

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
«O»

17/85

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
«O»

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER
«O»

DEPARTEMENT D'ELECTROTECHNIQUE
«O»

PROJET DE FIN D'ETUDES
«O»

en vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état

THEME

climatisation par régulation automatique
(A MINIMUM D'ENERGIE)

Proposé par :

Z. B A R S K I

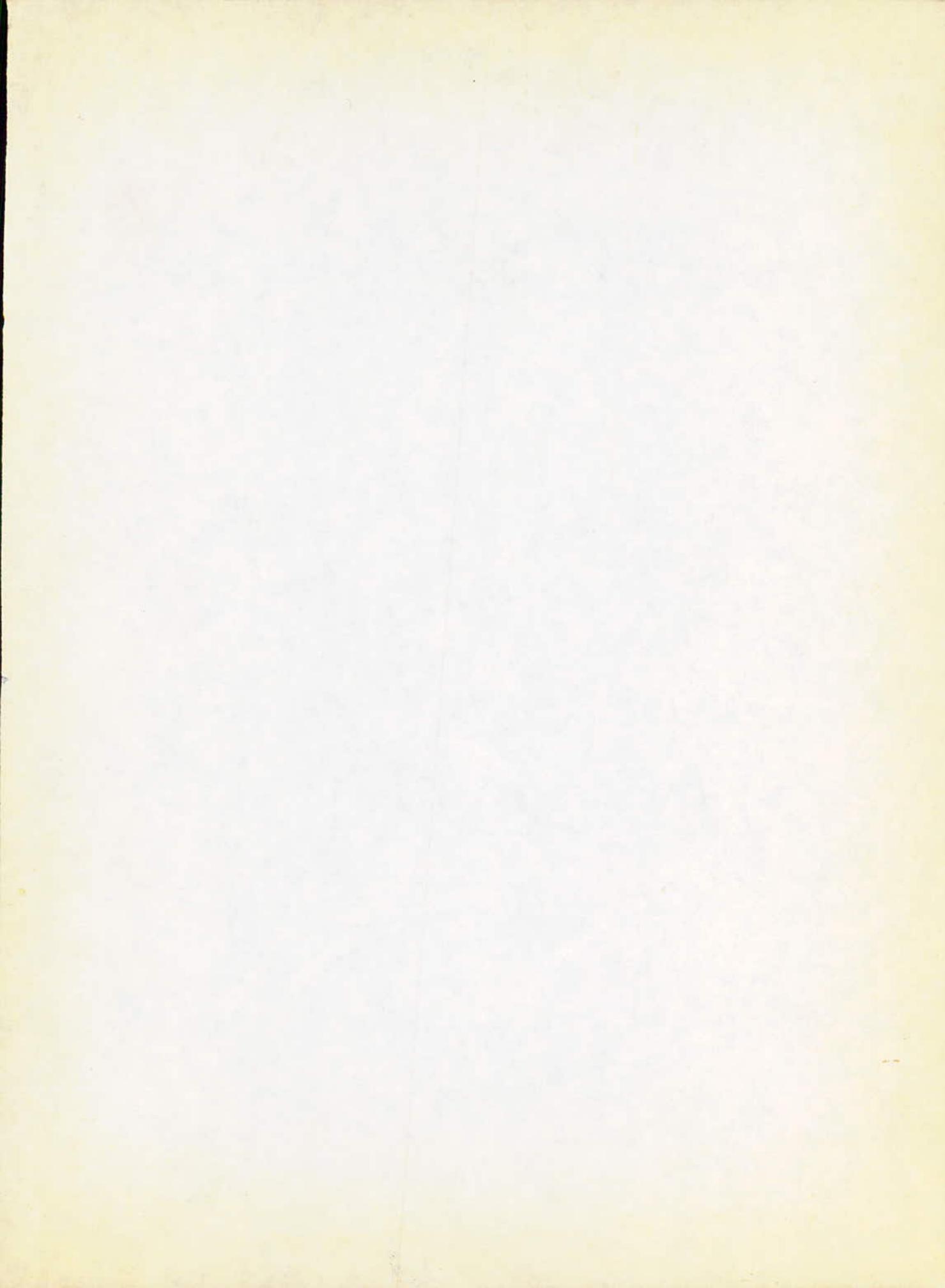
Docteur Es-Sciences

Etudié par :

KOUADRI BOUDJELTHIA Mohamed



Promotion Janvier 1985



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
«O»

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
«O»

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER
«O»

DEPARTEMENT D'ELECTROTECHNIQUE
«O»

PROJET DE FIN D'ETUDES
«O»

en vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état

THEME

climatisation par régulation automatique
(A MINIMUM D'ENERGIE)

Proposé par :

Z. BARSKI

Docteur Es-Sciences

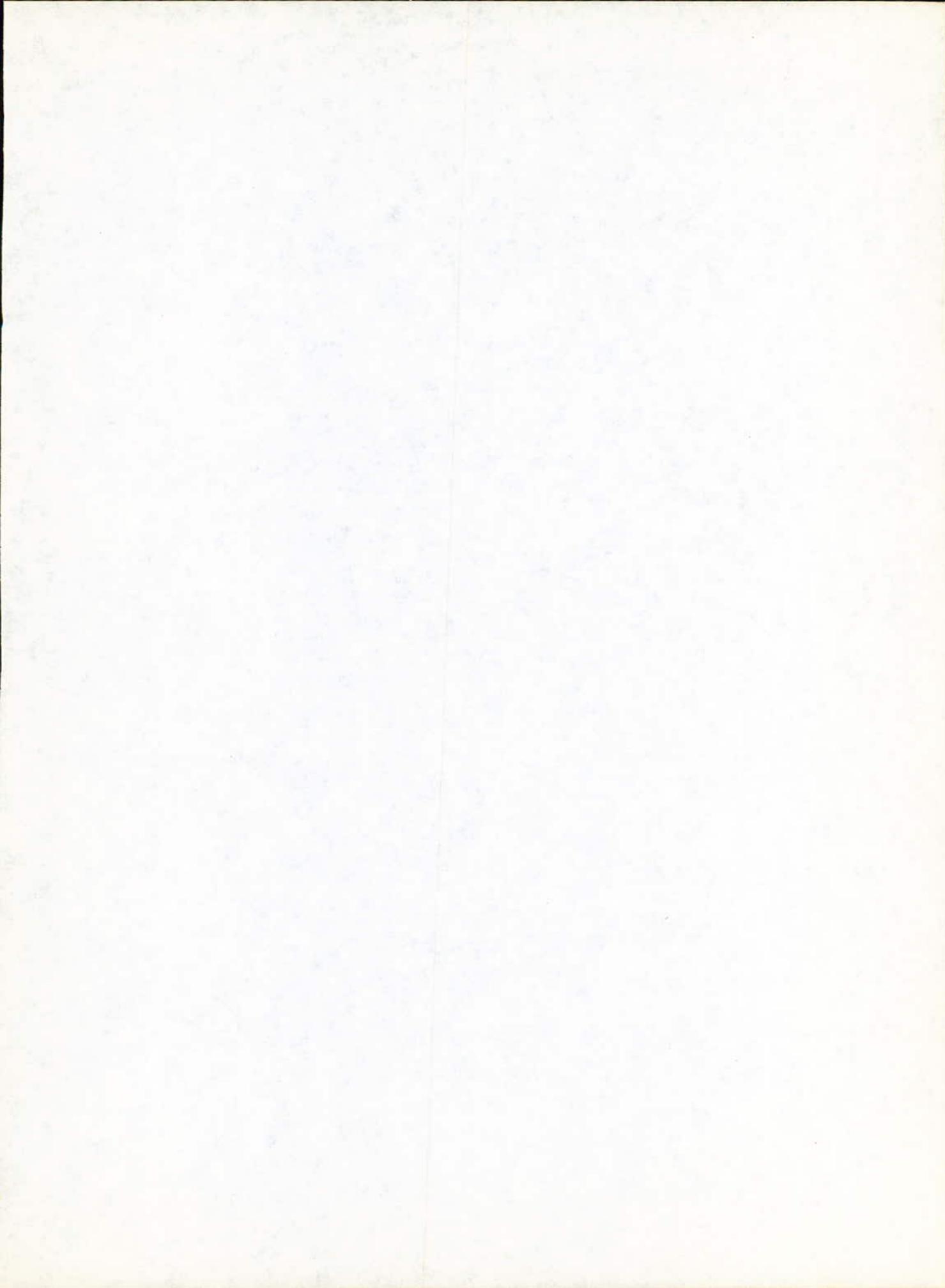
Etudié par :

KOUADRI BOUDJELTHIA Mohamed

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
المكتبة

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

Promotion Janvier 1985



Résumé:

Le but de l'étude est de réduire la consommation en énergie de certaines installations de climatisation.

Summary:

The object of the study is to reduce the consumption in energy of some installations of air conditioning.

ملخص

الهدف من مشروعنا هو تخفيض الطاقة المستهلكة في بعض منجزات التكييف.

NOM: KOUADRI-BOUDJELTHIA Mohamed

Promoteur: M^e: BARSKI. Z

TABLE DES MATIERES

- I. INTRODUCTION
 - I.1. but du sujet _____
 - I.2. Définition et rôle de la climatisation _____
 - I.3. Régulation automatique _____
 - I.4. Description du schéma de la climatisation _____
 - I.5. Spécification des éléments des centrales de climatisation _____
 - I.6. Mode d'utilisation de l'installation de climatisation _____
2. FONCTIONNEMENT DES SYSTEMES ECONOMISANT L'ENERGIE SUR LA BASE DU DIAGRAMME DE MOLLIER
 - 2.1. Propriétés d'air humide _____
 - 2.2. Propriétés de l'air sec _____
 - 2.3. Propriétés de la vapeur d'eau _____
 - 2.4. Construction du diagramme i, x pour l'air humide _____
 - 2.5. Application du diagramme i, x au traitement de l'air _____
3. ELABORATION D'UN MODELE DU PROCESSUS A DEUX ENTREES ET DEUX SORTIES AVEC LA CONTRE-REACTION ENTRE LES GRANDEURS
 - 3.1. L'échangeur _____
 - 3.2. Modes de transmission de la chaleur _____
 - 3.3. Description des variables de l'échangeur _____
 - 3.4. Hypothèses préliminaires _____
 - 3.5. Bilans des échanges de chaleur _____
 - 3.6. Détermination analytique de la matrice de transfert de l'échangeur thermique _____
4. ETUDE DES PARAMETRES DYNAMIQUES PAR UN CALCULATEUR NUMERIQUE
 - 4.1. Résolution du système différentiel _____
 - 4.2. Expression de la matrice de transfert _____
 - 4.3. Simplification de la structure de la matrice de transfert _____
 - 4.4. Programme de détermination des réponses en fréquence de l'échangeur _____
 - 4.5. Programme d'approximation des fonctions de transfert par des modèles du premier ordre et du second ordre _____
5. ANALYSE ET CHOIX DES CAPTEURS
 - 5.1. Les capteurs pour la mesure de la température _____
 - 5.2. LES capteurs pour la mesure de l'humidité _____
6. ANALYSE ET CHOIX DES REGULATEURS
 - 6.1. Systèmes de régulation _____
 - 6.2. Les régulateurs auto-adaptifs quasi-continuels de température et d'humidité _____
 - 6.3. Etude des régulateurs en boucle fermée _____
 - 6.4. Choix du régulateur _____
7. ANALYSE ET CHOIX D'ORGANES DE CONTROLES
 - 7.1. Vannes de contrôle _____
 - 7.2. Caractéristiques des vannes de contrôle _____
 - 7.3. Choix des vannes de réglage _____
 - 7.4. Calcul des vannes de contrôle _____
8. ANALYSE ET CHOIX DES SERVO-MOTEURS
 - 8.1. Définition d'un servo-moteur pas à pas _____
 - 8.2. Etude de chaque servo-moteur _____

9. ETUDE DE LA STABILITE DU SYSTEME

9.1. Notion de la stabilité — _____

9.2. Etude de stabilité du régulateur " P " _____

9.3. Etude de la stabilité du régulateur " P.I " _____

10. ELABORATION D'UN SYSTEME LOGIQUE DE LA COMMANDE B.P

10.1. Minimisation de l'énergie consommée _____

10.2. Analyse du fonctionnement _____

10.3. Principe de fonctionnement des différentes zones _____

10.4. L'étude de la commutation B.P _____

10.5. Les organes de commande _____

1) INTRODUCTION :

1.1 - But du Sujet :

Notre sujet a pour but l'étude du système de régulation Automatique réduisant au minimum la consommation d'énergie dans les installations de climatisation.

