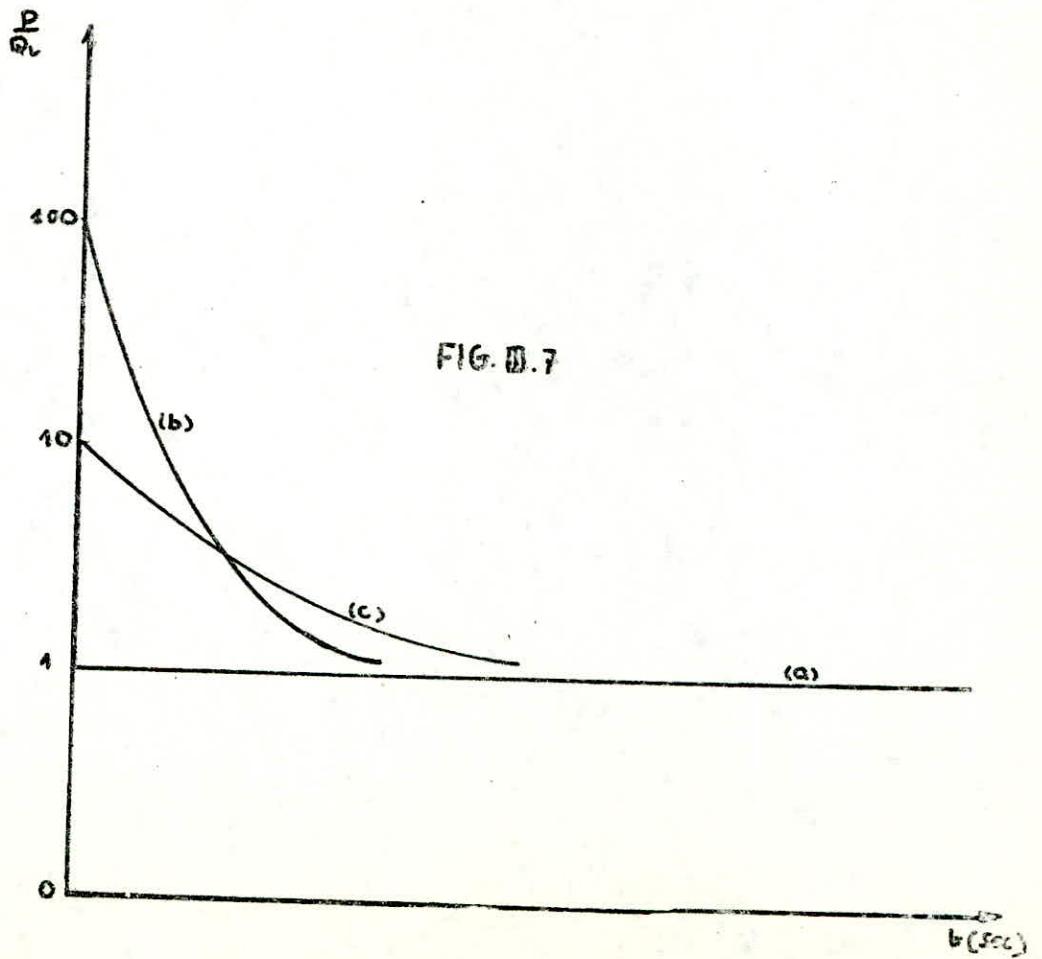


FIG. III.7

#### IV. CHAÎNE DE MESURE

##### 1. INTRODUCTION:

Pour avoir une information sur une grandeur physique quelconque, il faut utiliser des capteurs de mesure qui servent à détecter la grandeur et la convertir en une autre grandeur que l'on peut répéter, enregistrer ou comparer à la consigne qui correspond à la valeur que l'on désire maintenir.

##### 2. DESCRIPTION DES CHAINES DE MESURE

###### 2.1 REGULATEUR DE PRESSION (P.I)

La chaîne de mesure de ce régulateur est constituée d'une série de tuyauteries reliant une conduite où circule un fluide dont on peut régler sa pression et un dispositif récepteur de cette chaîne qui est un soufflet dont la pression reçue, mise en contact avec la section active du soufflet, provoque une force que le régulateur compare avec celle de la consigne correspondante à la valeur désirée

(FIG.IV.1)

###### 2.2 REGULATEUR DE NIVEAU (P.I.D)

Dans ce cas, la chaîne est faite d'un tube, plongé dans un réservoir d'eau. Ce tube est relié à un régulateur séparé, de petit débit d'air qui est muni d'un rotamètre (Indicateur). Quand on l'alimente, ce régulateur fournit un petit débit d'air qui circule dans la tuyauterie et empêche le liquide de remonter dans la conne de barbotage, le transmetteur (à membrane) de pression (dans le régulateur P.I.D) qui est connecté sur la conne de bullage, fournit une information proportionnelle au niveau (h) du liquide. (FIG.IV.2)

car le débit d'air au barbotage est faible et les pertes de charge sont négligeables.

###### 2.3 REGULATEUR DE TEMPERATURE (P.I)

La chaîne de mesure de ce régulateur est constituée d'un capteur de température dont l'extrémité (bulbe) est une enceinte qui contient un liquide volatil et qui est plongée dans un liquide dont la température est à mesurer, et d'un tube de 2 mètres de long et de faible diamètre ; celui-ci relie la bulbe au dispositif récepteur (soufflet) dans le régulateur. Pour une transmission à distance d'une température instantanée, le capteur délivre une pression dépendant de la température mesurée qui agit sur le soufflet récepteur

### 3. ETUDE STATIQUE DES CAPTEURS:

Comme les capteurs sont des parties non séparées des régulateurs, leur étude statique figure dans le chapitre II, relatif à celle des régulateurs; nous nous contentons ici de mentionner les principaux résultats des essais effectués (cités dans le chapitre II) qui consistent à déterminer la caractéristique principale d'un capteur: la dépendance. Sortie (y) ——— Entrée (x); d'où on obtient:

#### a) Univocité des caractéristiques:

Les 3 capteurs (de pression, niveau et température) ont des caractéristiques univoques entre l'entrée (pression niveau et température) et la sortie (pression exprimée en graduations de consigne dans nos essais). En effet, pour une valeur d'entrée donnée, on obtient une valeur unique à la sortie.

#### b) Linéarité :

Les 3 caractéristiques sont linéaires de pente différentes.

#### c) Gain statique:

Le gain statique du capteur ou sa sensibilité est le rapport  $k = \frac{\Delta y}{\Delta x}$ . Dans notre cas, cette sensibilité (qui est importante pour l'analyse des paramètres dynamiques d'un processus) est constante pour chaque capteur (Ce sont les pentes des caractéristiques droites  $y = F(x)$ ). On obtient les résultats suivants:

Capteur:	de pression	de niveau	de température
K	14,54 $\frac{\text{Grad.co}}{\text{bar}}$	0,026 $\frac{\text{Grad.co}}{\text{mmCE}}$	0,58 $\frac{\text{Grad.co}}{^{\circ}\text{C}}$

Remarque:

Pour avoir la caractéristique  $y = F(x)$ , il suffit de permuter les ordonnées (P, N, T) des figures (II.3, II.4, II.7) en abscisse (x) et les abscisses (exprimées en graduations de consigne) en ordonnées (y).

### 4. ETUDE DYNAMIQUE DES CAPTEURS:

Durant tous les essais effectués sur les régulateurs de pression (P.I) et de niveau (P.I.D), on a constaté que les capteurs de pression et ce de niveau sont en bon état de fonctionnement et possédant des constantes de temps assez courtes; pour cela, nous nous sommes penchés sur l'étude dynamique du capteur de température dont on a étudié son comportement dynamique.

Le procédé est similaire à celui effectué dans l'étude dynamique des régulateurs (Chapitre II). Mais dans notre cas, on ferme la contre-réaction positive (Ri) pour avoir la pression exercée par le capteur

sur la tige à la sortie du régulateur et que l'on peut enregistrer, gain proportionnel au minimum. Après ce réglage, on branche la sortie du régulateur (Pression) à l'enregistreur que l'on met en marche puis on fait plonger le capteur dans l'eau chaude (80°C environ). En analysant la bande enregistrée du capteur (FIG. IV.4), on constate son bon état de fonctionnement qui se reflète par sa constante de temps très courte (3 secondes environ).

Le contenu de la bulbe est constitué de 2 parties: un liquide à la température (T) et sa vapeur saturée à la pression (P) qui sont en équilibre dans cette enceinte fermée (bulbe); (P) est fonction univoque de (T). (Toute variation de (T) entraînera une variation de (P) ).

L'enregistrement indique que la pression montre quelques irrégularités, de près de 95 % de l'amplitude maximale de la forme régulière (en trait interrompu), il se passe un phénomène d'instabilité de la pression qui est provoqué par des condensations partielles de la vapeur les raisons principales suivantes:

-Le tube de liaison (bulbe-soufflet dans le régulateur) de 2 mètres, traverse une zone ambiante froide (11°C environ), ce qui provoque une condensation de la vapeur à un certain niveau du tube avant le dispositif récepteur.

-Le soufflet récepteur se trouve aussi à la même température froide (11°C) par rapport à l'enceinte fermée chaude (80°C environ) où se trouve le liquide et sa vapeur; ceci provoque une condensation de la vapeur qui conduit à une dépression du soufflet.

On remarque, d'après les 4 enregistrements, que l'importance de condensation est différente, donc l'instabilité l'est aussi.

Il faut noter que pour le travail du capteur dans la boucle fermée de notre banc d'essai (régulateur de température), on ne prévoit pas de changements (échelons) si brusques de température; c'est pourquoi on n'observera pas de très grandes irrégularités. Dans ce cas, la courbe transitoire aura une forme plus régulière, que l'on a mentionné par le trait interrompu sur l'enregistrement et la valeur de la constante de temps mentionnée

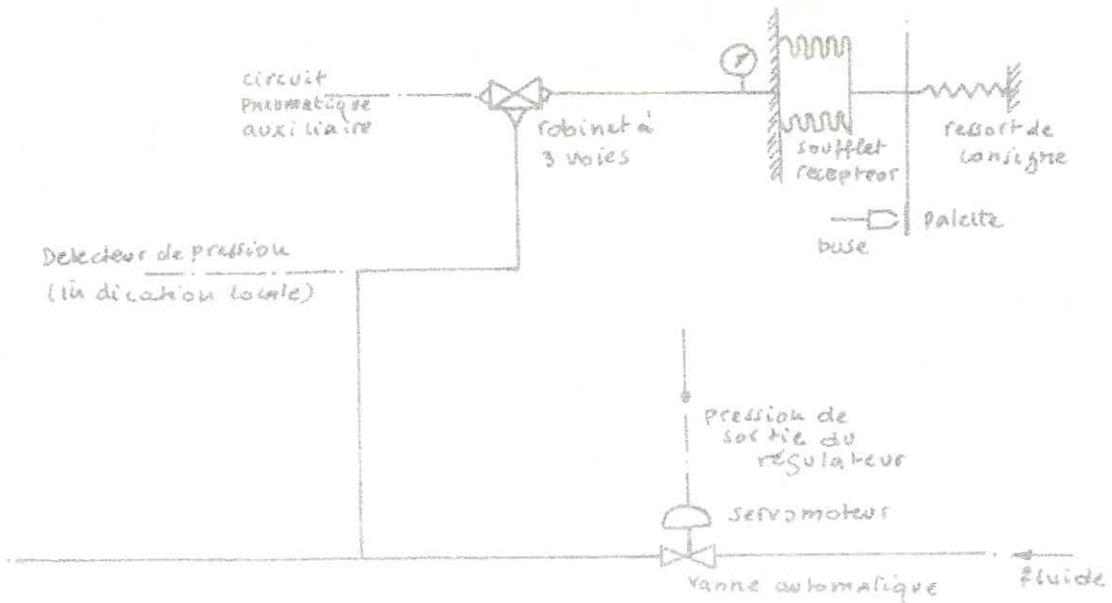


FIG. IV.1 : chaîne de mesure du régulateur PI de pression.