1.2 - Définition et rôle de la climatisation :

Une installation de climatisation a pour but d'assurer des conditions thermiques et hygrométriques déterminées.

On voudrait traiter l'air d'une manière appropriée afin de lui permettre de maintenir dans les locaux les conditions souhaitées, de façon à satisfaire les besoins de confort des occupants du local conditionnée la sensation de chaleur et de froid à l'intérieur d'un local dépend essentiellement de la température de l'air et de l'humidité relative.

1.3 - La régulation automatique :

Elle consiste à maintenir à une valeur déterminée une quantité ou une variable d'état, en mesurant sa valeur existante, tout en la comparant à la valeur prescrite, et en utilisant la différence entre ces deux valeurs pour actionner un dispositif qui permet à réduire cette différence.

La régulation automatique utilisée donc une boucle d'action et de retroaction, fonctionne sans aucune intervention humaine?

L'avantage social et économique de la régulation automatique est de remplacer l'être humain dans ces tâches combien difficiles.

L'avantage technologique est que la machine peut accomplir ces tâches d'une façon plus rapide et plus uniforme que l'être humain ne peut le faire.

1.4 - Description du schéma de la climatisation :

1 - Chambre de mélange

2 - Filtre

.../...

- 3 - Réchauffeur primaire
- 4 - Ventilateur
- 5 - Réchauffeur secondaire
- 6 - Gaine de distribution de l'air
- 7 - Laveur
- 8 - Pompe de l'eau
- 9 - Radiateur supplémentaire électrique
- 10 - L'humidificateur supplémentaire
- CL₁ - Clapet d'air frais
- CL₂ - Clapet d'air recyclé
- CL₃ - Clapet d'air évacué

K₁, ..., K₅ : Servo-moteur pour commander les vannes.

1.5 - Spécification des éléments des centrales de climatisation

1.5.1 - Chambre de mélange :

C'est une chambre, où se réalise le mélange de des deux airs : (air recyclé + air extérieur) grâce aux clapets qui commandent les entrées d'air.

1.5.2 - Filtre à poussière :

Le filtre se trouve toujours en amont de la chambre de mélange pour filtrer et épurer le mélange d'air et en même temps pour éviter les dépôts de poussière dans le local à climatiser.

1.5.3 - Réchauffeur primaire :

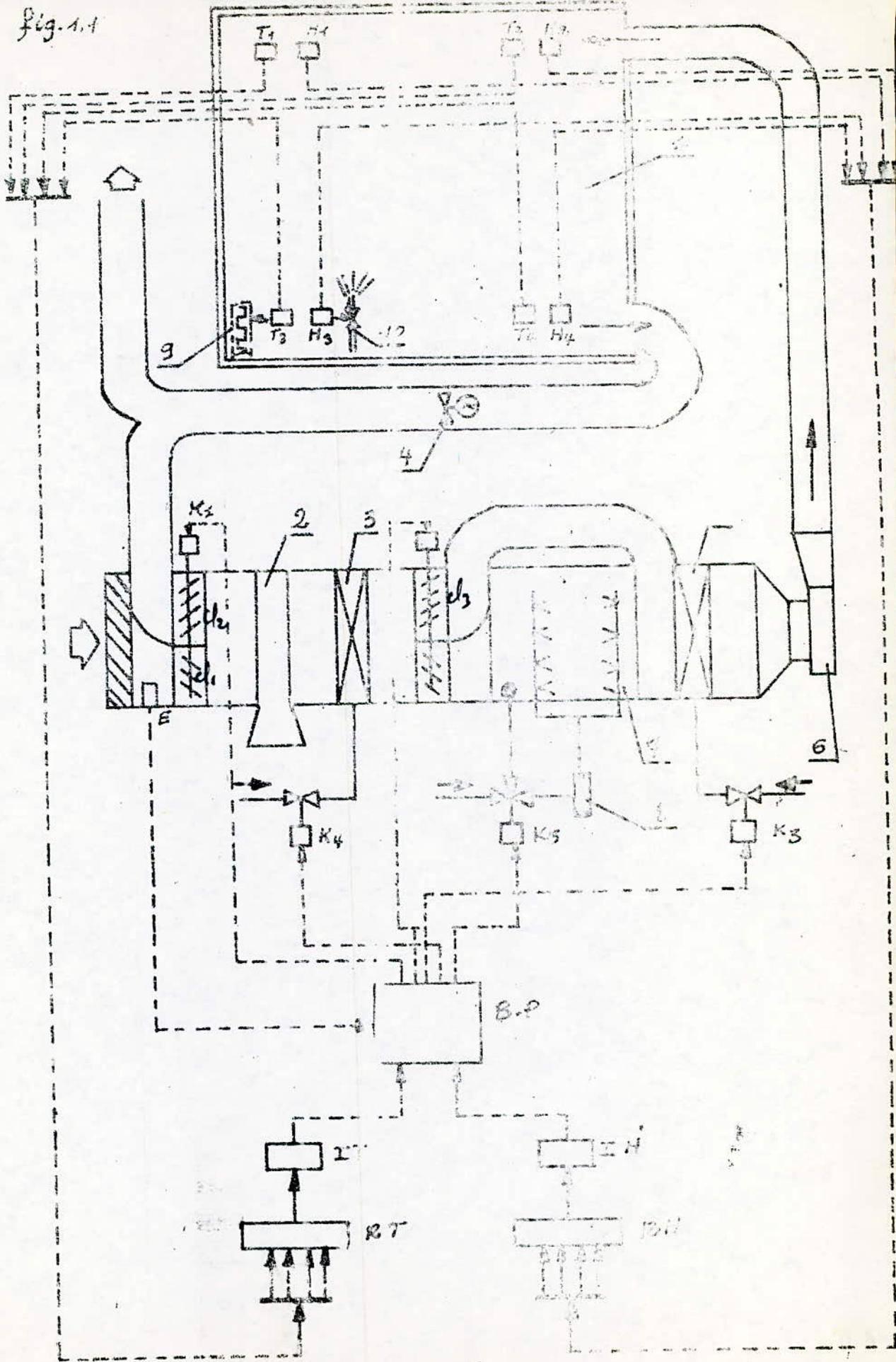
C'est un dispositif permettant de rapprocher l'air a son point de rosée lors de l'humidification et le refroidissement. Il est constitué à l'aide de tubes à ailettes chauffés à vapeur ou à eau.

1.5.4 - Laveur

Il sert à humidifier l'air par lequel on doit maintenir la teneur en eau constante et aussi à purifier par lavage.

Cette humidification se fait par pulvérisation d'eau ou par injection de vapeur.

Fig. 1.1



Les pulvérisateurs peuvent être disposés de façon que le jet d'eau sera refoulé par rapport à l'air, soit à contre courant. Dans le laveur l'air absorbe une partie de l'eau pulvérisée avec laquelle il rentre en contact et sort dans un état plus ou moins proche de la saturation suivant l'efficacité du laveur.

Cette efficacité est définie d'après " le rendement de saturation ". La surface échange et la durée de contact avec l'eau pulvérisée sont les 2 principaux facteurs qui influent sur l'efficacité d'un laveur. Cette surface est déterminée par le diamètre des gouttelettes d'eau, dépend également du débit d'eau pulvérisée, du nombre de nappes.

Nombre de nappes	Direction du Jet	Rendement (%)
1	- Dans le sens de l'air	55 - 65
	- En sens contraire	65 - 80
2	- Même sens	80 - 90
	- Sens contraire	85 - 95
	- Sens opposé	90 - 98
3	- 2 en sens contraire	> 98
	+ 1 dans le même sens	

1.5.5 -- Réchauffeur secondaire :

Le réchauffeur secondaire ramène l'air à la température désirée avant l'entrée dans le local.

Cette température supérieure à celle du local quand l'installation de climatisation doit chauffer ce local, inférieure quand elle a besoin de la refroidir.

2) FONCTIONNEMENT DES SYSTEMES ECONCMISSANT L'ENERGIE SUR LE BASE
DU DIAGRAMME i - x

2.1 - Proprietés d'air humide

2.1.1 - L'air humide : C'est un mélange d'air et de vapeur d'eau.

D'après la loi de Dalton la pression d'un mélange gazeux est égale à la somme des pressions de ses composants ; chaque pression partielle étant identique à celle qu'aurait le composant s'il occupait seul le volume total du mélange donc :

$$\text{Pression air humide} = \text{Pression air sec} + \text{Pression vapeur d'eau}$$

2.1.2 - Point de rosée :

Si on fait passer un air humide à pression constante sur une paroi que l'on refroidit progressivement, on voit apparaître, pour une certaine température de la paroi, des gouttelettes d'eau. Cette température est appelée température de rosée ou (point de rosée).

2.1.3 - L'humidité absolue : (x)

C'est la masse en grammes, de vapeur d'eau associée à 1 kg d'air sec.

2.1.4 - Degré hygrométrique ou humidité relative de l'air :

C'est par définition, le rapport du poids de vapeur contenu dans une certaine quantité d'air humide au poids de vapeur que contiendrait cet air s'il était saturé à la même température °C

2.2 - Proprietés de l'air sec :

2.2.1 - La constante de l'air sec : $R_a = \frac{847,6}{M}$

Le poids moléculaire de l'air sec étant de 29

$$\text{alors on a } R_a = \frac{847,6}{29} = 29,23 \frac{\text{Kg m}}{\text{Kg } ^\circ\text{K}} = \frac{\text{m}}{\text{K}^\circ}$$

2.2.2 - Volume de l'air sec :

L'air sec se comportant comme un gaz parfait, nous pouvons lui appliquer l'équation caractéristique des gaz parfaits.

avec θ : température absolue
avec θ : température absolue
 $V_a = \frac{R_a \cdot \theta}{P_a}$ P_a : Pression absolue de l'air (Kg/m³)

2.2.3 - Chaleur massique de l'air C_{pa}

On prend pour le calcul une valeur moyenne de :
0,24 k cal/kg °C.

2.2.4 - L'enthalpie de l'air sec "i"

L'enthalpie est définie qu'à une constante arbitraire
prés, cette quantité de chaleur est supposée nulle à la
température de 0°C et P = 760 mm Hg donc on aura $i = C_{pa} \theta$

2.3 - Propriétés de la vapeur d'eau

2.3.1 Constante de la vapeur d'eau "Rv"

Connaissant la masse moléculaire de l'eau
M = 18 g donc on aura $R_v = \frac{847,6}{18} = 47,08 \frac{\text{kg m}}{\text{Kg °K}}$

2.3.2 - Chaleur massique de la vapeur d'eau "C_{pv}"

La variation de la chaleur massique de la vapeur
saturée étant très faible, dans la plage des températures
considérées pour le conditionnement donc on adoptera une
valeur constante de 0,46 (K cal/kg °C).