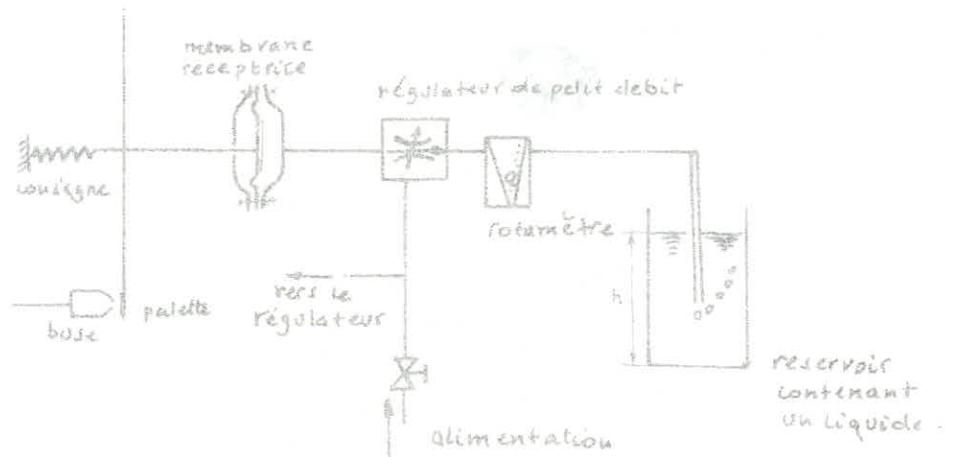


FIG. IV.2 : chaîne de mesure du régulateur P.I.D. de niveau.

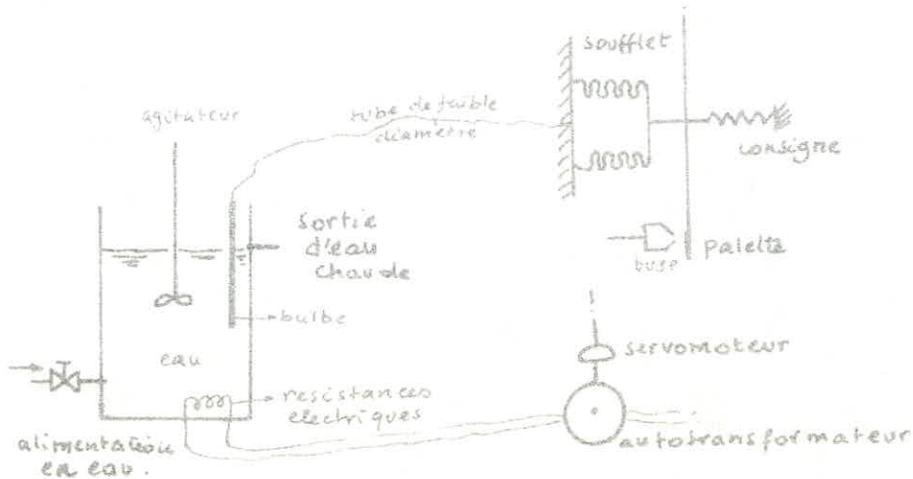


FIG. IV.3 : chaîne de mesure du régulateur P.I. de température

## V. ORGANES DE COMMANDE

### 1. DESCRIPTION ET RÔLE:

Les organes de commande des bancs d'essais de régulation du Dépar-  
-tement sont des servomoteurs qui comportent chacun une membrane  
(diaphragme) en caoutchouc supporté par une plaque d'appui liée à  
un ressort; le servomoteur agit sur l'organe de réglage quand il  
reçoit un signal pneumatique émis par le régulateur.

Quand une pression à l'entrée agit sur la membrane et produit une  
force (de bas en haut ou le contraire suivant le type de mécanisme)  
à l'équilibre statique, on a : la force de pression de l'air sur la  
membrane est égale à celle du ressort à laquelle vient s'ajouter  
la réaction de l'organe de commande que l'on néglige généralement.  
d'où:  $(P_1 - P_0) \cdot A = K \cdot x \quad x = \frac{A}{K} (P_1 - P_0)$

avec:  $P_1$  = Pression de l'air à l'entrée (Pas)

$P_0$  = Pressio de l'air à l'entrée au zéro de la course (Pas)

A = Surface efficace du diaphragme ( $m^2$ )

K = Coefficient d'élasticité du ressort (N/m)

x = Déplacement de sortie (tige) (m)

Théoriquement, on remarque que la position de la course (X) de la  
tige du servomoteur varie avec la pression de l'entrée du servomo-  
-teur malgré les diverses forces agissantes sur l'élément de sortie  
et que l'on désigne:

-Forces statiques de frottement à la mise en mouvement de 2  
surfaces en contact (tige-plaque de guidage); ces forces doivent  
être limitées à une valeur assez faible pour qu'il ne résulte pas  
une hystérésis excessive:

$$F_f < \frac{PrA}{100} \quad \text{avec } F_f: \text{Forces de frottements statiques}$$

Pr: Pression de fonctionnement à l'entrée du servo-  
-moteur (Pas)

A: Surface de contact

-Forces de poussées dues au poids de la pression non compensée  
d'un fluide, limitée par l'aptitude du servomoteur à couvrir toute  
la gamme:

$$F_t < P_0 A$$

$F_t$ : Force de poussée

$P_0$ : Pression de fonctionnement

A: Surface de contact

2.ESSAIS EFFECTUES:

Ils consistent à déterminer les caractéristiques des servomoteurs des 3 bancs.

2.1 REGULTEUR P.I DE PRESSION

2.1.1. MANIPULATION:

On fait varier la pression d'entrée du servomoteur par un détecteur: on constate qu'il ya variation de position du ressort du servomoteur (compression:déplacement de la tige de bas en haut), en prenant comme surface de référence la plate-forme inférieure où s'appuie le ressort et en mesurant pour chaque variation de pression l'évolution du niveau de la dite surface de référence qui correspond au déplacement (X) du servomoteur.

2.1.2. RESULTAIS:

Il faut noter que l'on fait varier la pression de 0 à 1,2 bars relatifs, la tige du servomoteur monte et ouvre la vanne puis on diminue à 0 bar rel. dans le cas de la fermeture. On prendra comme valeur de référence (X=0) la pression où le servomoteur réagit:

(P=0,1 bar rel.)

P(bar)	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Ouverture X (mm)		1,52	3,28	5,5	7,52	9,38	11,36	13,2	15,04
Fermeture X (mm)	0,52	1,82	3,7	5,8	7,7	9,66	11,66	13,74	15,44

1,0	1,1	1,2
17,08	18,68	19,5
17,26	19,5	19,5

2.1.3. INTERPRETATION DES RESULTATS:

Le tracé de la course du servomoteur en fonction de compression de commande (FIG.V.1) n'est pas univoque mais il présente une hystérésis double 0,02 bar relatif, due aux frottements entre les parties mobiles et immobiles du servomoteur; pour cela, la position de la tige n'est pas directement fonction de la pression de l'air à l'entrée comme on l'a vu, théoriquement.

2.2 REGULTEUR P.I.D DE NIVEAU

2.2. .RESULTATS:

Le procédé est similaire à celui du cas précédent, mais il faut

noter que dans le cas présent, la vanne s'ouvre quand la tige du servomoteur monte soit par la décroissance de pression d'entrée de ce servomoteur.

P(bar)	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
X <sub>1</sub> (mm)	0	1,82	3,72	5,82	7,82	9,82	11,82	13,82	15,82
X <sub>2</sub> (mm)	0,72	2,16	4,20	6,22	8,18	10,16	12,24	14,22	16,22

X<sub>1</sub>:Fermeture ; X<sub>2</sub>:Ouverture

Là aussi, on obtient une hystérésis double (FIG:V.2) de 0,02 bar relatif et de course maximale de 16,22 mm,

### 2.3. REGULATEUR DE TEMPERATURE:

#### 2.3.1. DESCRIPTION DU MECANISME DE COMMANDE:

Pour des variations de température dans le bac d'eau, le mécanisme doit exécuter les ordres du régulateur en agissant sur l'autotransformateur d'une manière rapide et précise.

Mais comme le fonctionnement du servomoteur, qui est de même type que les autres, est influencé par la présence de forces de frottements statiques assez grandes de l'autotransformateur, le servomoteur est muni d'un positionneur qui est un dispositif d'asservissement à boucle fermée grâce auquel on compare la position prescrite du servomoteur (donnée par la pression provenant du régulateur) avec la position actuelle, l'écart entre les 2 agit sur un distributeur de l'air (amplificateur de puissance) alimentant le servomoteur.

Le positionneur travaille à compensation de translation et suivant le réglage de ses leviers qui transforment la pression en un déplacement, il peut être adapté universellement à n'importe lequel servomoteur.

Les avantages que l'on tire de l'utilisation du positionneur par rapport à un servomoteur seul se résument ainsi:

- Les forces variables de poussée sur la tige du servomoteur ne perturbent pas le positionneur dans de sérieuses proportions.
- Le servomoteur peut vaincre les forces de frottements statiques plus élevés par l'amplificateur.
- La vitesse de réponse améliorée car le régulateur peut fournir

assez d'air pour remplir plus facilement le petit soufflet d'entrée du positionneur que la grande cavité de l'organe de commande.

2.3.2. CARACTERISTIQUE DU MECANISME DE COMMANDE

Nous avons effectué des essais sur le mécanisme initial (original) de translation mais nous avons constaté qu'il n'est pas commode de l'utiliser pour des raisons cinématiques qui seront décrites au chapitre des travaux effectués. Nous l'avons alors remplacé par un nouveau mécanisme construit à l'atelier et, de nouveau, nous avons refait les essais (après maints travaux de maintenance).

Dans les 2 cas, nous avons fermé la restriction qui conduit la contre-réaction positive ( $R_1$ ) dont le réservoir d'intégration est ouvert pour éliminer complètement cette contre-réaction et pour pouvoir changer la pression de sortie du régulateur à l'aide de la vis de consigne seulement, le gain proportionnel au minimum. Pour chaque pression de sortie du régulateur, on relève les paramètres  $P_2$  ;  $P_3$  ,  $X_1$  ;  $X_2$  :

2.3.2.1. AVANT MODIFICATION:

$P_1$ (bar-rel.)	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$P_2$ (bar-rel.)	0,5	0,62	0,8	0,81	0,85	0,85	0,85	0,85
$P_3$ (bar-rel.)	0,35	0,44	0,52	0,61	0,70	0,8	0,91	0,99
$X_1$ (mm)	0	3,04	5	6,58	7,74	7,88	9,44	12,02
$X_2$ (mm)	0,44	6,84	7,54	8,04	9,44	9,44	10,44	11,44

1,1	1,2	1,3	1,4
0,85	0,85	0,85	0,85
1,12	1,2	1,3	1,4
/	13,52	/	14,44
/	11,74	/	14,44

$P_1$ : Pression de sortie du régulateur;  $P_2$ : celle du servomoteur  
 $P_3$ : Pression du positionneur ;  $X_1$ : Descente de la tige du servomoteur (augmentation du courant) ;  $X_2$ : inverse de  $X_1$ .

2.3.2.2 APRES MODIFICATION:

$P_1$	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
$P_2$	0,06	0,42	0,58	0,66	0,73	0,8	0,84	0,94	0,96
$P_3$	0,32	0,42	0,52	0,6	0,7	0,8	0,92	1,0	1,1
$X_1$	0	7,26	13,6	20	26	33,2	38,2	45,4	51,8
$X_2$	0,4	7,4	14,4	20,5	27	34	39	46	52

1,15
0,96
1,15
55
55

2.3.2.3 INTERPRETATION DES RESULTATS:

On constate que la caractéristique du servomoteur n'est pas univoque (FIG.V.4); toutefois, par à un fonctionnement presque normal (après modification), on a constaté des améliorations suivantes:

- Course du servomoteur ramenée à sa valeur normale de fonctionnement 55mm devant 14mm seulement avant la modification.
- Amélioration de la linéarité de la caractéristique du servomoteur de l'hystérésis aléatoire qui était avant à une autre double de 0,01 bar relatif.

Conclusion:

On voit donc que, malgré l'état du matériel, le rôle du positionneur est déterminant; il tend à réduire l'hystérésis et à améliorer la linéarité.