2.3.3 - L'enthalpie de la vapeur d'eau "C_{pv}"

L'enthalpie de x grammes de vapeur d'eau à $\theta = 0^\circ$

$$i = \frac{(0,46 \theta + 597) x}{1000}$$

2.4 - Construction du diagramme i,x pour l'air humide P = 760 mm Hg

Ce diagramme est construit à partir :

- D'un axe des ordonnées sur lequel sont portées les valeurs de l'enthalpie i - mesurées en k cal.
- D'un axe des abscisses portant les quantités x, mesurées en g, de l'eau contenue dans un kg d'air sec.
- Les lignes d'égale enthalpie i sont des droites parallèles à l'axe des abscisses.
- Les lignes d'égale valeur θ des parallèles à l'axe des ordonnées.
- Quant aux isothermes (lignes correspondant à θ constant) l'équation.

$$i = 0,24 \theta + \frac{(0,46 \theta + 597) x}{1000}$$

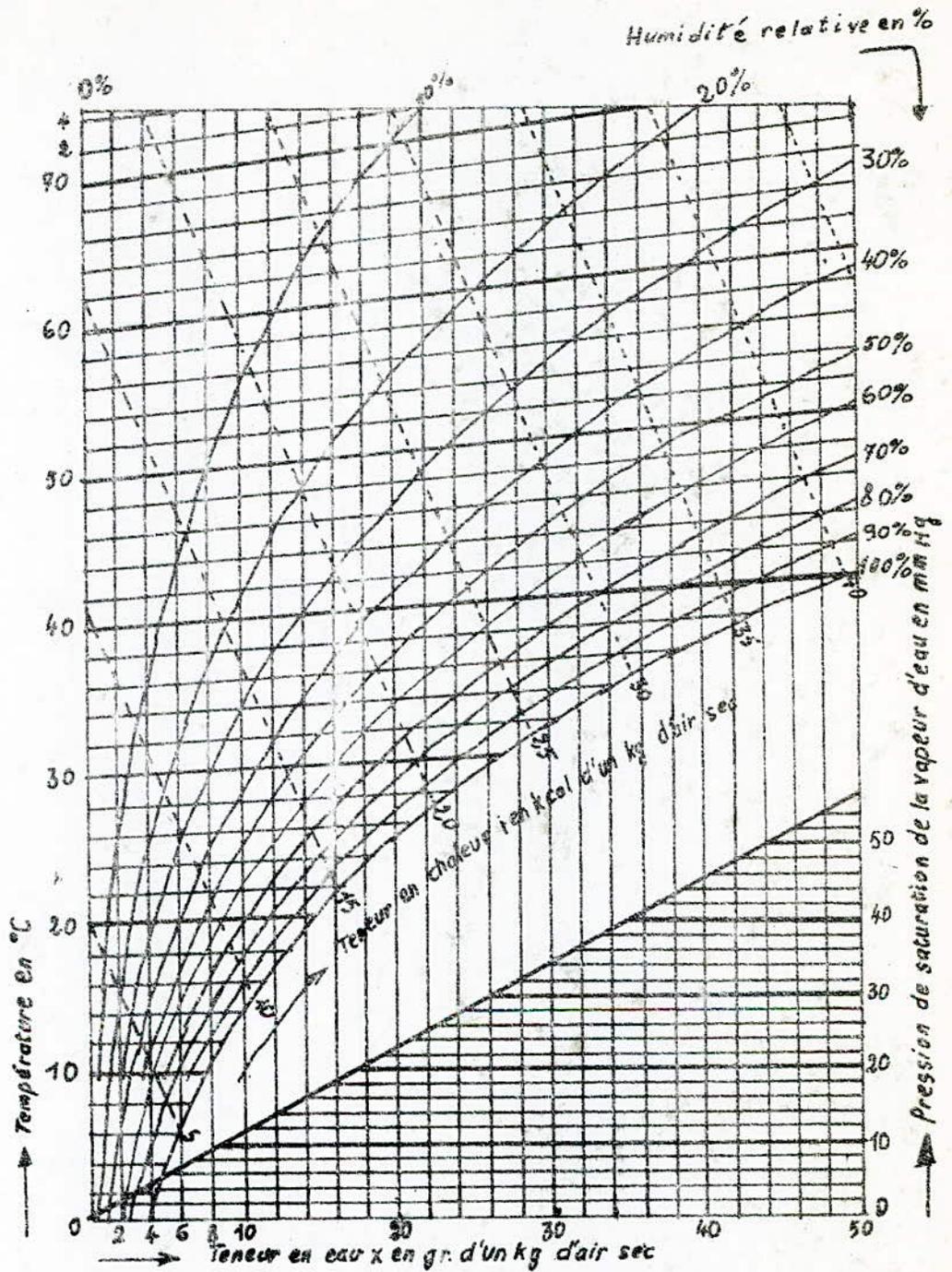


Diagramme i, x pour l'air humide $p = 760 \text{ mm Hg}$

fig. 2.0.

- Les lignes d'égale valeur de x sont de même des parallèles à l'axe des ordonnées.

Quant aux isothermes (lignes correspondant à θ° constant) l'équation.

$$i = 0,24 \theta + \frac{(0,46 \theta + 597) x}{1000}$$

Nous indique qu'il s'agit de droites dont le coefficient directeur est égal à : $\frac{0,46 \theta + 597}{1000}$

- Les valeurs de $\theta^\circ C$ sont portées sur l'axe des ordonnées et, pour éviter les confusions, les valeurs de i sont indiquées, non sur l'axe des ordonnées, mais à l'extrémité des droites $i =$ constante.
- Quant aux valeurs de x , elles ont été reportées sur l'isotherme $\theta = \theta$ et non sur l'axe oblique des abscisses afin de diminuer la surface du dessin.
- Les courbes (hyperboles) sont des lignes d'égale degré hygrométrique R .
- Celle de ces lignes correspondant à 100% d'humidité dite " courbe de saturation " sépare le plan du diagramme en deux régions :
 - a) Celle où le degré hygrométrique est inférieur à 100 % où coexistent l'air et la vapeur d'eau.
 - b) La région restante, dite " zone de brouillard " où coexiste, avec l'air, un brouillard d'eau condensée.

2.5 - Application du diagramme $i-x$ au traitement de l'air

Tous les changements de l'air lors de son traitement peuvent être représentés dans le diagramme $i-x$, cette étude est faite pour deux périodes de l'année:

- Traitement d'air en hiver
- Traitement d'air en été

1.5.1 - Conditionnement d'hiver

On représente sur le diagramme $i-x$ le point A de l'air extérieur froid.

On veut obtenir dans le local un air plus chaud et de plus faible degré hygrométrique, caractérisé par le

point B. Il faut donc à la fois réchauffer l'air extérieur et l'humidifier - (le poids x d'eau par kg d'air sec est plus grand en B).

La température de l'air soufflé devra évidemment être supérieure à la température désirée pour lutter efficacement contre le refroidissement des parois.

Deux cas peuvent se présenter :

1°) Fig. II.1

La température extérieure étant très froide ; (-5°C) la proportion d'air recyclé est grande pour économiser le chauffage.

Cette air passe dans un humidificateur où il se charge d'humidité sans apport de chaleur (ligne d'enthalpie constante MM').

L'air humide passe ensuite dans un réchauffeur secondaire où sa température augmente à humidité constante (ligne $\text{M}'\text{C}$). A la sortie du caisson de ventilation l'air est à une température supérieure à la température désirée. Il se refroidit légèrement en cheminant dans les gaines et se détend dans le local (ligne CB).

2°) Fig II.2

Dans ce cas, le pourcentage d'air recyclé est faible le point M figuratif du mélange est voisin de la ligne de saturation. La ligne d'enthalpie constante MM' est trop courte et ne peut se prolonger dans la zone de brouillard car il est impensable d'injecter du brouillard dans le local à climatiser.

Aussi, dans ce cas l'air traverse d'abord le réchauffeur secondaire, le réfrigérateur ne fonctionne pas pendant l'hiver. A la sortie du réchauffeur primaire le point figuratif vient en P.

L'air traversant ensuite le laveur sans nouvel apport de chaleur, le point figuratif suit la ligne d'enthalpie constante PP' et il n'y a plus qu'à le réchauffer par passage à travers le réchauffeur secondaire pour arriver au but - (le point C).

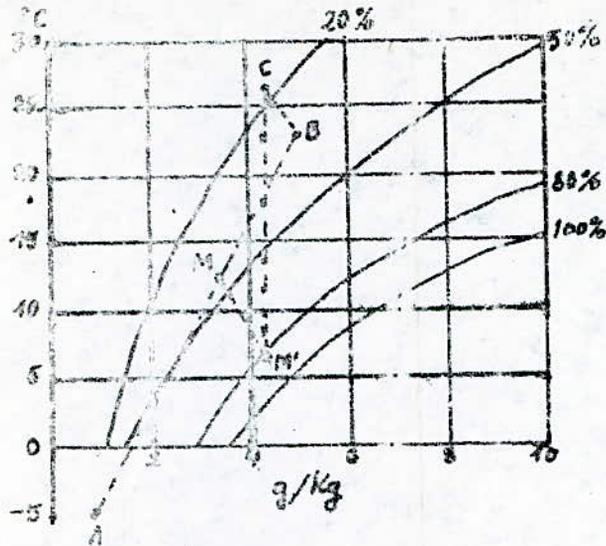


Fig 2.1

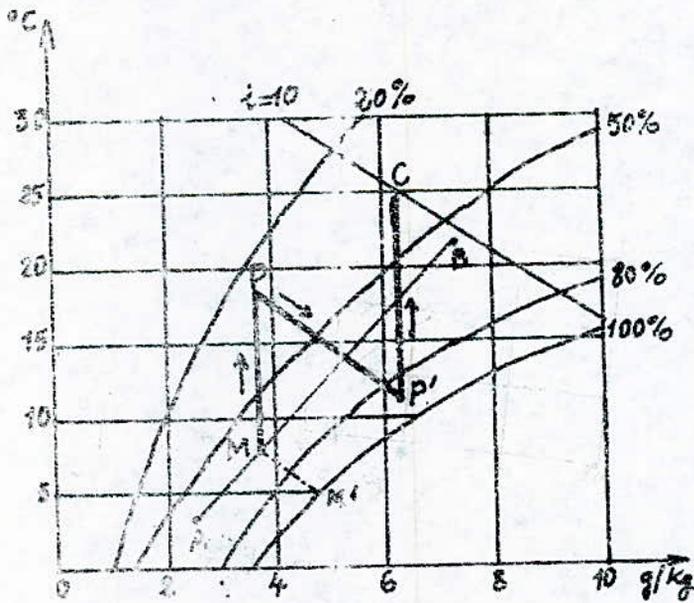


Fig 2.2.

2.5.2 - Conditionnement en été

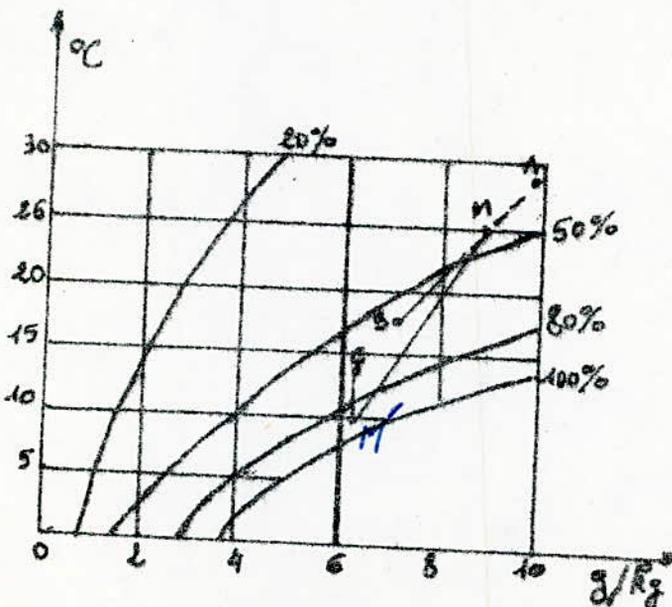
Dans ce cas l'air extérieur, chaud et sec, est représenté par le point A. On veut obtenir dans le local un air plus frais et plus humide (point B).

Il faut donc à la fois refroidir l'air extérieur et le sécher c'est à dire diminuer la valeur de x .

Dans ce cas le réchauffeur primaire ne fonctionne pas, et l'air traverse le réfrigérateur où il se refroidit et s'assèche c'est à dire le point figuratif décrit le segment MM'. A la sortie du réfrigérateur, cet air doit être réchauffé (c'est à dire segment M'C).

Ce réchauffement est obtenu naturellement par le passage de l'air à travers le ventilateur et les gaines. Si cela est insuffisant, on peut prévoir un réchauffage d'appoint.

A la sortie des gaines (point figuratif C), l'air se mélange à celui du local, se réchauffe et s'humidifie (Fig II.3);



2) - ELABORATION D'UN MODELE DU PROCESSUS A DEUX ENTREES ET DEUX SORTIES
AVEC LA CONTRE REACTION ENTRE LES GRANDEURS

3.1 - Echangeur :

un

Un échangeur de chaleur est dispositif permettant la transmission de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans qu'ils soient mélangés. Le but de l'échangeur est abaisser au maximum la température du fluide chaud s'il fonctionne comme refroidisseur ou le contraire élever au maximum la température du fluide froid s'il fonctionne comme réchauffeur.

Le flux de chaleur échange ϕ est proportionnel à la surface de contact et à un écart de température moyen en $\phi = K S \text{ em}$

Les échangeurs à contre-courant ont un meilleur rendement que les autres c'est à dire que pour les mêmes masses calorifiques, les mêmes températures d'entrée, le refroidissement du fluide chaud, ou l'échauffement du fluide froid, ont une valeur supérieure.

3.2 - Modes de transmission de la chaleur :

Il existe 3 modes :

3.2.1 - Conduction : La chaleur se transmet par contact entre les molécules mais sans déplacement de matière.

3.2.2 - Convection : Transmission d'un corps à un fluide ou inversement, le corps et le fluide étant en contact direct et en mouvement l'un par rapport à l'autre.

3.2.3 - Rayonnement : Transmission d'un corps immobile à un autre, sans contact matériel et sans déplacement de matière, le rayonnement est une vibration électro-magnétique qui se transmet dans le vide à la vitesse de la lumière.

3.3 - Description des variables de l'échangeur :

L'état d'un fluide ou d'air de l'échangeur est déterminé par un couple de variables.

- Une variables potentielle : la température θ .

- Une variable de circulation : le débit D .

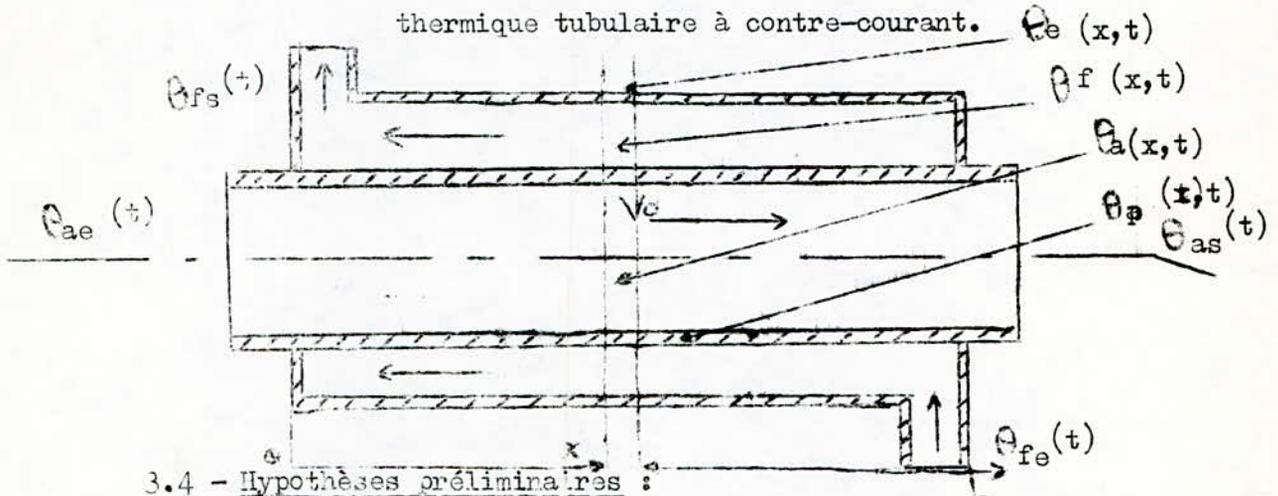
Dans la plupart des cas, les pertes de charges dans l'échangeur sont négligeables devant la pression moyenne de ce fait les débits restent constants le long de l'échangeur et sont

.../...

par conséquent indépendants de x .

Par contre les températures dépendent du temps et aussi de l'abscisse X .

La figure III 1 ; montre le schéma d'un échangeur thermique tubulaire à contre-courant.



3.4 - Hypothèses préliminaires :

Pour établir le modèle mathématique pour l'échangeur thermique on prend les hypothèses suivantes :

- a) - Le liquide utilisé est **incompressible** et les propriétés physique : masse volumique et chaleur massique ne varient pas dans la zone d'utilisation.
- b) - Les propriétés physiques des matériaux constituant les parois sont constantes dans la zone de fonctionnement.
- c) - La conduction thermique dans les parois est nulle dans le sens axial.
- d) - La conduction thermique dans les liquides est négligeable devant le transfert par convection.
- e) - La transmission de la chaleur par rayonnement est négligeable devant les autres modes de transmission.
- f) - On suppose que l'enveloppe externe est bien calorifugée, c'est à dire la température est uniforme à l'intérieur de l'enveloppe.
- g) - La température et la vitesse des fluides sont uniforme en tout point d'une section normale.

3.5 - Bilans d'échanges de chaleur :

Le système d'équations traduisant le comportement dynamique de l'échangeur est obtenu en écrivant les bilans d'échanges de chaleur dans un élément infiniment petit d'échangeur de longueur dx pendant un intervalle de temps infiniment petit dt . Les échanges de chaleur se font ici par convection forcée et par conduction.

Dans ce modèle on tient compte du transfert de chaleur par conduction à travers la paroi de séparation, car on ne peut pas négliger le transfert de chaleur lorsque l'épaisseur de la paroi est importante.

Comme on a supposé que l'enveloppe externe est bien calorifugée, on peut considérer que la température est uniforme à l'intérieur.

On considère que la paroi est radialement à une température uniforme θ_p égale à sa valeur moyenne c'est à dire à sa valeur à mi-épaisseur.

Le flux de chaleur selon l'intégration de la loi de Fourier dans un anneau cylindrique est : $\phi = \lambda A_m \cdot \frac{\Delta \theta}{e}$

Avec A_m : l'aire moyenne

$$A_m = \frac{A_2 - A_1}{\log \frac{A_2}{A_1}}$$

Pour le transfert d'air à la paroi dans un élément dx d'échangeur on a :

$$\theta_a - \theta_p = \frac{\phi}{\lambda A_m} \frac{r_2 - r_1}{2} + \frac{\phi}{h a \cdot d A_a}$$

Avec r : le rayon ; λ : conductivité thermique du métal

Le premier terme étant relatif au transfert par conduction et le second se rapportant au transfert par convection par l'intermédiaire du coefficient d'échange de chaleur h . On définit un coefficient global d'échange de chaleur par l'expression :

$$\theta_a - \theta_p = \frac{\phi}{k_a \cdot d A_a}$$

Par identification on obtien que :

$$\frac{1}{k_a} = \frac{1}{h_a} + \frac{V_2 - V_1}{2} \cdot \frac{d A_a}{d A_m}$$

et comme :

$$dA_a = 2 \pi r_2 dx$$

$$dA_m = \frac{2 \pi (r_1 + r_2) dx}{\log \left(\frac{r_1 + r_2}{2 r_1} \right)}$$

d'où

$$\frac{1}{k_a} = \frac{1}{h_a} + \frac{r_1}{\lambda} \cdot \log \left(\frac{r_1 + r_2}{2 r_1} \right)$$

ou

$$\boxed{\frac{1}{k_a} = \frac{1}{h_a} + \frac{d_1}{2\lambda} \log \frac{d_1 + d_2}{2 d_1}} \quad \text{avec } d = 2 r$$

3 - 1

et de même pour le transfert de la paroi à l'eau on obtient :

$$\boxed{\frac{1}{k_f} = \frac{1}{h_f} + \frac{d_2}{2\lambda} \log \frac{2 d_2}{d_1 + d_2}} \quad 3 - 2$$

3.5.1 - Les échanges de chaleur dans l'élément d'air :

La quantité de chaleur véhiculée par le débit d'air à l'abscisse x ; à la température θ_a , pendant le temps dt est égale à : $Q = q (V_a \cdot dt) \cdot S_a \cdot C \cdot \theta_a$
avec q = masse volumique.

La quantité de chaleur accumulée pendant le temps dt dans l'élément dx est égale = $q \cdot S_a \cdot dx \cdot C \cdot d\theta_a = q \cdot S_a \cdot dx \cdot C \cdot \frac{d\theta_a}{dt} dt$.

La quantité de chaleur échangée pendant le temps dt par convection et conduction d'air vers la paroi est égale à = $K_{ap} (P_a \cdot dx) \cdot (\theta_a - \theta_p) dt$

avec $K_{ap} = \dots$

avec K_{ap} : Coefficient global d'échange de chaleur de l'air vers la paroi.

P_a : Périmètre de la section d'air d'échangeur.

Donc le bilan de chaleur dans l'élément dx pendant le temps dt s'écrit :

$$q V_a dt \cdot S_a \cdot C \cdot \theta_a = q \cdot V_a \cdot dt \cdot S_a \cdot C \left(\theta_a + \frac{\partial \theta_a}{\partial x} \cdot dx \right)$$

$$+ \rho_a \cdot S_a \cdot dx \cdot C_a \cdot \frac{\partial \theta_a}{\partial t} dt + K_{ap} (P_a \cdot dx) (\theta_a - \theta_p) dt$$

Après la simplification on trouve :

$$\frac{\partial \theta_a}{\partial t} + V_a \frac{\partial \theta_a}{\partial x} + \frac{P_a}{\rho_a \cdot C_a \cdot S_a} K_{ap} (\theta_a - \theta_p) = 0 \quad 3 - 3$$

2.5.2 - Les échanges de chaleur dans l'élément d'eau

De la même manière que précédemment on trouve.

$$\frac{\partial \theta_f}{\partial t} - V_f \frac{\partial \theta_f}{\partial x} + \frac{P_f}{\rho_f \cdot C_f \cdot S_f} K_{fp} (\theta_f - \theta_p) + \frac{P_e}{\rho_e \cdot C_e \cdot S_e} h_{fe} (\theta_f - \theta_p) = 0$$

3 - 4

avec P_e : Périmètre de l'enveloppe interne

h_{fe} : Coefficient d'échange de chaleur d'eau à l'enveloppe externe.

3.5.3 - Les échanges de chaleur dans la paroi de séparation

La conduction thermique dans la paroi est nulle.

dans le sens axial l'équation obtenue est :

$$\frac{\partial \theta_p}{\partial t} + \frac{P_a}{\rho_m \cdot C_m \cdot S_p} K_{pa} (\theta_p - \theta_a) + \frac{P_f}{\rho_m \cdot C_m \cdot S_p} K_{pf} (\theta_p - \theta_f) = 0$$

$$(\theta_p - \theta_f) = 0 \quad " \quad 3 - 5$$

avec ρ_m : Masse volumique du métal de la paroi de séparation.

C_m : Chaleur massique du métal de la paroi de séparation.