Pression à l'entrée du Servomoteur [Bar. rel]

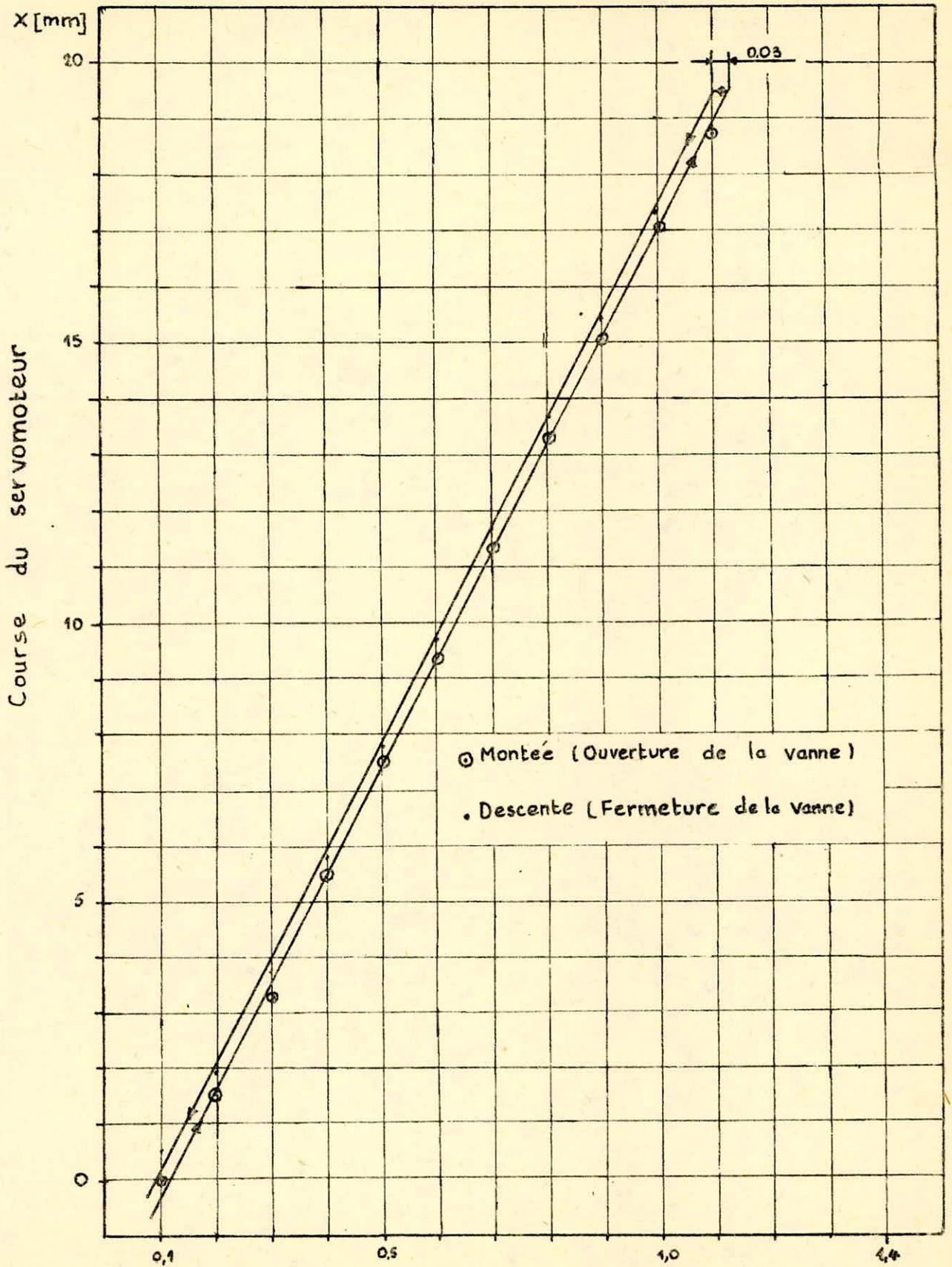
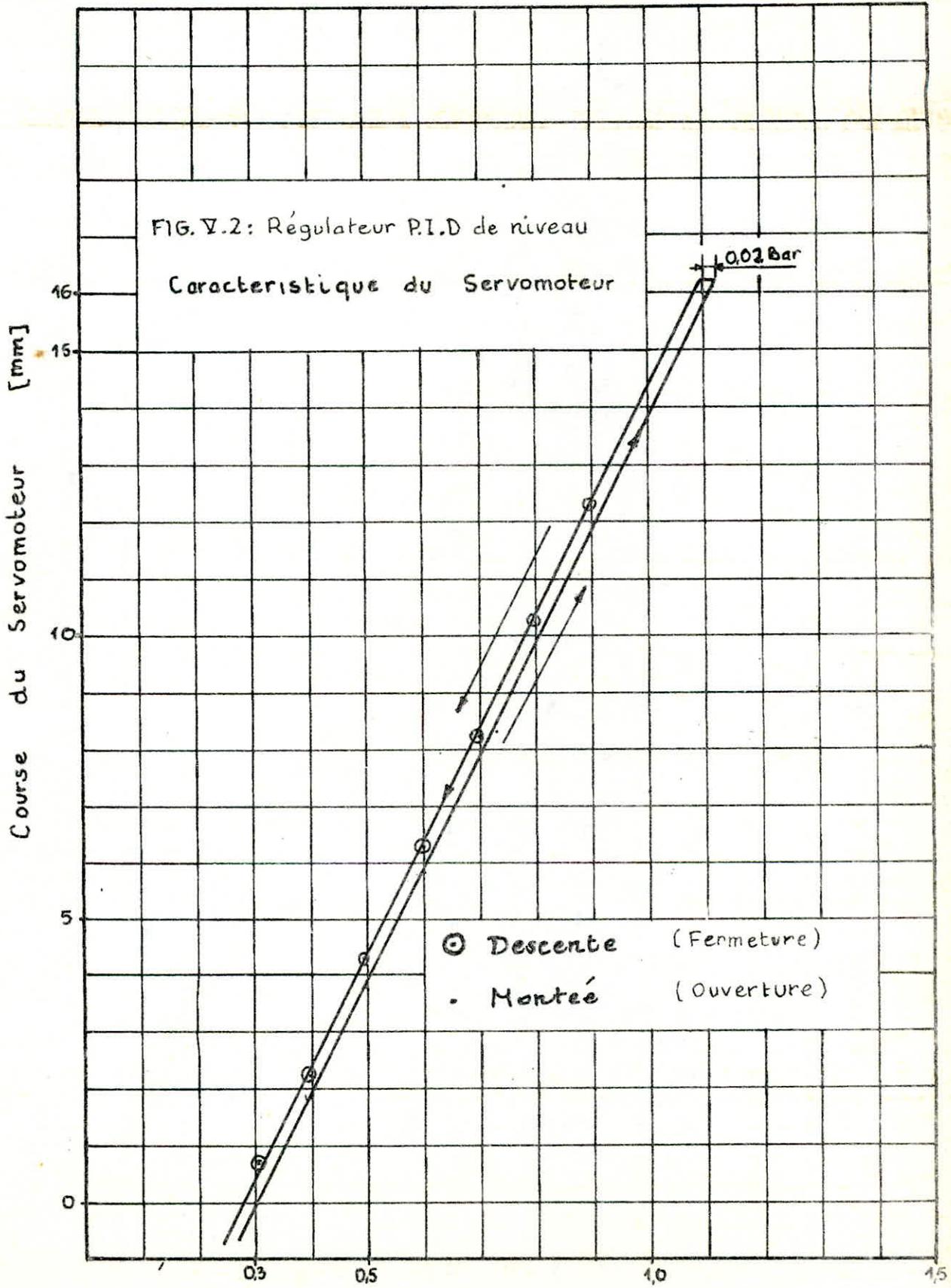
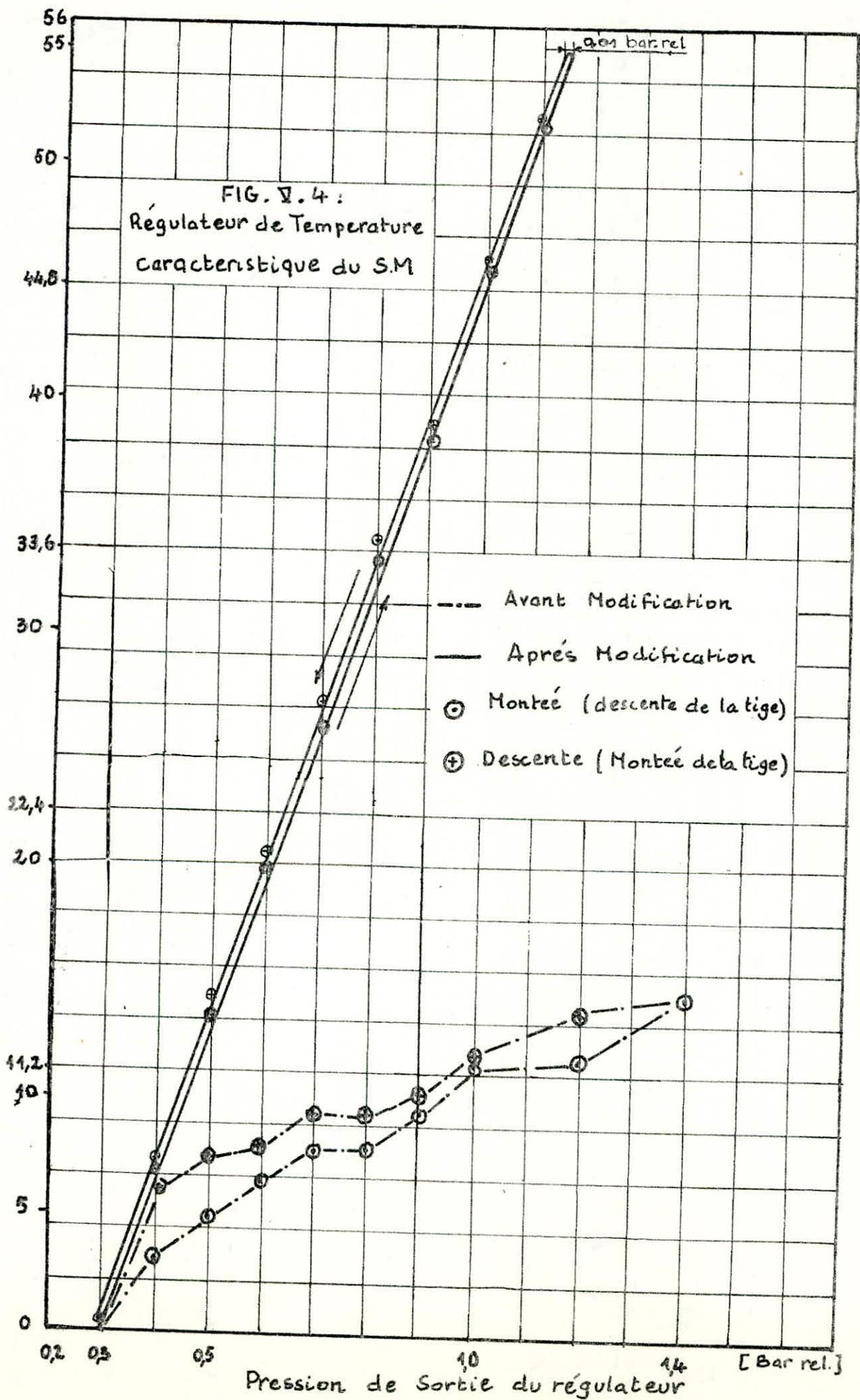


FIG. V.1 : Caractéristique du servomoteur  
— Régulateur P.I de pression —

Pression d'entrée du Servomoteur [Bar]





Course du Servomoteur (X) [mm]

## VI. DISPOSITIFS DE REGLAGE:

### 1. ROLE DES DISPOSITIFS:

Le dispositif de réglage est un organe technologique qui permet de régler (ou d'ajuster) la valeur de la grandeur réglante. Dans le cas des bancs d'essais du Département, le niveau du liquide dans le réservoir (régulateur P.I.D) est réglable par son débit d'alimentation avec une vanne automatique, de même pour la régulation de pression, alors que la température du bac d'eau (régulateur P.I) est réglable par l'intensité qui traverse les résistances de chauffage par l'intermédiaire d'un autotransformateur.

### 2. ETUDE DES DISPOSITIFS:

#### 2.1 VANNE REGULATRICE:

Une vanne de régulation représente un étranglement variable, destinée à créer sur la circulation d'un fluide, une perte de charge telle que le débit ou la pression du fluide à la sortie de la vanne atteigne la valeur désirée par le point de consigne du régulateur.

##### 2.1.1 GRANDEUR CARACTERISTIQUE (Kv):

C'est le débit d'eau ( $m^3/h$ ), de masse volumique  $= 10^3 Kg/m^3$  qui traverse une vanne sous une perte de charge de 1 bar:

$$Kv = Q \sqrt{\frac{\Delta P_{unit} \cdot \rho}{\rho_{unit} \cdot P}}$$

$Kv, Q: m^3/h$   
 $\Delta P_{unit}: 1 \text{ bar}$   
 $\rho_{unit}: 10^3 \text{ KG}/m^3$

Mais du point de vue régulation, ce qui est intéressant n'est pas tellement (Kv) mais la caractéristique course de la vanne-débit qui traverse à chute de pression ( $\Delta P$ ) variable, malheureusement, ce problème est généralement insoluble lorsque toutes les pertes de charge des tuyauteries en service ne sont pas connues avec précision. Pour cela, nos essais sont limités par la détermination de (Kv); ils ne sont effectués que sur la vanne du régulateur de pression uniquement.

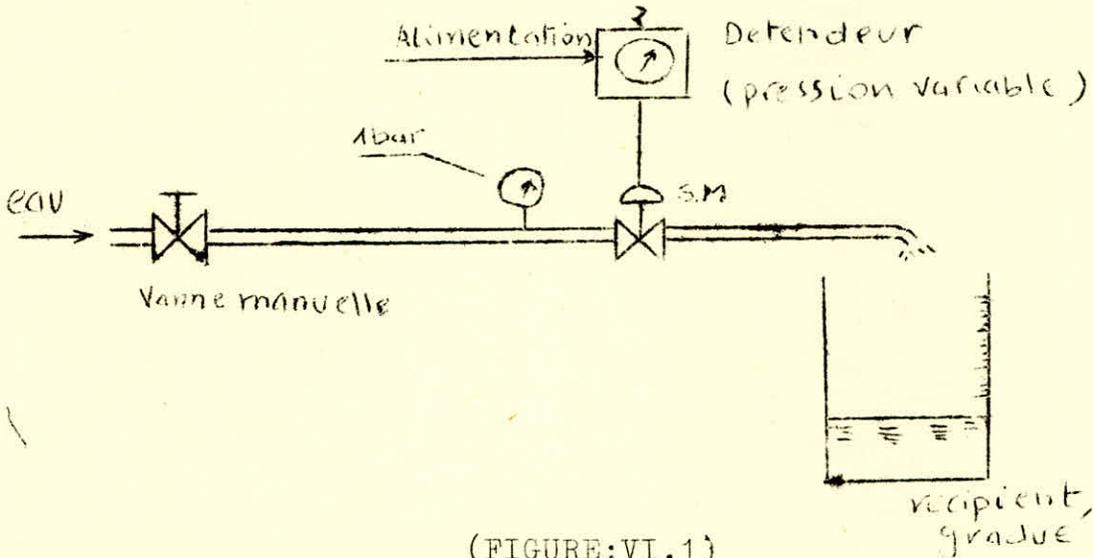
##### 2.1.1.1 ESSAIS DE DETERMINATION DE CARACTERISTIQUE DE LA VANNE:

La caractéristique de la vanne est la loi d'ouverture qui existe entre (Kv) et la course du servomoteur (X) qui correspond à l'ouverture de la vanne (course de son pointeau de fermeture).

##### 2.1.1.2 MANIPULATION:

A l'aide d'un détendeur, on exerce une pression sur la membrane du servomoteur, celui-ci agit sur la vanne pour lui donner une ouverture

correspondante à la pression reçue. On fait passer de l'eau (en ouvrant la vanne manuelle de conduite) tout en maintenant la pression en amont de la vanne automatique à 1 bar, relatif indiqué sur le manomètre (FIG.VI.1), de même pour chaque mesure des paramètres précédents, on relève la course du servomoteur correspondante.



(FIGURE:VI.1)

2.1.1.3 RESULTATS ET INTERPRETATION:

Pression du SM (bar)	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
Course du SM (mm)	5,5	7,5	9,4	11,4	13,5	15,1	17,0	18,0	20,5
$Q$ ( $\frac{m^3}{h}$ ) $\cdot 10^{-2}$	1,92	5,04	8,64	12	14,4	17,28	21,6	24,48	26,88
$K_v$ ( $\frac{m^3}{h}$ )	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-

La caractéristique ( $K_v$ ) de la vanne en fonction de la course du servomoteur ( $X$ ) est linéaire (FIG.VI.2) d'où:  $K_v = K_{v100} \cdot X$

avec  $K_{v100}$ : pente de la droite =  $17 \cdot \frac{m^2}{h}$

Le débit varie linéairement avec l'ouverture de la vanne.

2.2 ORGANES DE REGLAGE DE TEMPERATURE

2.2.1 PRINCIPE DU MECANISME DE REGLAGE:

La pression de sortie du régulateur (P.I) sera reçue par le servomoteur muni d'une tige dont le mouvement de translation est trans-

-formé en rotation à l'aide du mécanisme bielle-manivelle qui entraîne un autotransformateur, ajuste l'intensité qui traverse les 6 résistances en parallèles de chauffe.

### 2.2.2 ESSAIS (EXPERIENCES) EFFECTUES:

Des essais sont effectués avant et après modification du mécanisme de translation. Comme les résultats avant le changement étaient aberrants, nous citons seulement ceux du 2ème cas.

Ces essais consistent à déterminer les caractéristiques des différents accessoires de l'organe de réglage par le procédé suivant: On relie un ampermètre en série avec les résistances de chauffage entre les bornes (uriseur-sortie) de l'autotransformateur et pour relever la tension, on place un voltmètre.

Une fois ce circuit réalisé, on règle le gain proportionnel au minimum, la contre-réaction positive ( $R_i$ ) est éliminée pour pouvoir changer la pression de sortie par la vis de consigne uniquement, on relève les valeurs des grandeurs nommées auparavant correspondantes à chaque pression de sortie du régulateur.

On note l'indice (1) les valeurs relevées lorsqu'on augmente progressivement la pression de sortie du régulateur et l'indice (2) pour la diminuer.

### 2.2.3 RESULTATS ET INTERPRETATIONS:

P sortie (bar-rel)	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,15
$U_1$ (volts)	25	42	60	82	102	120	127	142	155	160
$\bar{X}_1$ (mm)	0	7,26	13,6	20	26	33,2	38,2	45,4	51,8	55
$I_1$ (Amp)	1,5	2,5	3,6	4,9	6,1	7,2	7,62	8,52	9,3	9,6
$U_2$ (volts)	27	45	65	85	105	123	130	145	156	160
$X_2$ (mm)	0,4	7,4	14,4	20,5	27	34	39	46	52	55
$I_2$ (Amp)	1,6	2,7	3,9	5,1	6,3	7,3	7,8	8,7	9,36	9,6

Les résultats obtenus montrent que :

-La relation: Intensité (Tension) fournie par l'autotransformateur -pression de sortie du régulateur n'est pas univoque, cela est due aux forces de frottements statiques et jeux dans toute la chaîne d'entraînement. Donc pour une pression de sortie du régulateur, correspond toute une plage d'intensité (Tension). (FIG. V.3)

-Les tracés:  $I, U = f(P)$  ne sont pas linéaires, de même pour  $I, V = f(X)$  (FIG. V.4), sous l'effet de ;

.La non linéarité du mécanisme bielle-manivelle

.Caractéristique de l'autotransformateur qui n'est pas linéaire à cause des charges des résistances; il peut être linéaire s'il n'est pas chargé.

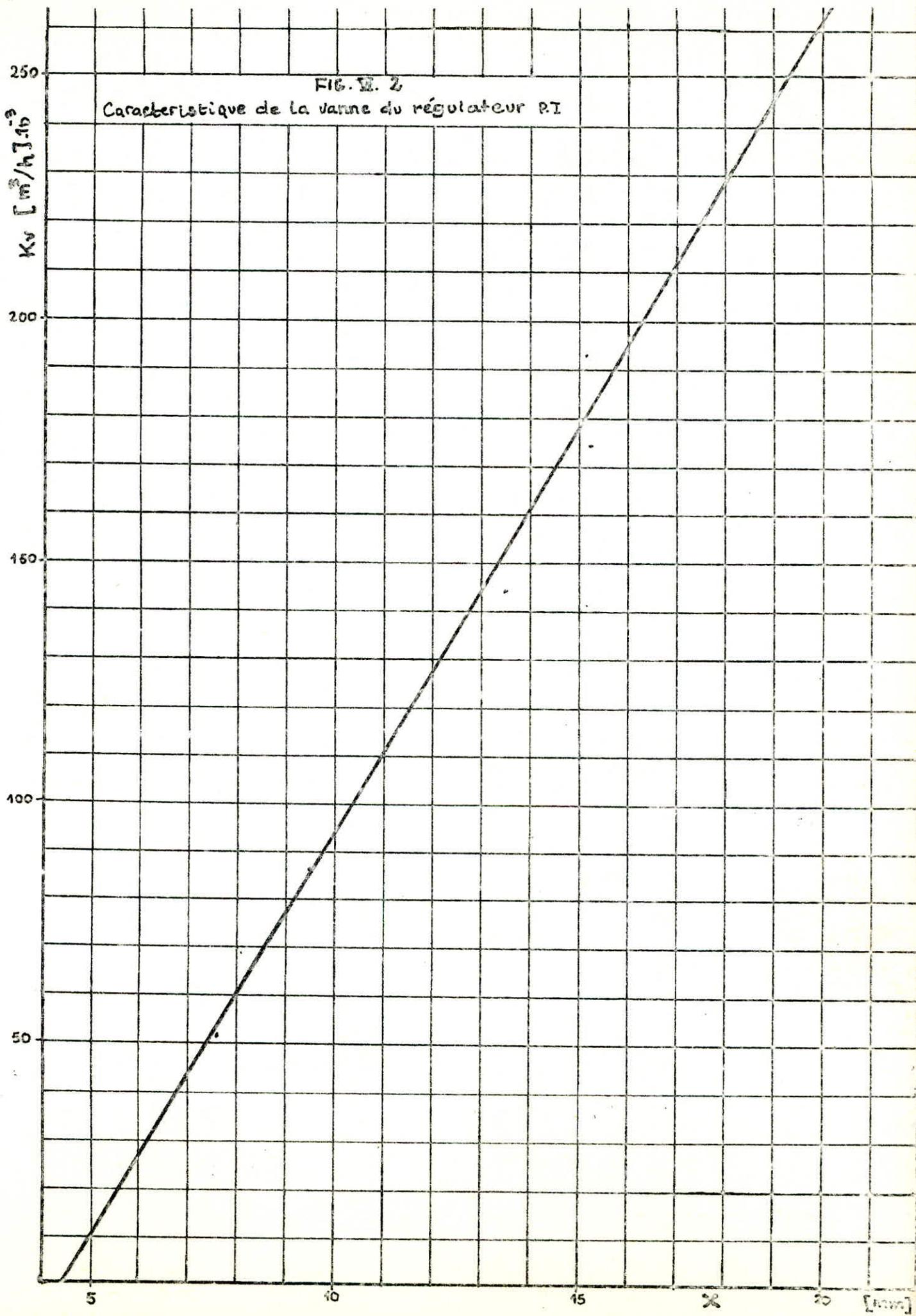
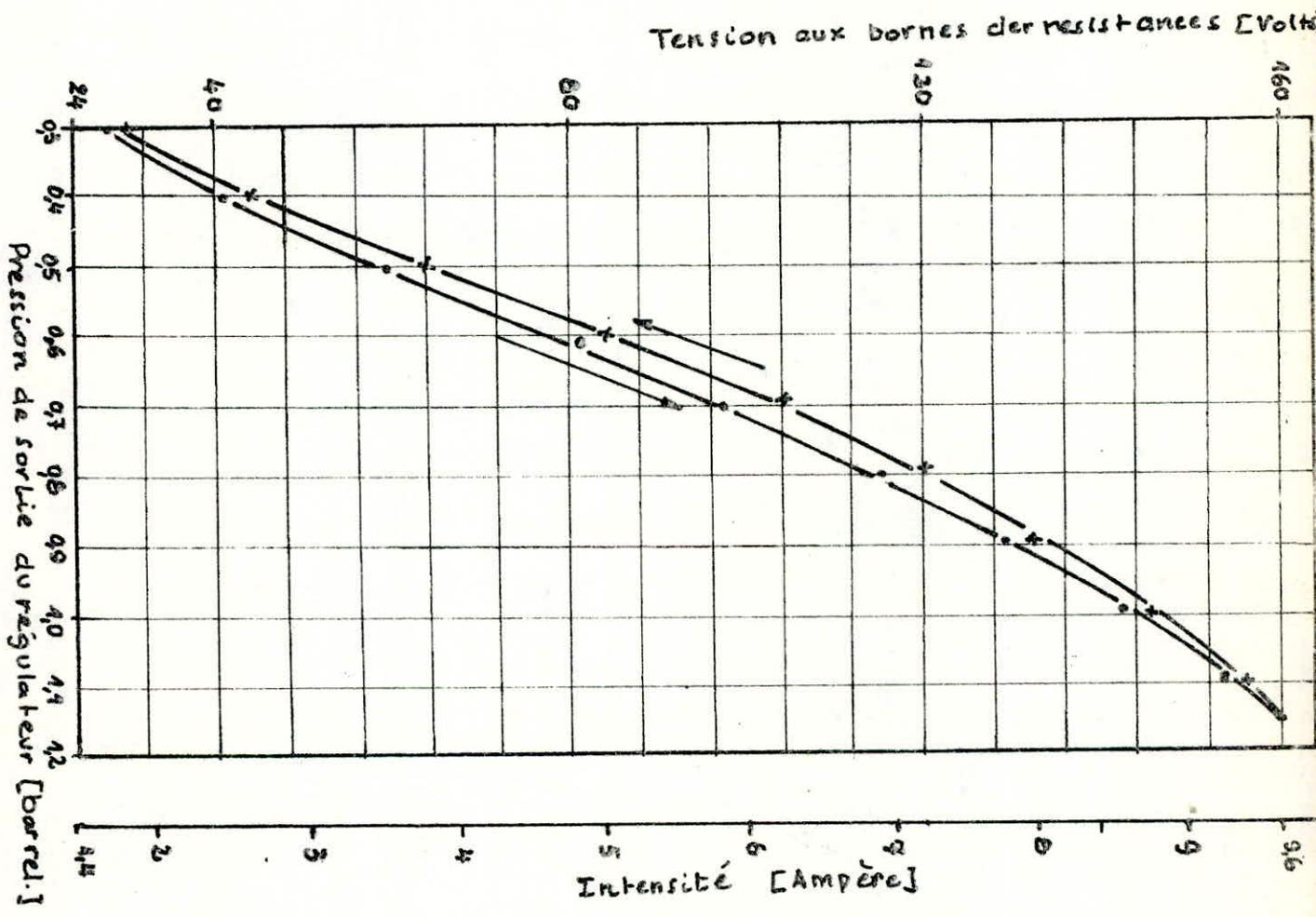