3.5.4 - Les échanges de chaleur dans l'enveloppe externe

l'équation obtenue est :

$$\frac{\partial \theta_e}{\partial t} + \frac{P_e}{\rho_m \cdot C_m \cdot S_e} h_{ef} (\theta_e - \theta_f) = 0 \quad 3 - 6$$

Les écarts de température entre le fluide et les parois ne sont pas très importants, donc on peut écrire les coefficients d'échange h et k avec un seul indice dans les équations (3),(4),(5) et (6) $h_{fp} = h_{pf} = h_{fe} = h_{ef} = h_f$ donc les équations (3),(4),(5),(6) peuvent être écrite sous la forme suivante :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \theta_a}{\partial t} + V_a \cdot \frac{\partial \theta_a}{\partial x} + a_{ap} \cdot k_a (\theta_a - \theta_p) &= 0 & 3-7 \\ \frac{\partial \theta_f}{\partial t} - V_f \cdot \frac{\partial \theta_f}{\partial x} + a_{fp} \cdot K_f (\theta_f - \theta_p) + a_{fe} \cdot h_f (\theta_f - \theta_e) &= 0 & 3-8 \\ \frac{\partial \theta_p}{\partial t} + a_{pa} \cdot k_a (\theta_p - \theta_a) + a_{pf} \cdot k_f (\theta_p - \theta_f) &= 0 & 3-9 \\ \frac{\partial \theta_e}{\partial t} + a_{ef} \cdot h_f (\theta_e - \theta_f) &= 0 & 3-10 \end{aligned}$$

L'ensemble des 4 équations aux dérivées partielles 3-7, 3-8, 3-9, 3-10 muni des relations 3-1, 3-2 constitue le modèle mathématique proposé pour décrire en régime quelconque le comportement de l'échangeur thermique.

Les expressions des coefficients a_{ij}

$$\begin{aligned} a_{ap} &= \frac{a}{\rho \cdot c} \cdot \frac{1}{d_1} & a_{pa} &= \frac{4}{\rho_m \cdot C_m} \cdot \frac{d_1}{d_2^2 d_2^2 - d_1^2} \\ a_{pf} &= \frac{4}{\rho_m \cdot C_m} \cdot \frac{d_2}{d_2^2 - d_1^2} & a_{fp} &= \frac{4}{\rho \cdot c} \cdot \frac{d_2}{d_3^2 - d_2^2} \\ a_{fe} &= \frac{4}{\rho \cdot c} \cdot \frac{d_3}{d_3^2 - d_2^2} & a_{ef} &= \frac{4}{\rho_m \cdot C_m} \cdot \frac{d_3}{d_2^2 - d_2^2} \end{aligned}$$

3.6 -- Détermination analytique de la matrice de transfert de l'échangeur thermique

Il est plus réaliste de rechercher une représentation dynamique de ce système multivariable représenté par le bloc diagramme. III 2 sous la forme d'une matrice de transfert.

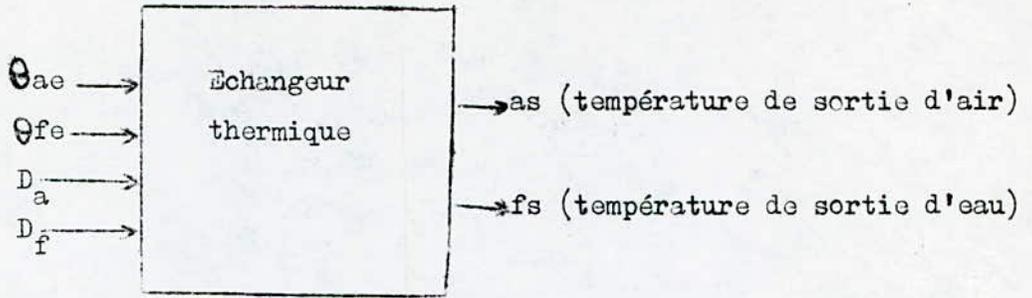


Fig III 2 Bloc diagramme multivariable de l'échangeur.

On essaye d'obtenir des expressions analytiques afin de pouvoir ensuite étudier plus facilement l'influence de grandeurs caractéristiques sur les propriétés dynamiques. Le système étant x on linéaire, la seule solution valable est la linérisation autour d'un point de repos.

3.6.1 -- Etude du régime statique :

Les dérivées partielles par rapport au temps étant nulles, donc le système d'équations (7), (8), (9) et (10) se réduit aux deux équations différentielles suivantes :

$$\frac{d\theta_a}{dx} + a_a - (\theta_a - \theta_f) = 0 \quad 3 - 11$$

$$\frac{d\theta_f}{dx} + a_f - (\theta_f - \theta_a) = 0 \quad 3 - 12$$

où les coefficients a_a et a_f dépendent des coordonnées du point de repos par les expressions :

$$a_a = \frac{a_{rp}[k_c]_o}{[V_a]_o} \cdot \frac{a_{pf}[k_f]_o}{a_{pa}[k_a]_o + a_{pf}[k_f]_o} \quad 11'$$

$$a_f = \frac{a_{fp}[k_f]_o}{[V_f]_o} \cdot \frac{a_{pf}[k_a]_o}{a_{pa}[k_a]_o + a_{pf}[k_f]_o} \quad 12'$$

En définissant les coefficients sans dimensions suivant :

$$\alpha = \frac{a_f}{a_a}, \quad \gamma = (a_a - a_f) \cdot L \quad \text{et} \quad B = \bar{e}^{\gamma}$$

Si on décompose l'échangeur en un grand nombre x de zones ($x \cdot \Delta x = L$) ; on peut considérer que dans une petite ^{zone} de longueur Δx , les profils de température sont constants.

Les équations des profils de température le long de l'échangeur s'écrivent :

$$\theta_a(x) = \frac{\theta_{fe} - \alpha\beta \theta_{ae}}{1 - \alpha\beta} + \frac{1}{1 - \alpha\beta} (\theta_{ae} - \theta_{fe}) \cdot e^{-\alpha \frac{x}{L}} \quad 3 - 13$$

$$\theta_f(x) = \frac{\theta_{fe} - \alpha\beta \theta_{ae}}{1 - \alpha\beta} + \frac{\alpha}{1 - \alpha\beta} (\theta_{ae} - \theta_{fe}) \cdot e^{-\alpha \frac{x}{L}} \quad 3 - 14$$

Des équations 3-13 et 3-14 on déduit les valeurs des températures de sortie en régime permanent :

$$\theta_{as} = \frac{\beta(1-\alpha)}{1-\alpha\beta} \cdot \theta_{ae} + \frac{1-\beta}{1-\alpha\beta} \cdot \theta_{fe} \quad 3 - 15$$

$$\theta_{fs} = \frac{\alpha(1-\beta)}{1-\alpha\beta} \cdot \theta_{ae} + \frac{1-\alpha}{1-\alpha\beta} \cdot \theta_{fe} \quad 3 - 16$$

Des expressions 11' et 12' donnant a_a et a_f on déduit

$$\alpha = \frac{a_{fp} \cdot a_{pa}}{a_{ap} \cdot a_{pf}} \cdot \frac{V_a}{V_f}$$

ce qui montre que α est indépendant des températures et β dépend des température et des vitesses.

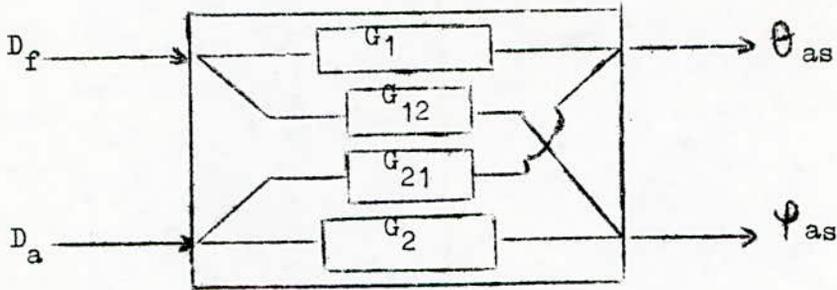
Le calcul préliminaire des dérivées partielles de α par rapport aux vitesses et de β par rapport aux températures d'entrée et aux vitesses permet ensuite par dérivation des relations 3 - 15 et 3 - 16 d'obtenir les expressions finales des gains. sont de la forme :

Donc les expressions finales des gains sont données dans l'annexe: 2

Dans notre système on s'intéresse par exemple au débit de la vanne de réchauffeur et au débit des clapets de en fonction de la température et d'humidité.

Pour cela on calcul les gains du système :

.../...



$$D_a = V_a \cdot S_a$$

$$D_f = V_f \cdot S_f$$

l'enthalpie du mélange

$$i = 0,24 \theta_{as} + [0,46 \theta_{as} + 597] x \quad [\text{en Kcal/Kg}]$$

avec x = l'humidité absolue g/Kg d'air sec

mais l'humidité relative est définie par :

$$\psi = \frac{P}{P_s} \cdot \frac{x}{\frac{R_A}{R_V} + x}$$

avec R_A / la constante de l'air sec = 29,27 kg f.m/kg deg

R_V : la constante de la vapeur d'eau = 47,06 kg.f.m/kg deg

et le rapport $\frac{R_A}{R_V} = 0,622$

P : pression totale

P_s : pression de la vapeur (à l'état de saturation)

$$x = \frac{\psi \cdot P_s \cdot 0,622}{P - \psi \cdot P_s}$$

d'où en remplaçant l'équation d'enthalpie on obtient :

$$\psi = \frac{P (i - 0,24 \theta_{as})}{[P_s \cdot 0,622 (0,46 \theta_{as} + 597) + i - 0,24 \theta_{as}]}$$

$$\psi = \frac{-P \cdot 0,24 \cdot \theta_{as} + P \cdot i}{\theta_{as} [P_s \cdot 0,622 \cdot 0,46 - 0,24] + P_s \cdot 0,622 \cdot 597 + P \cdot i}$$

→ Voir annexe
1.6.

3.6.2. La linéarisation du système autour d'un point de fonctionnement :

Quand une grandeur y est considérée comme variant avec une faible amplitude Δy varie autour d'une valeur statique $[y]_0$, alors y s'écrit : $y = [y]_0 + \Delta y$ et $\frac{d[y]_0}{dt} = 0$. La linéarisation du système revient à faire subir cette transformation aux températures, aux coefficients d'échange. Les fonctions inconnues du système linéarisé sont alors les variations de température $\Delta \theta$ et les coefficients soit des coordonnées du point de repos, soit des fonctions de x issues du régime statique.

3.6.3. Transformation de Laplace appliquée au système linéarisé :

La transformée de Laplace vis-à-vis du temps d'une grandeur $y(x, t)$ est notée $\bar{y}(x, p)$. Les conditions initiales étant nulles pour les variations, il en résulte que $\mathcal{L}\{\Delta y(x, t)\} = p \cdot \Delta \bar{y}[x, p]$.

Les deux équations 3-II, 3-I2 se transforment alors en deux équations différentielles vis-à-vis de la variable x et les deux relatives aux parois se transforment en deux équations linéaires, de ces deux équations on tire les expressions de θ_p et θ_e et on les reporte dans les deux équations différentielles du premier ordre, d'où les expressions des deux grandeurs de sortie intéressantes des températures θ_{as} et θ_{fs} ;

La différentiation des lois analytiques donnant les coefficients d'échange de chaleur permet d'obtenir leurs variations en fonction des variations d'entrée. De plus, les fonctions de x apparues après la linéarisation peuvent être exprimées grâce aux équations du régime statique. Donc le système obtenu est un système de deux équations différentielles du premier ordre et de la forme suivante :

$$A_1 \frac{d[\Delta \theta_a]}{dx} + A_2 \Delta \theta_a = A_3 \Delta \theta_f + [-A_4 \Delta \theta_{ae} - A_5 \Delta \theta_{fe} + A_6 \Delta v_a - A_7 \Delta v_f] e^{-\frac{x}{L}} \quad \text{--- 3.I7 .}$$

$$-B_1 \frac{d[\Delta \theta_f]}{dx} + B_2 \Delta \theta_f = B_3 \Delta \theta_a + [B_4 \Delta \theta_{ae} + B_5 \Delta \theta_{fe} + B_6 \Delta v_a - B_7 \Delta v_f] e^{-\frac{x}{L}} \quad \text{--- 3.I8 .}$$

Les $A(p)$ et $B(p)$ sont des polynômes de la variable de Laplace p dont le degré est au plus égal à 3 et dont les coefficients s'expriment en fonction des paramètres géométriques, des caractéristiques physiques de l'air et d'eau et des coordonnées du point de fonctionnement, leurs expressions sont données dans l'annexe 2 .