FIG. 2  
Caractéristique de la vanne du régulateur PI

FIG. 13 Caractéristiques: Tension (Intensité) — Pression de sortie du régulateur.



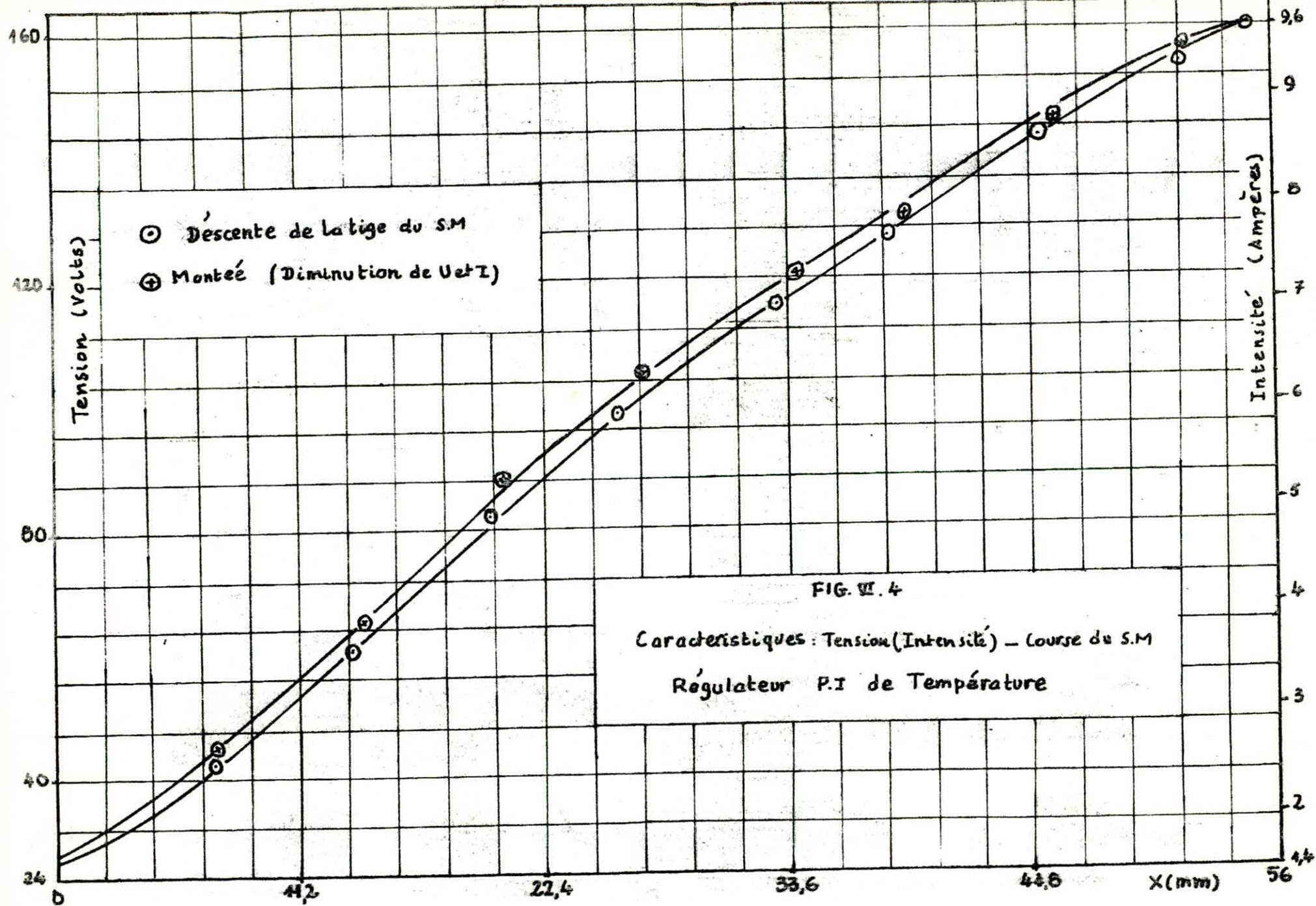


FIG. VI. 4

Caracteristiques : Tension (Intensité) - Course du S.M  
 Régulateur P.I de Température

## VII. ANALYSE DE L'EMPLOI DU MATERIEL:

L'objet de régulation envisagé au début du projet était la colonne d'absorption du Département Génie-Chimique et à étudier les possibilités d'adoption d'un régulateur P.I, à cet objet. Mais après consultation avec les responsables concernés, il s'est avéré qu'il est commode d'utiliser le matériel existant au Département; pour cela, nous avons envisagé de ne pas seulement faire les essais de fonctionnement sur le régulateur de température, mais de le faire fonctionner-marcher- en boucles fermées; néanmoins, comme nous allons étudier les possibilités d'adoption du régulateur à la colonne, nous allons exposer les principaux résultats de cette étude.

### 1. ANALYSE D'ADOPTION DU REGULATEUR A LA COLONNE D'ABSORPTION:

#### 1.1 DEFINITION DE L'ABSORPTION:

L'absorption est une des opérations unitaires dans laquelle un ou plusieurs composants, solubles d'un mélange gazeux sont dissous dans le liquide.

#### 1.2 DESCRIPTION DE LA COLONNE ET ROLE:

La colonne est un appareillage sous forme d'un grand tube à garnissage de plusieurs sections qui permet d'avoir un bon contact entre les phases (constituants) gazeuse contenue dans le mélange (air + ammoniac ou  $\text{CO}_2$ ...) et liquide (eau dans notre cas) qui circulent à contre-courant (le mélange gazeux de bas en haut, l'eau en sens contraire) d'une façon continue dans le but d'avoir un grand taux d'absorption.

Cette méthode est utilisée dans différents domaines des industries chimiques et pétrochimiques telle que l'épuration des gaz avant leur emploi dans des réacteurs.

#### 1.3 POSSIBILITES D'ADOPTION:

Lorsque, dans une colonne à garnissage, on augmente progressivement le débit (G) du mélange gazeux en laissant fixe le débit du liquide (L), on constate au bout d'un certain débit, (G), la chute de pression, de la colonne devient infini: c'est ce que l'on appelle engorgement. Ceci est dû à l'eau qui ne laisse pas passer le gaz ou réciproquement. Pour cela, on envisage l'adoption du

régulateur à cette colonne pour éviter cet engorgement qui perturbe son fonctionnement.

Pour adopter ce régulateur, nous allons vérifier si le débit d'air comprimé (qui forme le mélange gazeux avec un autre gaz) nécessaire à la colonne peut être réglé et contrôlé par la vanne automatique du régulateur. Dans ce cas, le calcul de la caractéristique (Kv) de la vanne qui conviendra à ce débit est utile et pour comparer ensuite avec celle du banc d'essai.

La caractéristique (Kv) dans le cas de l'air est définie par: (dans le catalogue SIMENS M 34 ).

$$Kv = \frac{2 Q_N}{514 P_1} \sqrt{\frac{\rho_N T_1}{P_1}}$$

avec:  $Q_N$ : débit volumique du gaz dans les conditions normales.

$\rho_N$ : masse volumique du gaz dans des conditions normales.

$P_1$ : pression absolue en amont de la vanne.

$T_1$ : température en amont de la vanne.

Si le régime d'écoulement est sonique ie que le débit de l'air traversant la vanne n'est fonction que d'une seule pression  $P_1$  en amont de la vanne. C'est-à-dire:  $\Delta P > \frac{P_1}{2}$ ; ( $P_2 < \frac{P_1}{2}$ )

$$Kv = \frac{Q_N}{514} \sqrt{\frac{\rho_N \cdot T_1}{\Delta P \cdot P_2}}$$

$\Delta P$ : chute de pression  
: le régime d'écoulement

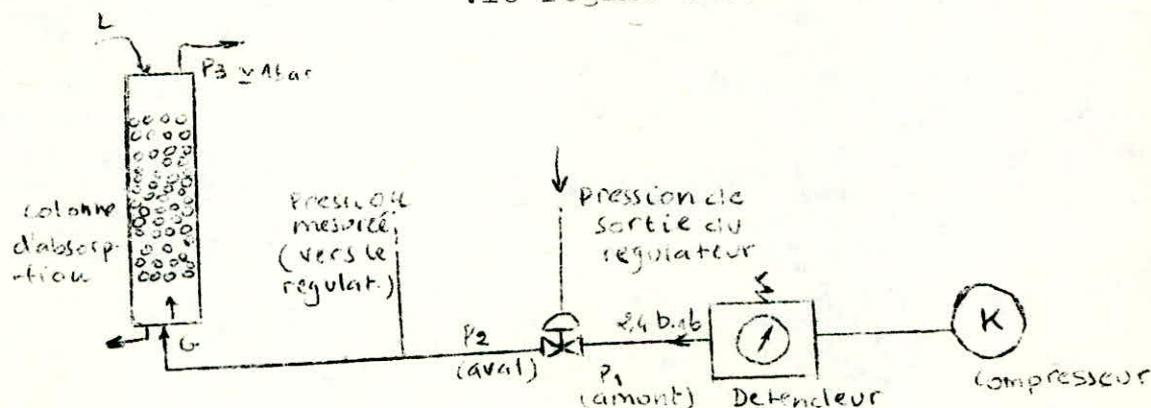


FIG. NII.1 Schéma d'adoption du régulateur à la colonne ( avec detendeur dans le circuit ).

Si on envisage l'adoption du régulateur, 2 cas peuvent se présenter:  
 Cas a: On place un détendeur dont la pression de sortie sera fixe à 2,4 bars absolus, avant la vanne régulatrice du débit d'air entrant dans la colonne. (Suivant le schéma FIG.VII.1).

Cas b: L'alimentation en air de la colonne se fait directement du compresseur, soit une pression de 6 bars absolus en amont de la vanne.

Pour cela, nous allons en tenir compte dans les calculs qui suivent, des 2 cas.

Nota: Pour des raisons de manque de temps, nous avons pris les données de la colonne à partir des relevés effectués par Benidir dans le cas du mélange (air + ammoniac) et par Zoheir, dans le cas du mélange (air + CO<sub>2</sub>) pour la compte de leur projet de fin d'études, promotions Janvier et Juin 82 respectivement.