CHAPITRE : 4 - ETUDE DES PARAMETRES STATIQUES ET DYNAMIQUES PAR UN CALCULATEUR NUMERIQUE

4.1. - RESOLUTION DU SYSTEME DIFFERENTIEL

Le système différentiel 3.17 et 3.18 peut s'écrire sous forme matricielle, de la façon suivante :

$$P. \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \overline{\Delta \theta} \\ \overline{\Delta \psi} \end{bmatrix} + Q. \begin{bmatrix} \overline{\Delta \theta} \\ \overline{\Delta \psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \overline{\Delta S} \end{bmatrix} \quad \text{--- 4.1.}$$

où $\begin{bmatrix} \overline{\Delta \theta} \\ \overline{\Delta \psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \overline{\Delta \theta}_a [x, P] \\ \overline{\Delta \theta}_f [x, P] \end{bmatrix}$ est le vecteur température

et les matrices P et Q sont définies par :

$$P = \begin{bmatrix} A1 & 0 \\ 0 & -B1 \end{bmatrix}, \quad Q = \begin{bmatrix} A2 & -A3 \\ -B3 & B2 \end{bmatrix}$$

le second membre peut s'exprimer comme suit :

$$\begin{bmatrix} \overline{\Delta S} [x, P] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \overline{\Delta S}_0 (P) \end{bmatrix} \cdot e^{-\gamma \frac{x}{L}} = \begin{bmatrix} \overline{\Delta A}_0 (P) \\ \overline{\Delta B}_0 (P) \end{bmatrix} \cdot e^{-\gamma \frac{x}{L}}$$

$$\text{soit : } \begin{bmatrix} \overline{\Delta A}_0 \\ \overline{\Delta B}_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -A4 & \dots & A5 \\ B4 & & L5 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \overline{\Delta \theta}_{ce} \\ \overline{\Delta \theta}_{fe} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} A6 & -A7 \\ B6 & -B7 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \overline{\Delta v}_e \\ \overline{\Delta v}_f \end{bmatrix}$$

$$\text{ou encore : } \overline{\Delta S}_0 = M. \begin{bmatrix} \overline{\Delta \theta}_e \end{bmatrix} + R. \begin{bmatrix} \overline{\Delta v} \end{bmatrix}$$

L'équation différentielle linéaire vectorielle prend alors la forme suivante,

$$P. \frac{d}{dx} \begin{bmatrix} \overline{\Delta \theta} \end{bmatrix} + Q. \begin{bmatrix} \overline{\Delta \theta} \end{bmatrix} = \left\{ M. \begin{bmatrix} \overline{\Delta \theta}_e \end{bmatrix} + R. \begin{bmatrix} \overline{\Delta v} \end{bmatrix} \right\} \cdot e^{-\gamma \frac{x}{L}} \quad \text{--- 4.2}$$

où $\begin{bmatrix} \overline{\Delta \theta}_e (P) \end{bmatrix}$ est le vecteur température d'entrée et $\begin{bmatrix} \overline{\Delta v} (P) \end{bmatrix}$ est le vecteur vitesse,

.../...

Le second membre de l'équation différentielle (4.2) apparaît ainsi comme une forme linéaire du vecteur d'entrée pondérée par une fonction de la variable spatiale.

La résolution de cette équation différentielle vectorielle donne, en tenant compte des conditions aux limites

$x = 0$ et $x = L$:

$$\begin{bmatrix} \overline{\Delta \theta_{cs}} \\ \overline{\Delta \theta_{fe}} \end{bmatrix} = E \begin{bmatrix} \overline{\Delta \theta_{ce}} \\ \overline{\Delta \theta_{fs}} \end{bmatrix} + G.x \begin{bmatrix} \overline{\Delta S_0} \end{bmatrix}$$

cù $E = \frac{1}{e} \left[\overline{P}, Q \right] . L$ (4.3)

E : matrice 2 X2 à coefficients complexes

représente la transmittance matricielle en régime libre et où G s'exprime par :

$$G = (BI - E) . \left(\overline{P} . Q - \frac{1}{L} . I \right)^{-1} . \overline{P} \quad (4-4)$$

4.2 :- L'EXPRESSION DE LA MATRICE DE TRANSFERT :

Pour obtenir les transferts de l'entrée à la sortie il faut introduire les matrices suivantes :

$$I1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \text{et} \quad I2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\text{et on posant} \quad H = I1 - E . I2. \quad (4.5)$$

$$K = E . I1 - I2 \quad (4.6)$$

$$\text{on obtient :} \quad \begin{bmatrix} \overline{\Delta \theta_s} \end{bmatrix} = \overline{H}^{-1} \left[K + G.M \right] . \begin{bmatrix} \overline{\Delta \theta_e} \end{bmatrix} + \overline{H}^{-1} . G.R. \begin{bmatrix} \overline{\Delta V} \end{bmatrix}$$

$$\text{en posant} \quad T = \overline{H}^{-1} \left[K + G.M \right] \quad (4 - 7)$$

$$\text{et} \quad V = \overline{H}^{-1} . G . R. \quad (4 - 8)$$

$$\text{donc} \quad \boxed{\begin{bmatrix} \overline{\Delta \theta_s} \end{bmatrix} = T . \begin{bmatrix} \overline{\Delta \theta_e} \end{bmatrix} + V . \overline{\Delta V}} \quad (4.9)$$

avec T : matrice de transfert relative aux températures d'entrée.

V : matrice de transfert relative aux vitesses.

Ces expressions sont infiniment plus simples à utiliser que l'on aurait pu obtenir par application de la théorie classique des équations différentielles.

.../...

4.3. : SIMPLIFICATION DE LA STRUCTURE DE LA MATRICE DE TRANSFERT :

La matrice de transfert élaborée dans laquelle intervient un opérateur irrationnel, est inutilisable en pratique en vue de réaliser une commande quelconque. Donc il est indispensable d'en déduire une approximation par une matrice à éléments rationnels et d'ordre minimum.

Les essais expérimentaux ont montré que les diverses réponses indicielles de l'échangeur présentent une tangente à l'origine de pente non nulle et pour les fonctions de transfert rationnelles approchant la dynamique de l'échangeur, cela impose que le degré du dénominateur soit supérieur d'une unité à celui du numérateur. De plus ces réponses indicielles sont du type apériodique. Une approximation par une fonction de transfert du premier ordre : $F1 (P) = \frac{K}{1 + \tau.P}$ ou,

de façon plus générale, à cause des retards de propagation pour les fonctions de transfert $\frac{\theta_{as}(P)}{\theta_{ae}(P)}$ et

$\frac{\theta_{fs}(P)}{\theta_{fe}(P)}$, par une forme :

$$F1 (P) = \frac{K \cdot e^{-TP}}{1 + \tau_p P} \quad (4.10)$$

La caractéristique des systèmes du premier ordre représente l'amplitude $1 - \frac{1}{e} = 63\%$ de l'amplitude de l'échelon d'entrée à l'intersection de la tangente à l'origine et de l'asymptote à $t = \tau$, mais certaines fonctions de transfert. L'amplitude correspondante est environ 75 % de l'amplitude de l'échelon d'entrée.

Alors il faut mieux utiliser un transfert du second ordre, sous la forme générale :

$$F2 (P) = K \cdot e^{-T.P} \frac{(1 + T3P)}{(1 + T1 P)(1 + T2P)} \quad (4.11)$$

avec T : le temps de retard.

T1, T2, et T2 : constantes de temps.

.../...

Le problème qui se pose est d'approcher les divers éléments de la matrice de transfert par des formes du type (4.10) et (4.11). Cela est un problème d'optimisation paramétriques relativement à un critère comme les expressions analytiques élaborés pour la matrice de transfert nous permettent de tracer les lieux de transfert dans le plan de Nyquist. Le choix d'un critère fréquental : trouver les transferts approchés ayant les lieux de Nyquist les plus proches possibles du lieu calculé par les formules ci-dessus.

4.4. : PROGRAMME DE DETERMINATION DES REPOSES EN FREQUENCE DE L'ECHANGEUR :

Le tracé des lieux de Nyquist revient à la détermination des réponses en fréquence, c'est à dire au calcul du gain et de la phase des fonctions de transfert pour différentes fréquences.

L'algorithme de calcul peut se décomposer en trois parties :

4.4.1 : Calcul des coefficients caractéristiques :

Calcul itératif des températures de sortie en régime permanent, calcul des coefficients d'échange, des coefficients $a_a, a_f, \alpha, \beta, \gamma$.

4.4.2. : Détermination des valeurs numériques des coefficients des 14 polynômes A et B et calcul des valeurs numériques complexes des polynômes A et B pour une valeur de la fréquence.

4.4.3. : Calcul matriciel donnant les valeurs numériques des coefficients complexes des matrices T et V et détermination du gain et de la phase des fonctions de transfert.

La programmation d'un tel algorithme est facilitée par l'emploi de procédures d'opérations sur les nombres complexes des polynômes A et B et sur les matrices carrées d'ordre 2 à coefficients complexes pour les matrices T et V. Ces procédures sont écrits en langage ALGOL.

Grâce à l'utilisation de ces procédures et à l'écriture d'un programme principal calculant les coefficients statiques, les coefficients dynamiques, les gains dans le cas général, on peut déterminer, au moyen d'un calculateur, le gain et la phase des 8 fonctions de transfert pour toute valeur de la fréquence.

...

4.5. : PROGRAMME D'APPROXIMATION DES FONCTIONS DE TRANSFERT PAR DES MODELES DU PREMIER ORDRE ET DU SECOND ORDRE

Le critère fréquentiel peut prendre la forme mathématique suivante :

$$J = \sum_{i=0}^N \lambda_i \cdot |F_o(j\omega_i) - F_m(j\omega_i)|^2$$

avec λ_i = coefficient de pondération du critère fréquentiel.

λ_i : est une suite décroissante permettant de pondérer le critère de façon à donner une contribution plus importante aux basses fréquences.

Pour les $(N + 1)$ fréquences, il représente la somme pondérée des carrés des distances des points des lieux de Nyquist de l'objet (lieu théorique) et du modèle. La fréquence correspondant à $i = 0$ est évidemment la fréquence nulle, permettant de prendre en compte le régime permanent.

Dans le cas de l'échangeur, les retards $T_a = \frac{L}{V_a}$ et $T_f = \frac{L}{V_f}$. Le problème d'optimisation paramétrique consiste alors à déterminer les paramètres K, τ ou K, T_1, T_2, T_3 qui minimisent le critère J .

Dans le cas du modèle du premier ordre, le gain K est déjà calculé dans le programme du paragraphe précédent et la constante de temps τ peut être approchée par l'inverse de la pulsation pour laquelle la réponse en fréquence présente un affaiblissement le plus proche de 3 décibels.

Lorsque le modèle du premier ordre est obtenu on recherche le modèle du second ordre par la même méthode en initialisant de la façon suivante :

- K : garde la valeur obtenue précédemment.
- T_1 : τ
- T_2 : $0,1\tau$
- T_2 : $0,16\tau$

La structure générale du programme complet de calcul des paramètres dynamiques c'est à dire la détermination des courbes de réponses en fréquence + approximations des fonctions de transfert, est représentée sur le fig. 4.1.