#### 1.4 METHODE DE CALCUL:

Données: G max.: (débit) d'engorgement) = 13,57 KG/h ;

L (débit du liquide) = 16,56 KG/h

P<sub>3</sub> (pression à la sortie de la colonne) = 1,0065 bars abs.

T<sub>1</sub> (température de l'ambiance) = 285°K

ΔP<sub>colonne</sub> (chute de pression de la colonne) = 0,0179 bar. abs.

Cas a: notant par P<sub>1</sub>: pression en amont de la vanne

et P<sub>2</sub>: pression en aval de la colonne et amont de la colonne.

Donc: ΔP<sub>col.</sub> = ΔP<sub>1</sub> = P<sub>2</sub> - P<sub>3</sub> d'où P<sub>2</sub> = 0,0179 + 1,0065 = 1,024 bar abs

et ΔP<sub>van.</sub> = ΔP<sub>2</sub> = P<sub>1</sub> - P<sub>2</sub> = 2,4 - 1,024 = 1,376 bars absolus >  $\frac{P_1}{2} = 1,2$  bars abs.

D'où le régime est sonique et Kv seront:

$$\frac{2 Q_N}{514 P_1} \sqrt{\rho_N T_1}$$

Q<sub>N</sub> = C(G max. / √P<sub>N</sub>) avec C coefficient de sécurité = 1,3

Q<sub>N</sub> = 1,3 . (13,57 / √1,293) = 13,64 m<sup>3</sup>/h

P<sub>1</sub> = 2,4 bars absolus

T<sub>1</sub> = 285,5 K , donc Kv = 0,42 m<sup>3</sup>/h

Cas b:

P<sub>1</sub> = 6 bars absolus ; P<sub>3</sub> = 1,0065 bars absolus ; P<sub>2</sub> = 1,024 bars abs.

$\Delta P_2 = 6 - 1,024 = 4,976$  abær abs  $> \frac{P_1}{2} = 3$  bars abs: régime sonique  
 d'où  $K_v = 0,1699$  m<sup>3</sup>/h

Ainsi, on obtient les résultats suivants:

1.5 RESULTATS. ET CONCLUSION:

	I				II		
G(KG/h)	13,57	9,86	6,98	6,19	14,96	14,18	11,85
L(KG/h)	16,56	39,24	64,8	79,2	90,76	121,02	136,15
T <sub>1</sub> (K)	285,5	285,5	285,5	285,5	292	294	294
P <sub>3</sub> (bar ab)	1,0065	1,0065	1,0065	1,0065	0,99	0,99	0,99
$\Delta P$ (colonne) (bar)	0,01790	0,0132	0,0085	0,0094	0,0139	0,0157	0,0121
P <sub>2</sub> (bar ab)	1,024	1,02	1,015	1,016	1,01	1,01	1,01
Cas (a) avec détendeur							
P <sub>1</sub> (bar ab)	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4
$\Delta P$ vanne (bar)	1,376	1,38	1,384	1,384	1,39	1,39	13,81
K <sub>v</sub> (m <sup>3</sup> /h)	0,424	0,308	0,218	0,1938	0,47	0,45	0,376
Cas (b) sans détendeur							
P <sub>1</sub> (bar ab)	6	6	6	6	6	6	6
$\Delta P$ vanne (bar)	4,97	4,98	4,985	4,98	4,99	4,99	4,99
K <sub>v</sub> (m <sup>3</sup> /h)	0,1699	0,1232	0,08	0,0775	0,1895	0,18	0,151

I: Mélange gazeux (air + ammoniac) II: Mélange (air + CO<sub>2</sub>)

Comme on remarque, les résultats sont différents entre les cas (a) et (b): K<sub>v</sub> appartient à (1,01—1,024 m<sup>3</sup>/h) dans le cas (a) et il appartient à (0,0775—0,16 m<sup>3</sup>/h) dans le cas (b).

Or la vanne du régulateur a pour Kv compris entre 0 et 0,25 m<sup>3</sup>/h (FIG.VI.2), alors le cas (b) (sans détendeur) conviendra dans ce cas, c'est-à-dire que l'on peut adopter le régulateur à la colonne en alimentant l'installation directement du compresseur.

Remarque:

Si on veut réguler la pression en aval de la vanne (li2 au début d'air), on utilise la membrane du régulateur P.I.D au régulateur P.I qui est adoptable (standard), de plus elle peut détecter une pression allant jusqu'à 1000 mmCE (2 bars absolus).

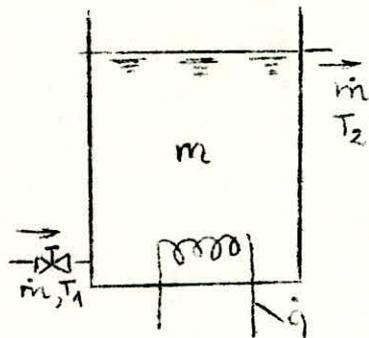
## 2. ANALYSE DU BANC D'ESSAI DE REGULATION DE TEMPERATURE:

### 2.1 FONCTION DE TRANSFERT DU PROCESSUS THERMIQUE:

a) Le dispositif de chauffage de l'eau du bac est un processus thermique simple, dans lequel le débit de chaleur ( $\dot{q}$ ) à l'intérieur du système est obtenu au moyen des 6 résistances électriques dans lesquelles le courant peut être réglé à l'aide de l'auto-transformateur et la totalité de l'énergie électrique doit être transférée à l'eau, on aura:

$$mC \frac{dT_2}{dt} = \dot{q} + \dot{m} C (T_1 - T_2)$$

avec:



$m$ : masse de l'eau que contient le bac (Kg)

$C$ : chaleur spécifique de l'eau (J/Kg k)

$T_2$ : température de sortie de l'eau (k)

$T_1$ : température d'entrée de l'eau (k)

$\dot{q}$ : débit de chaleur fourni à l'eau par les résistances (effet joule) (J/s)

$\dot{m}$ : débit de l'eau à travers le bac (Kg/s)

$$\frac{m}{\dot{m}} \frac{dT_2}{dt} = \frac{\dot{q}}{\dot{m}C} + T_1 - T_2$$

En passant aux transformées de Laplace:

$$\bar{T}_2 (T S + 1) = \left( \frac{\bar{\dot{q}}}{\dot{m}C} \right) + \bar{T}_1$$

$$T_2 (T S + 1) = \left( \frac{\dot{q}}{\dot{m}C} \right) + T_1$$

$$T_2 = \left( \frac{1}{\dot{m}C} \right) \left( \frac{1}{T S + 1} \right) \dot{q} + \left( \frac{1}{T S + 1} \right) T_1$$

Avec T: constante de temps calorifique du processus thermique

Elle est donnée par :  $T = \frac{m}{\dot{m}}$  : m:masse de l'eau

$\dot{m}$  : débit massique

comme  $\rho = \frac{m}{v} \longrightarrow m = \rho \cdot v$

avec  $\rho$  : masse volumique de l'eau

$\rho = \frac{\dot{m}}{\dot{q}} \longrightarrow \dot{m} = \rho \dot{q}$

v : volume de l'eau du bac

$\dot{q}$  : débit volumique

$$T = \frac{\rho v}{\rho \dot{q}} = \frac{v}{\dot{q}} = \frac{8}{5 \cdot 10^{-3}} = 1,6 \cdot 10^3 = 26,66 \text{ minutes}$$

Ce temps est l'inverse de la vitesse avec laquelle le fluide est renouvelé.

b) Dans l'étude dynamique du capteur, on a constaté qu'il possède une constante de temps très courte (de l'ordre de 2 secondes); comme il est un élément de la boucle fermée de régulation, nous allons calculer sa fonction de transfert.

Quand on trempe ce capteur brusquement dans le bac contenant un liquide chauffé, il indique une température (sous forme d'une pression exercée sur le soufflet) et pour un élément thermique simple, comme le capteur, sa réponse dérive des lois de la conservation de l'énergie et du transfert de chaleur/

L'accroissement d'énergie = débit de chaleur à l'entrée

$$q = mC \frac{dT_2}{dt} \quad (1) \quad \text{avec } m: \text{masse de l'élément (Kg)}$$

C: chaleur spécifique de l'élément (J/KgK)

$T_2$ : température de l'élément (°K)

q: débit de chaleur à l'entrée

Et pour un transfert de chaleur par convection, on a:

$$q = B A (T_1 - T_2) \quad (2)$$

avec B: coefficient de convection de transfert de chaleur (J/m<sup>2</sup>.K)

A: surface de l'élément (m<sup>2</sup>)

$T_1$ : température du liquide environnant (°K)

En éliminant le débit entre (1) et (2):

$$mC \frac{dT_2}{dt} = B A (T_1 - T_2)$$

$$\frac{mC}{B A} \frac{dT_2}{dt} = T_1 - T_2, \text{ posons } \frac{mC}{B A} = T$$

En passant aux transformées de Laplace:

$$T S T_2 + T_2 = T_1$$

$$T_2(1+T S) = T_1 \text{ d'où } \frac{T_2}{T_1} = \frac{1}{T S + 1}$$

## 2.2 CHOIX DU POINT DE TRAVAIL:

Le principe des installations de chauffage d'eau électrique-ment (industrielles ou domestiques) consiste généralement à choisir 2 paramètres: un débit d'eau à une température voulue, puis on détermine l'intensité (ou tension) nécessaire au chauffage de ce débit. Notre problème est posé inversement, on se fixe à une tension et à une température; on détermine le débit correspondant expérimentalement car le point de travail du système est méconnu.

Comme l'eau du bac est chauffé par les résistances électriques dans lesquelles le courant peut être réglé au moyen d'un auto-transformateur, ce dernier est agencé de telle manière que la quantité de chaleur engendrée par l'effet joule, soit proportionnelle à la position de la tige du servomoteur. Donc, on démonte le couplage d'entraînement de l'autotransformateur (roue-pignon) reliant l'autotransformateur au servomoteur par le mécanisme de transmission, on règle la tension par la simple rotation manuelle de l'autotransformateur entre 30 et 90 volts. puis, on fait varier le débit d'entrée de l'eau du bac de telle façon à avoir un débit correspondant à une température de l'eau de 40°C environ et on obtient  $\dot{q} = 5 \text{ ml/sec}$ .

## 2.3 REGLAGE DU REGULATEUR:

Dans le cas où on ignore le comportement dynamique d'un procédé industriel, son réglage ne peut être que d'une manière empirique ou manuelle.

Pour cela, nous avons procédé d'une façon progressive à la recherche de l'instabilité du système, pour mettre en évidence la plage où on a une stabilité en partant de l'état qui est généralement le plus stable possible; c'est l'élimination de l'action (I) et travailler seulement avec l'action (P) seule de gain proportionnel très petit et progressivement on augmente le gain à sa valeur maximale. De même pour le cas où on a (P) combinées.

2.4 EXEMPLES DES ETATS TRANSITOIRES:

Une fois le couplage d'entraînement de l'autotransformateur remonté, on procède aux essais. Tout en gardant le débit d'eau constant (5 ml/sec), on perturbe le processus thermique en ajoutant de l'eau froide par un récipient. On note l'évolution de la tension en fonction du temps (à partir d'un état d'équilibre thermique de l'eau noté par  $t = 0$  sur ces tableaux), pour les 2 cas (P seule) et P.I (combinées) avec 3 réglages différents du gain proportionnel.

RESULTATS:

On note par: v: volume de l'eau froide ajoutée pour perturber le système.

T: température de l'eau du bac

P<sub>op</sub>: pression indiquée par le manomètre placé avant la contre-réaction ou négative P.

P<sub>oi</sub>: pression qui règne dans le soufflet de la contre-réaction positive I, à l'équilibre thermique de l'eau.

2.4.1 RESTRICTION FERMEE (Pas de contre-réaction positive)

2.4.1.1 GAIN PROPORTIONNEL MINIMUM (le curseur à 10 mm de l'articulation du levier).

v(volts)	60	65	70	65	60	T=40°C
t tempé.	0	16''	30''	2'30''	4min	P <sub>op</sub> : 0,5 bar rel. v: 400ml

2.4.1.2 GAIN PROPORTIONNEL MOYEN:

Quand on augmente brusquement le gain proportionnel (par le déplacement du curseur K<sub>1</sub> sur le levier O<sub>2</sub>) ceci provoque une perturbation, la tension (intensité) croît car l'équilibre du régulateur est déplacé en un autre point; mais après l'équilibre thermique, la tension commence à décroître pour atteindre sa nouvelle valeur d'équilibre.

v(volts)	80	90	100	95	90	87	85	80
t(sec, min)	0	11''	17''	37''	1'17''	2'02''	2'32''	3'30''

v:400 ml ; T:41°C ; Pop: 0,6 bar relatif

2.4.1.3 GAIN PROPORTIONNEL MAXIMUM:

T:41°C ; Po :0,55 bar relatif ;v:400 ml

v(volts)	70	100	120	115	110	100	95	90	80	75	70
t	0	5"	15"	46"	57"	1'4"	1'19"	1'30"	1'40"	1'54"	2'19"

2.4.2 RESTRICTION OUVERTE

2.4.2.1 RESTRICTION I ouverte au minimum

2.4.2.1.1 GAIN proportionnel minimum:

v: 400ml ; T:41°C ; Pop=Poi= 0,55 bar relatif

v	70	75	80		Après un très grand temps, la tension						
t	0	10"	18"		revient à son état d'équilibre v=70vol						
					car le processus thermique est très						
					lent ainsi que l'action I.						

2.4.2.1.2 GAIN PROPORTIONNEL MOYEN:

v:400 ml ; T:40°C ; Pop = Poi = 0,55 bar relatif

v	55	80	90	85	80	75	70	67	60
t	0	9"	15"	24"	1'30"	3'30"	4'10"	4'37"	5'24"
** * **									

65	50	46	40	35	40	45	50	55
5'54"	6'30"	7'45"	9'15"	12'	17'	20'15"	22'15"	24'30"

2.4.2.1.3 GAIN MAXIMUM:

v: 100 ml ; T:40°C ; Pop = Poi = 0,55 bar relatif

v	55	70	75	80	77	72	70	60	65	60	55
t	0	15"	22"	30"	1'	1'15"	1'30"	2'10"	2'22"	2'40"	3'
** * **											

v	52	50	52	55	40	30	25	30	40	50	60	55
t	3'45"	4'	5'	6'	10'	11'45"	12'30"	14'	15'30"	17'	18'30"	20'

2.4.3 RESTRICTION I ouverte au minimum:

2.4.3.1 GAIN PROPORTIONNEL MINIMUM:

v:400 ml ; T:41°C; Pop = Poi = 0,65 bar relatif

v	70	80	90	100	110	100	90	85	80	76	72	70
t	0	8"	21"	27"	37"	49"	2'30"	4'15"	5'15"	6'30"	8'30"	10'

2.4.3.2 GAIN MOYEN:

v:100 ml; T:40°C; Pop = Poi = 0,6 bar relatif

v	60	90	120	130	120	90	50	30	25	30
t	0	8"	12"	15"	1'15"	1'24"	1'30"	1'49"	2'02"	8'14"

\*\* \* \*\*

35	40	45	50	55	60	65	60	55	60
9'30"	10'52"	11'	13'	17'	20'	22'15"	25'	27'03"	29'

2.4.3.3 GAIN MAXIMUM:

v:100 ml; T:42°C; Pop = Poi = 0,6 bar relatif

v	60	80	120	100	70	50	30	25	30	35	50
t	0	11"	30"	42"52"	1'03"	1'15"	1'54"	2'33"	2'45"	2'32"	

\*\* \* \*\*

55	65	60	55	50	55	60	65	60	65	60
3'44"	4'	4'30"	4'53"	5'30"	8'34"	10'30"	11'30"	12'	13'15"	15'45"

2.5 ANALYSE DE LA STABILITE:

Comme on le remarque, d'après les résultats précédents, lorsque l'on ajoute de l'eau froide, on arrive à créer une perturbation du processus thermique; de ce fait, la tension (intensité, pression de sortie du régulateur) augmente jusqu'à une certaine valeur puis décroît pour prendre à nouveau sa valeur initiale avec un régime stable. Toutefois, il faut remarquer que dans le cas où on travaille uniquement avec l'action P, la tension décroît, après son augmentation, pour aboutir à sa valeur initiale d'équilibre en une seule fois avec une

stabilité (tableaux + FIG.VII.2); alors que dans le cas où on introduit l'action I, le régime transitoire devient périodique amorti, la tension oscillera autour de sa valeur d'équilibre en diminuant après chaque passage, son amplitude avant qu'elle ne se stabilise à la fin, avec un temps plus ou moins grand suivant l'ouverture de la restriction R de l'action I qui agit lorsque l'écart de température existe; elle se termine sa mission avec l'annulation de l'écart. (FIG.VII.3,4).

CONCLUSION:

Le processus thermique est très lent, ce qui entraîne une réponse prolongée de toute la boucle. Les 2 éléments dynamiques de la boucle fermée sont:

Le régulateur et le récipient chauffé qui constitue l'élément à capacité, ne donnent donc qu'un 2ème ordre à l'équation caractéristique du système (si on néglige les faibles constantes de temps telles que celle du capteur, cascade) qui ne peut pas être instable. Cependant, on n'oublie pas qu'il existe encore des éléments non linéaires tels que:

- le jeu sensible de l'engrenage d'entraînement de l'autotransformateur.
- les frottements dans le mécanisme.

Ces éléments peuvent, donc dans certaines conditions, créer des oscillations auto-entretenues.

Mais les essais effectués ont montré, quand même, que le rôle de ces non-linéarités n'est pas important; même dans le cas du gain maximum de régulation où l'obtention de l'instabilité est impossible.

Le schéma opérationnel de la boucle:

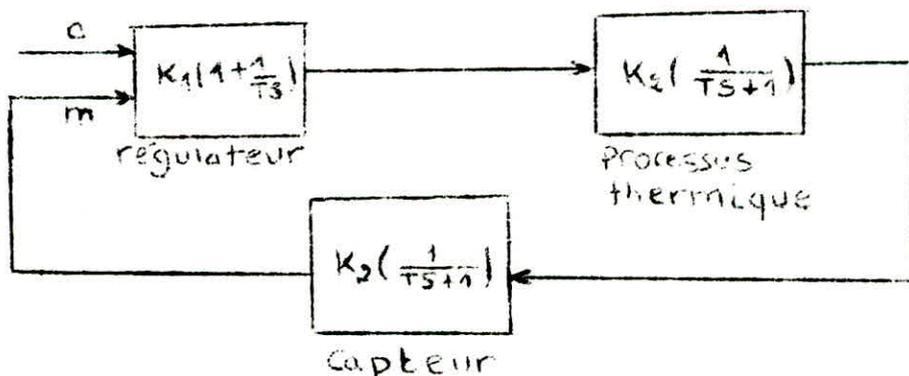
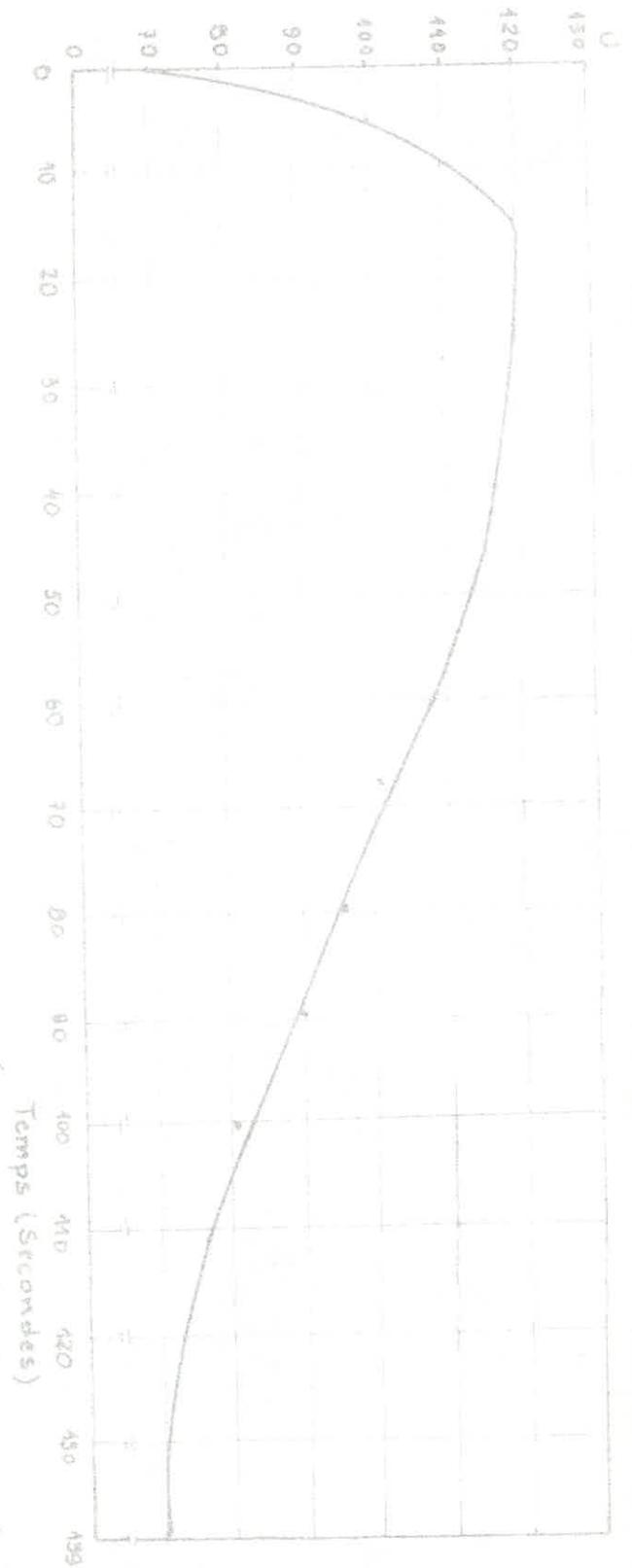
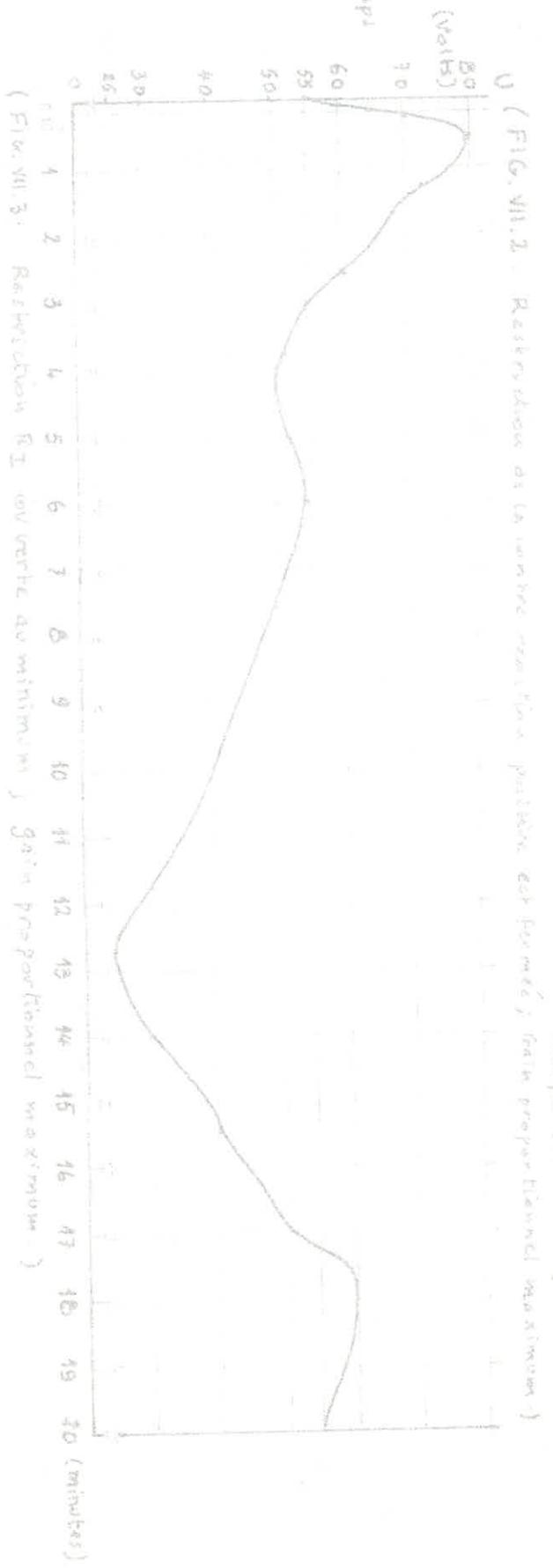


FIG. VI. 2.  
Caractéristique  
Tension - temps



Tension fournie par l'autotransformateur (Volts) -

FIG. VII. 3.  
Tension - temps



(FIG. VII. 3. Réflexion FI ouverte au minimum ; gain proportionnel maximum)

FIG. 10. A. C. (continued) Temperature (in minutes) vs. Voltage (in volts) of data points (see Fig. 9)



## VIII. TRAVAUX EFFECTUES:

### 1. TRAVAUX DE MAINTENANCE:

Les bancs d'essais ont fait l'objet de certains travaux de maintenances avant et pendant le démarrage des essais de fonctionnement; nous citerons ci-dessous les plus importants avec leurs buts et leurs résultats:

-Démontage des robinets et débouchage de tous les orifices. Au montage, on graisse les tournants des robinets pour avoir une bonne étanchéité. On vérifie ensuite que les circuits pneumatiques ne présentent aucune fuite (savonnage des raccords).