.../...

CONCLUSION :

Ce programme permet de pré-déterminer les paramètres dynamiques d'un échangeur de chaleur avant sa construction, ce qui s'avère fort utile en évitant par la suite des essais expérimentaux très coûteux.

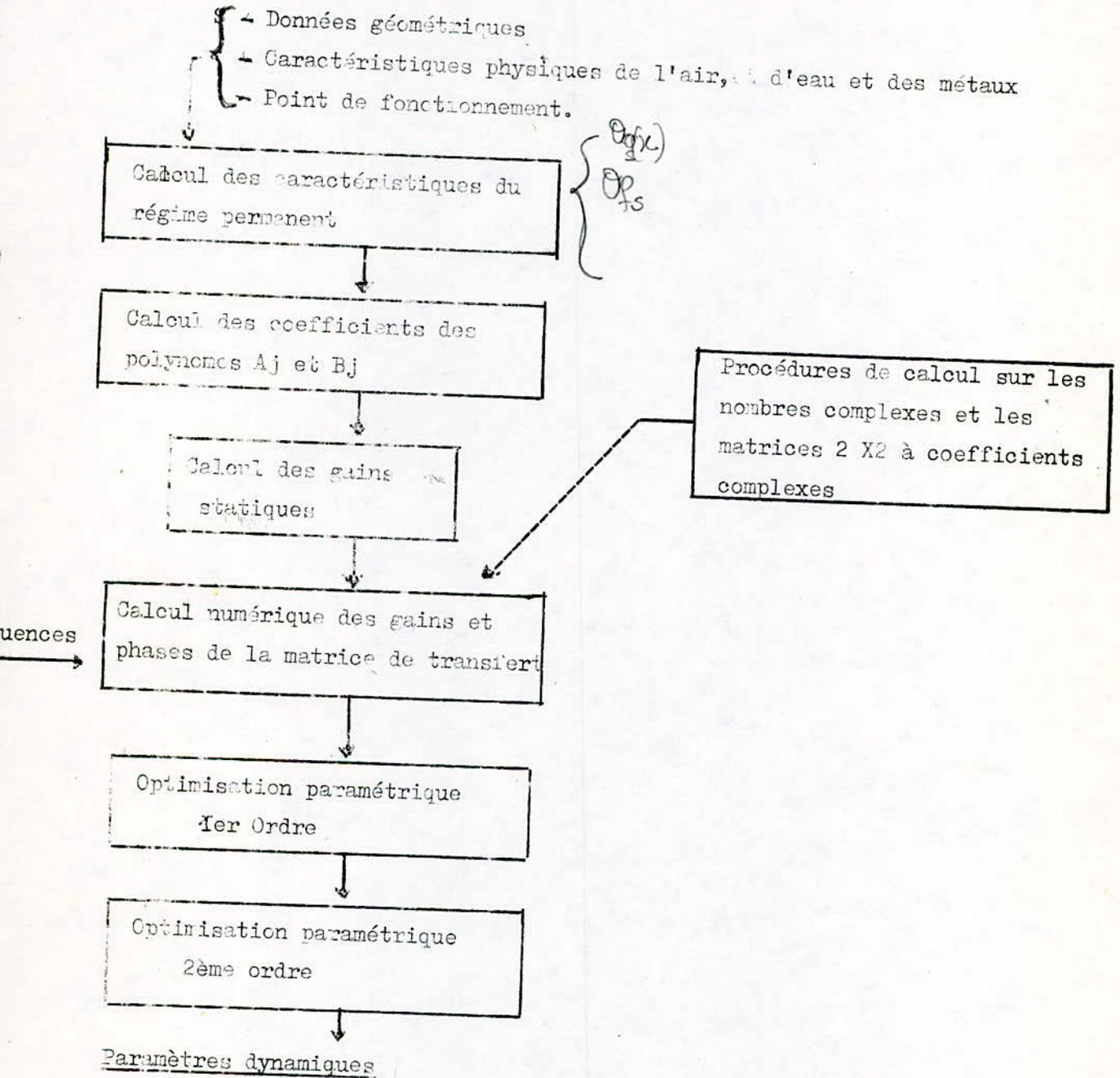


Fig. 4.1 : STRUCTURE DU PROGRAMME DE CALCUL DES PARAMETRES DYNAMIQUES

DEFINITION :

Le capteur est un instrument qui transforme une grandeur physique en une grandeur électrique dans le but de l'utiliser comme par exemple : la température, l'humidité et la pression.-

Le capteur envoie vers le régulateur qui par une simple comparaison avec la valeur de la consigne, transmet un signal au servomoteur qui de sa part agit sur l'organe permettant la régulation de cette grandeur.-

5.I. LES CAPTEURS POUR LA MESURE DE LA TEMPERATURE :

Les éléments les plus utilisés pour la mesure de la température sont : les thermomètres à résistances, les thermomètres à thermistances et les thermocouples .-

5.I.I. THERMOMETRES A RESISTANCES :

Ce sont des thermomètres dont la résistance varie avec la température c'est à dire $R = F(T)$.-

R : étant la résistance du métal en Ω

T : Température en °C.

Les métaux les plus utilisés sont :

- Le cuivre
- Le nickel
- Le platine

pour le choix du système de mesure on se base toujours sur les qualités du système

- Fidélité
- Sensibilité.
- Vitesse de réponse
- Robustesse
- Prix de revient et linéarité.

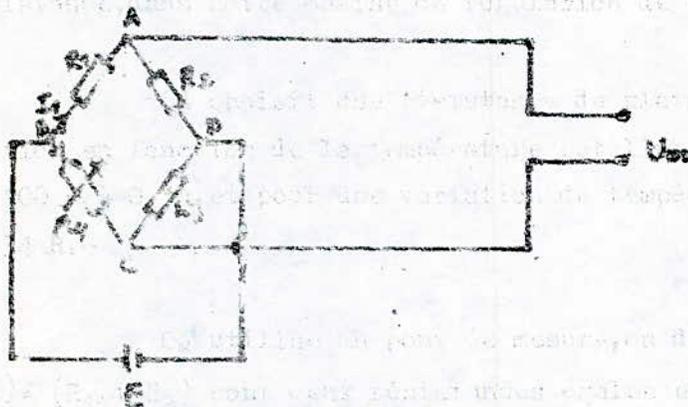
-/-

Comme la sensibilité d'un thermomètre à résistance est supérieure d'un ordre de grandeur à celle d'un thermomètre à thermistance et d'un thermocouple, l'affichage de la consigne à l'aide d'une résistance est plus facile, ainsi que le prix de revient d'un thermomètre à résistance est plus faible que celui des autres capteurs, compte tenu de toutes ces raisons, on préfère l'utilisation d'un thermomètre à résistance, dans notre chaîne de régulation de la température.-

On choisit une résistance de platine (Pt 100), car sa loi de variation en fonction de la température est linéaire, pour le Pt 100, sa résistance vaut $100 R$ à $0^{\circ}C$, et pour une variation de température de $1^{\circ}C$, sa résistance varie de $0,34 R$.-

On utilise un pont de mesure, on dispose de 4 résistances (R_1, R_2, R_3, R_4). (R_1 et R_2) sont deux résistances égales et indépendantes de la température, R_3 résistance variable indépendante aussi de la température et qui sert à afficher la consigne, R_4 c'est la résistance en Pt 100 variable avec la température, on alimente le pont en tension continue constante R_3 est affichée en fonction de la consigne, lorsque la température à l'intérieur du local est réglée, R_4 sera égale à R_3 donc la tension U_m sera nulle.-

Si la température à l'intérieur de la chambre climatisée varie, la résistance R_4 varie et la tension U_m devient différente de zéro, d'où le phénomène de régulation qui tend à ramener U_m à zéro et cela en augmentant ou en diminuant la température suivant le cas



Si on veut maintenir la température dans le local égale à 20 °c, vue que la variation de la résistance de Pt 100 est lineaire la résistance correspondante à $\theta = 20^\circ\text{c}$ est :

$$R_3 = R_0 + 0,34 \cdot 20 \quad \text{avec } R_0 = 100 \text{ R.}$$

$$R = 100 + 6,8 = 106,8 \text{ R.}$$

Donc la valeur de la résistance à afficher est de 106,8 R.

CALCUL DE LA TENSION U_m :

$$\text{On a } U_m = R_4 I_2 - R_3 I_1 = R_2 I_1 - R_3 I_2$$

$$\text{et } E = V_b - V_d = (R_1 + R_2) I_1 = (R_3 + R_4) I_2 = 2 R_2 I_1 \quad \text{car } R_1 = R_2$$

$$\text{d'où } I_1 = \frac{R_3 + R_4}{2 R_2} I_2 ; \quad I_2 = \frac{E}{R_3 + R_4}$$

$$\text{Alors : } U_m = \left(\frac{R_3 + R_4}{2 R_2} \cdot R_2 - R_3 \right) \cdot I_2 = \frac{R_4 - R_3}{2} \cdot \frac{E}{R_3 + R_4}$$

$$\boxed{U_m = \frac{E(R_4 - R_3)}{2(R_3 + R_4)}}$$

$$\text{Or } R_4 = R_0 + 0,34 \cdot \theta = 100 + 0,34 \theta$$

$$\text{et } R_3 = 106,8 \text{ R. pour } \theta = 20^\circ \text{ c}$$

$$\text{d'où } U_m = \frac{E(100 + 0,34 \cdot \theta - 106,8)}{2(100 + 0,34 \cdot \theta + 106,8)} = \frac{E}{2} \cdot \frac{0,34 \cdot \theta - 6,8}{206,8 + 0,34 \theta}$$

Si la température de θ au-dessus ou au-dessous de $\theta = 20^\circ \text{ c}$

c'est à dire $\theta = 20 + \Delta\theta$

$$\text{d'où } U_m = \frac{E}{2} \frac{0,34(20 + \Delta\theta) - 6,8}{206,8 + 0,34(20 + \Delta\theta)}$$

$$\boxed{U_m = \frac{E \cdot 0,34 \cdot \Delta\theta}{2(213,6 + 0,34 \cdot \Delta\theta)}}$$

quand $\Delta\theta \rightarrow 0$, alors $U_m \rightarrow 0$

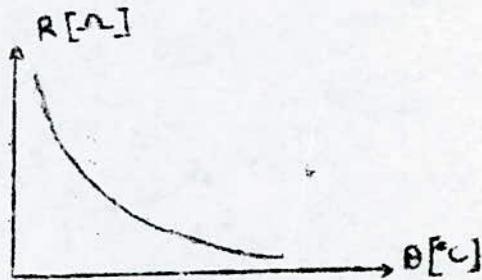
On constate que la tension U_m est faible, de l'ordre du mV, donc pour assurer un fonctionnement de la chaîne régulatrice de la température, et pour que les relais peuvent fonctionner, on doit amplifier cette tension.-

-/-

5.1.2. THERMOMETRE A THERMITANCES :

Ils ont le même principe de fonctionnement que les thermomètres à résistances, on doit uniquement étudier la variation de la résistance en fonction de la température.-