-Vérification de l'étanchéité de chaque buse en comparant les 2 pressions: à la fermeture normale par la palette et celle quand on met un bout de caoutchouc entre elle et la palette; elle s'avère étanche après le nettoyage.

-Vérification des actions des régulateurs en effectuant des essais préliminaires tout en graissant les articulations des leviers et les curseurs.

-Nettoyage des servomoteurs et vannes pour avoir un fonctionnement normal.

-Vérification de l'état de l'autotransformateur en comparant la température entre 2 temps différents, il s'avère normal.

-Graissage du positionneur, ce qui lui donne un fonctionnement continu sans sauts ni coupures, ce sont les méfaits qui le caractérisaient auparavant.

### 2. TRAVAUX D'ATELIER:

Le mécanisme de transmission de mouvement de la tige du servomoteur à l'organe de réglage et d'ajustement d'intensité du régulateur P.I de température, présente un défaut de conception cinématique dont on a vu l'utilité d'usiner des pièces nécessaires au bon fonctionnement du banc d'essai.

#### 2.1 NATURE DE TRANSMISSION DU MECANISME:

La chaîne de transmission du mécanisme consiste à transfor-

-mer le mouvement de translation de la tige du servomoteur (lors-  
-que celui-ci reçoit une pression de sortie du régulateur) en  
rotation de l'autotransformateur (pour ajuster l'intensité).

## 2.2 LE MECANISME AVANT MODIFICATION:

La chaîne du mécanisme avant modification est constituée de  
la tige du servomoteur, non guidée en translation, reliée par une  
articulation à une autre tige perpendiculaire et qui est articu-  
lée à une roue dentée (roue à 3/4), celle-ci entraîne un pignon  
où est relié l'autotransformateur.

## 2.3 INCONVENIENTS DE CE TYPE DE MECANISME:

Quand le servomoteur reçoit la pression de sortie du régu-  
lateur, sa tige se déplace vers le bas (translation) avec une in-  
-clinaison dans les trous de la plaquette et celle de l'armature  
du servomoteur (FIGURE:VIII.1), qui sont normalement conçus pour  
le guidage en translation de cette tige; mais comme les pièces  
(plaquette et armature) ne sont pas fixées l'une à l'autre, le  
guidage n'existe pas et la plaquette se fléchit avec la tige du  
servomoteur.

La flexion de la tige du servomoteur est inconcevable du point  
de vue cinématique, car elle n'est pas articulée au servomoteur  
(extrémité du haut) mais sondée à la plaque de sa membrane, d'où  
risque de détérioration du système. De même, étant donné que le  
nombre de degré de liberté du système (mécanisme de translation-  
rotation) est au nombre de 4, par conséquent le nombre de degrés  
de liberté  $H$  d'un élément cinématique animé d'où mouvement re-  
-latif peut être exprimé par  $H = 6 - S$   
avec  $S$ : nombre de conditions de liaison, donc  $S = 6 - H = 6 - 2 = 2$   
Donc le système nécessite 2 liaisons d'où la nécessité d'ajouter  
une tige entre celle du servomoteur et celle qui relie la roue  
dentée (et qui sera articulée à ~~elles~~ ).

## 2.4 LE MECANISME APRES MODIFICATION:

Pour les raisons décrites précédemment, on envisage une modi-  
-fication de l'ancien mécanisme en lui introduisant une tige  
supplémentaire entre celle du servomoteur et celle qui entraîne  
la roue; la nouvelle tige est articulée à ces 2 tiges pour for-  
-mer un mécanisme bielle-manivelle (nouvelle tige qui entraîne

la roue) puis le guidage en translation de la tige du servomoteur pour éliminer toute flexion. (FIGURE:VIII.2)

#### FONCTIONNEMENT:

La tige du servomoteur (1) se déplace vers le bas sans flexion dans son guidage. Elle entraîne la tige (2) qui fait 2 mouvements simultanés de translation et de rotation; cette dernière amène une 3ème tige perpendiculaire, reliée à la roue dentée de couplage, se trouvant dans une lumière sous forme d'un arc de cercle, donc elle entraîne le couplage (roue-pignon) qui agence l'autotransformateur. La trajectoire de chacune des 2 tiges (2 et 3) est un arc de cercle.

#### 2.5 TRAVAUX PRATIQUES EFFECTUES:

Les principaux travaux et pièces exécutés:

a) Enveloppage de la tige filetée du servomoteur par une tôle d'aluminium qui sert à la fois à diminuer le jeu entre cette tige et la plaquette et d'assurer un bon guidage.

b) Fixation de la plaquette à l'armature du servomoteur par 4 boulons pour assurer le guidage de la tige filetée.

c) Usinage d'une pièce sous forme de U pour pouvoir réaliser l'articulation de la tige du servomoteur (1) avec (2), alors on a procédé ainsi:

-Filetage (intérieur) de la partie supérieure (à un diamètre correspond à la tige du servomoteur) puis soudage d'un écrou de même diamètre que le filetage pour assurer une bonne fixation de cette pièce (U) à la tige (1).

-Perçage (en bas) de 2 trous alignés sur chaque côté de (U).

d) Perçage d'une autre tige rapportée (2) en 2 endroits.

e) Avec un boulon et des rondelles, on arrive à articuler les 2 pièces (1 et 2), l'une par rapport à l'autre.

f) L'autre trou de la tige (2) sert à l'articulation de (2) et (3).

g) Sondage de l'extrémité de la tige (3) à la roue pour éliminer le jeu et avoir une transmission correcte.

h) Pour éliminer le jeu entre les tiges (1) et (2), on munit

la tige (2) d'un contre-poids et pour avoir un fonctionnement régulier et progressif.

## 2.6 RESULTATS:

Après la mise en fonctionnement de l'ensemble du mécanisme, on remarque son bon état qui se reflète par la progressivité du mouvement sans saut ni coupure brusques, comme c'était le cas avant la modification; pas de déviation de la tige du servomoteur. Les jeux de l'ensemble du mécanisme sont relativement réduits.

## CONCLUSION:

Comme on l'a remarqué, d'après les résultats pratiques obtenus (chapitre V), le nouveau mécanisme a apporté beaucoup d'améliorations, tant du point de vue fonctionnement régulier que par les valeurs acceptables obtenues.

Cependant, il faut noter que pour un meilleur fonctionnement de l'installation, il suffit:

- d'éliminer complètement le jeu existant entre la roue-pignon en plaçant, par exemple un contre-poids.
- d'assurer un bon guidage (non temporaire comme ce fut mon cas) de la tige filetée du servomoteur en réalisant les pièces mentionnées sur le montage qui figure sur le dessin.

ML. 001.02

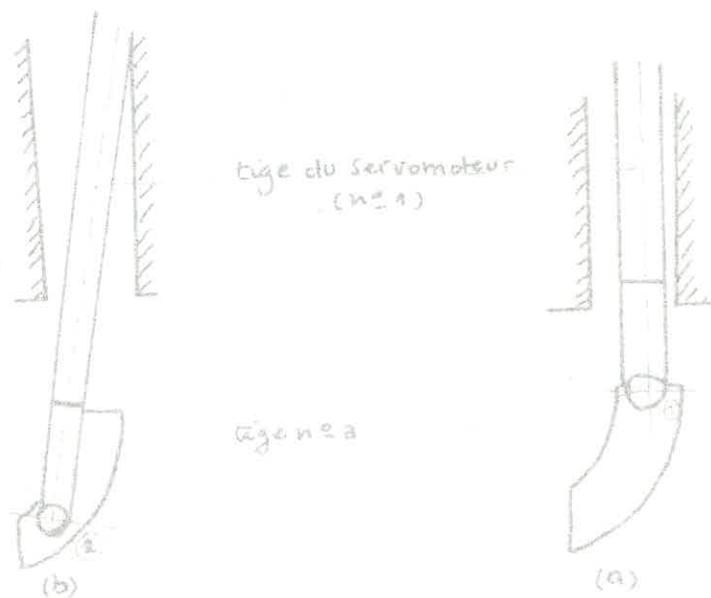


FIG. VIII.1 : Mécanisme avant modification

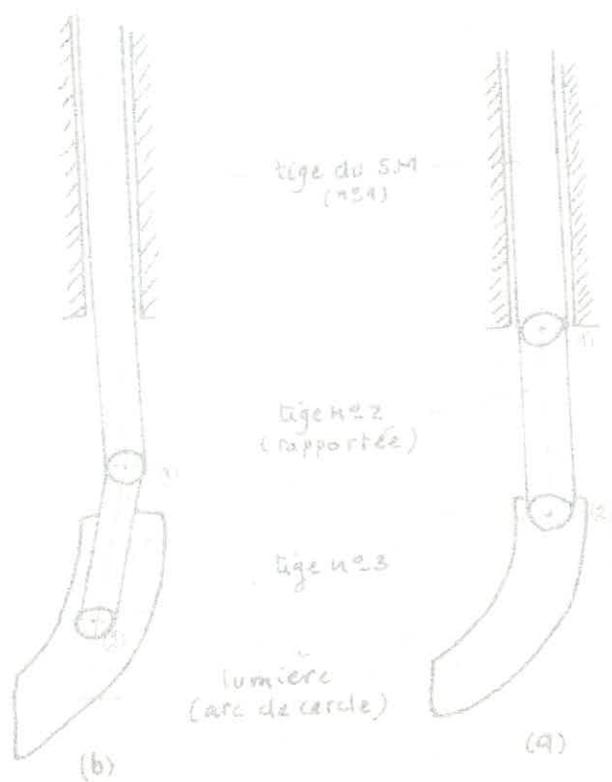


FIG. VIII.2 Mécanisme après modification.

CONCLUSION

L'étude que je viens d'accomplir m'a été très bénéfique, d'autant plus qu'elle m'a permis de joindre la théorie à la pratique.

Le travail pratique a duré plus de 2 mois et m'a permis de remettre en marche les 3 bancs d'essais; mais surtout, il m'a appris à analyser leur fonctionnement.

Les résultats obtenus pour l'ensemble des 3 bancs d'essais ont été positifs.

Après réalisation des pièces (indiquées sur le dessin FIG. VU.02,) le régulateur aura le meilleur rendement (tout en diminuant le jeu entre le pignon et la roue à et le but pédagogique sera largement atteint et ainsi, mes prochains collègues pourront bénéficier de beaucoup de connaissances pratiques dans le domaine de la régulation.

Nous aurions dû faire d'autres essais d'analyse et de fonctionnement en boucle fermée sur le régulateur de température pour d'autres débits d'eau, mais cette étude n'était qu'un modeste travail qui était limité par plusieurs conditions, comme le temps, les moyens, la bibliographie et surtout le manque de notices explicatives des 3 bancs d'essais.

## BIBLIOGRAPHIE

---

- R. MOLLE : Composants hydrauliques et pneumatiques  
DUPOND 1967
- D.P. ECKMAN : Régulation automatique industrielle  
DUPOND 1963
- H. CHESTNIT et P. H. HAYOT : Servomécanismes et régulation
- M.M. MORPIS : La commande automatique dans l'industrie  
WASSON et CIE 1971
- R. FARDIN : Guide de la mesure et de la régulation  
industrielles  
FAYOLLES 1969
- D. HASSON : Technologie et calcul pratique des systèmes  
asservis  
DUNOD 1968
- DINDLEUX : Technique de la régulation industrielle  
EYROLLES 1981
- I. APTOROLEVSKI : Théorie des mécanismes et de machines  
Edition CITI MOSCOU 1977
- CHILLY : Encyclopédie des sciences industrielles  
Tome I, Généralités 1974
- G. WALTER : Aide mémoire de l'ingénieur O.P.I.
- SIEMENS : Catalogue IF 34 1976