L'inconvénient de ces thermomètres c'est que leurs caractéristiques $R = F(\theta)$, (θ : étant la température à l'intérieur du local) ne sont pas linéaires, ainsi que ces caractéristiques varient avec le temps, donc leur application dans une chaîne de régulation n'est pas efficace.-



caractéristique $R = F(\theta)$

5.1.3. THERMOCOUPLE:

C'est un instrument non basé sur la dilatation, mais sur un phénomène thermoélectrique: Si deux fils métallique de nature différente sont soudés en deux points et si les points de soudure sont à des températures différentes il s'établit une différence de potentiel et on observe le passage d'un courant dont l'intensité est fonction de la nature des métaux et de la différence des températures c'est à dire :

$$U_{\theta} = F(\theta_m) = K(\theta_1 - \theta_2)$$

K: constante déterminée lors de l'étalonnage du thermocouple

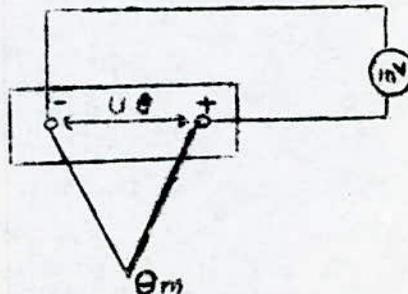
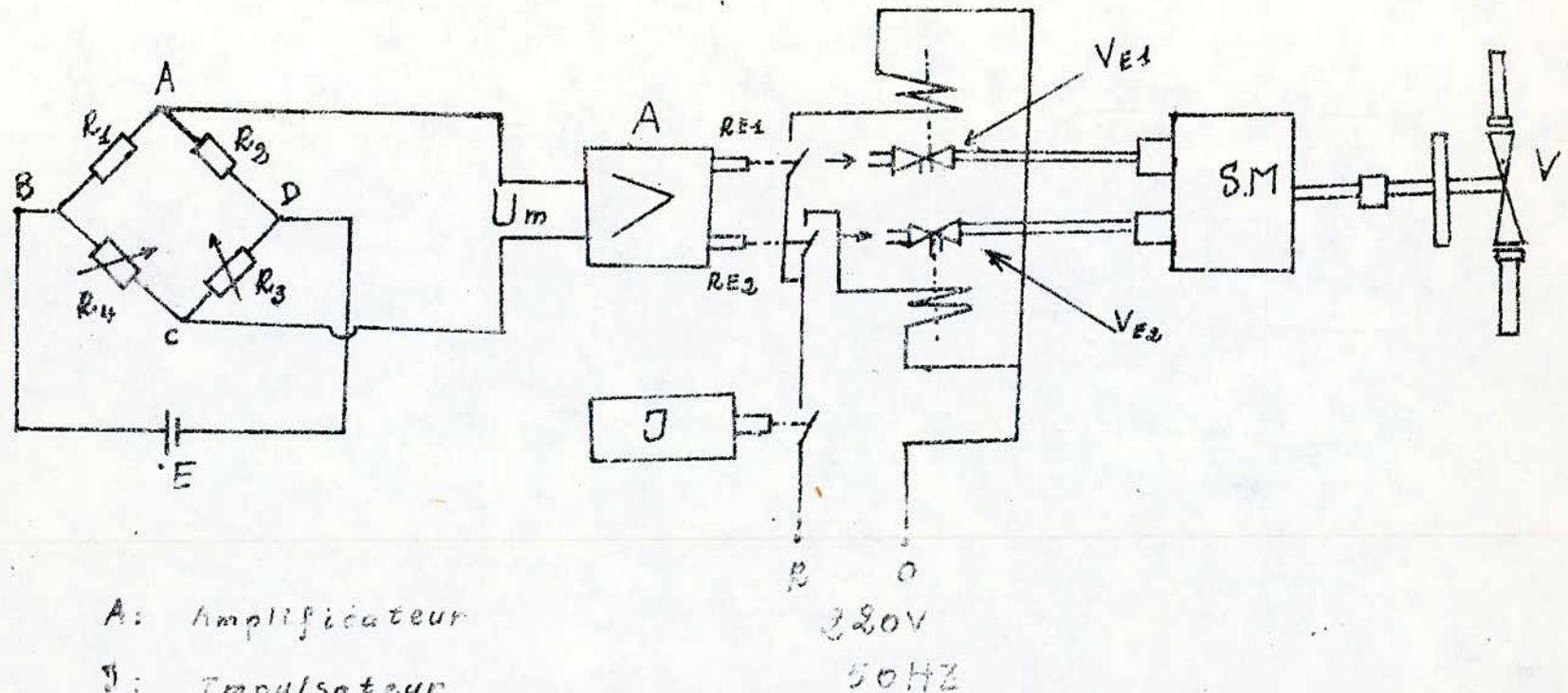


schéma bloc du système de commande de température



A: Amplificateur

J: Impulsateur

S: Servo-moteur

V: Vanne de contrôle

VE_1 , VE_2 : Vannes électromagnétiques à 3 voies.

RE_1 , RE_2 : Relais

fig. 5.1.

Or les instruments de ce type sont surtout utilisés dans chaudières et les processus de sidérurgie, où la température est très élevée.-

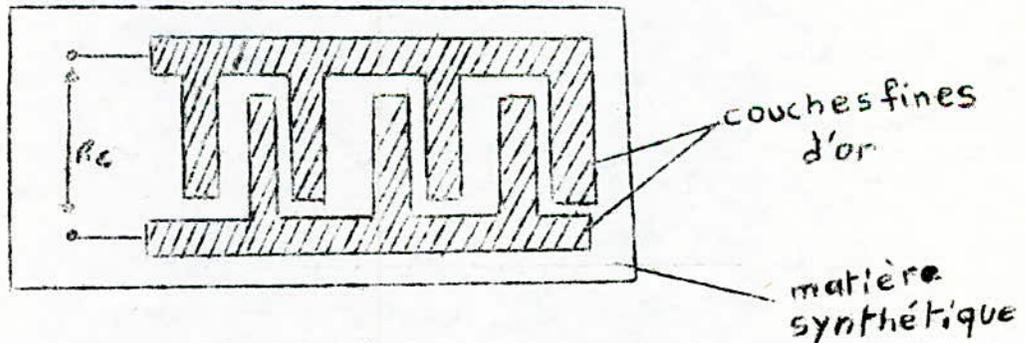
5.2. CAPTEURS POUR LA MESURE DE L'HUMIDITE :

L'humidité est l'un des facteurs qu'on doit maintenir constante à l'intérieur d'un local climatisé pour ceà, on doit faire un choix rigoureux d'un capteur d'humidité qui nous permettra le réglage de cette grandeur.-

Parmi les capteurs d'humidité existant on a les capteurs d'humidité relative électrochimiques et les capteurs psychrométriques.-

5.2.1. CAPTEUR D'HUMIDITE RELATIVE ELECTROCHIMIQUE:

Un instrument constitué de couches fines d'or, plongées dans un fluide; par exemple une solution de NiCl. Ce capteur nous permet de mesurer l'humidité relative entre 10 % et 90 %, la mesure se base sur la connaissance de la résistance de sortie des couches d'or R_c . L'humidité est inversement proportionnelle à la résistance R_c .-



Exemple de capteur électrochimique
Propriété du capteur électrochimique

Les avantages:

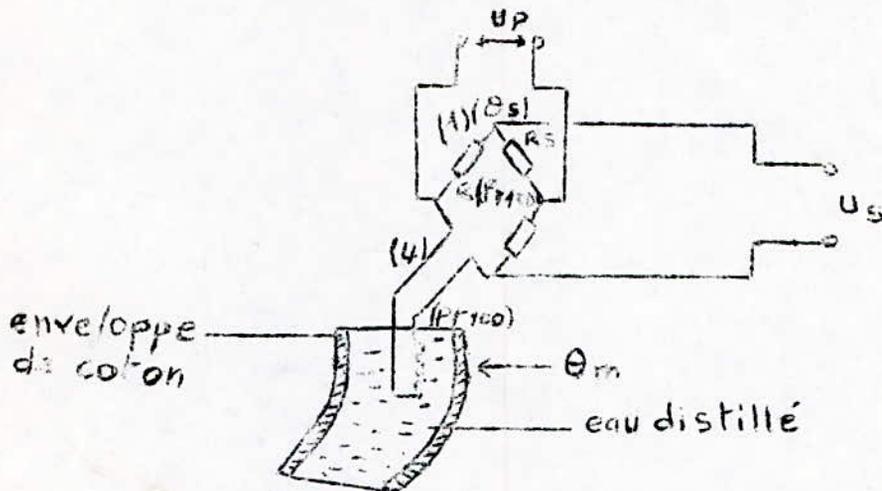
- Possibilité de la mesure directe de l'humidité relative
- Obtenir une précision de $\pm 1\%$ à 2%

Les inconvénients :

- La caractéristique $R_c = f(\varphi)$ varie en fonction du temps
- Vu la quantité d'or le prix de revient est trop élevé.-

5.2.2. CAPTEUR PSYCHROMETRIQUES :

On dispose de deux thermomètres, l'un conservé à sec et donne la température réelle, l'autre est enveloppé d'une couche de coton, dont une partie est plongée dans un récipient d'eau. On choisit un thermomètre à résistance.-



Où le pont de mesure avec deux thermomètres (1) et (4)

Si $\theta_m - \theta_s = 0 \Rightarrow U_s = 0$ alors l'humidité relative est maximum (100 %).-

Si l'humidité relative diminue alors θ_s augmente donc R_{θ_s} augmente c'est à dire que $\theta_s < \theta_m$ ce qui donne : $\Delta\theta = \theta_m - \theta_s > 0$, alors U_s augmente et excite le régulateur alors il donne une certaine rotation au servomoteur que lui assure l'ouverture ou la fermeture des clapets ou des vannes.-

CONCLUSION:

Etant donné, le coût élevé et la courte durée de vie du capteur électrochimique à plaque d'or on choisit le thermomètre à résistance qui est dure, sa précision acceptable et avec un prix de revient moins cher et possède une longue durée de vie.-

CHAPITRE 6 - ANALYSE ET CHOIX DES REGULATEURS

6.1. - SYSTEMES DE REGULATION :

L'élément principal de la régulation est le régulateur nécessaire à la production du signal de commande, ceci en comparant les signaux de mesure et de consigne qui lui sont délivrés, et en fonction de l'erreur entre ces signaux, il émet une énergie sous forme d'un signal pour commander les organes de réglage, chargés de rétablir la stabilité et l'état initial du système.

6.2. - LES REGULATEURS AUTO-ADAPTIFS QUASI-CONTINUELS DE TEMPERATURE ET D'HUMIDITE :

Tout système réel est soumis à des perturbations extérieures, les plus importantes dans le cas d'un système de climatisation sont la température et l'enthalpie du milieu extérieur.

Certaines perturbations s'introduisent d'une façon très complexes et modifient l'expression des lois physiques du système. Ces modifications provoquent une variation des qualités statiques et dynamiques du système en fonction des perturbations extérieures. Donc il est intéressant de résoudre ces problèmes très compliqués par des moyens simples et bon marché, pour cela on utilise une compensation qui varie avec toute variation des propriétés statiques et dynamiques du système on dit qu'on adapte le système si cette adaptation est automatique, on l'appelle auto-adaptation.

L'auto-adaptation revient à l'insertion entre le système de commande et les servo-moteurs actionnant les différents éléments de la climatisation, d'un organe qui tient compte des paramètres extérieurs.

Dans le cas de notre système de climatisation, on a utilisé des régulateurs auto-adaptifs avec sommation des impulsions qui nous donnent une valeur moyenne des impulsions de commande tout en tenant compte des perturbations extérieures.

6.2.1 - LES ELEMENTS PRINCIPAUX DU REGULATEUR :

Le schéma du principe du régulateur est représenté dans la figure (6.1.).-

Les éléments principaux du régulateur sont :

- Le bimétal de service (16) et la résistance de chauffe (19) isolée du bimétal.

-- Deux butées (13) et(14) fixées à l'extrémité du bimétal appuient sur les poussoirs des microcommutateurs (3) et (15).

.../...

Les microcommutateurs sont solidaires aux extrémités des bimétals de compensation (4) et (17) qui rendent le fonctionnement du régulateur indépendant de la température ambiante.

La position des bimétals (4) et (17) peut être changée par l'intermédiaire des vis de tension (5) et (18).

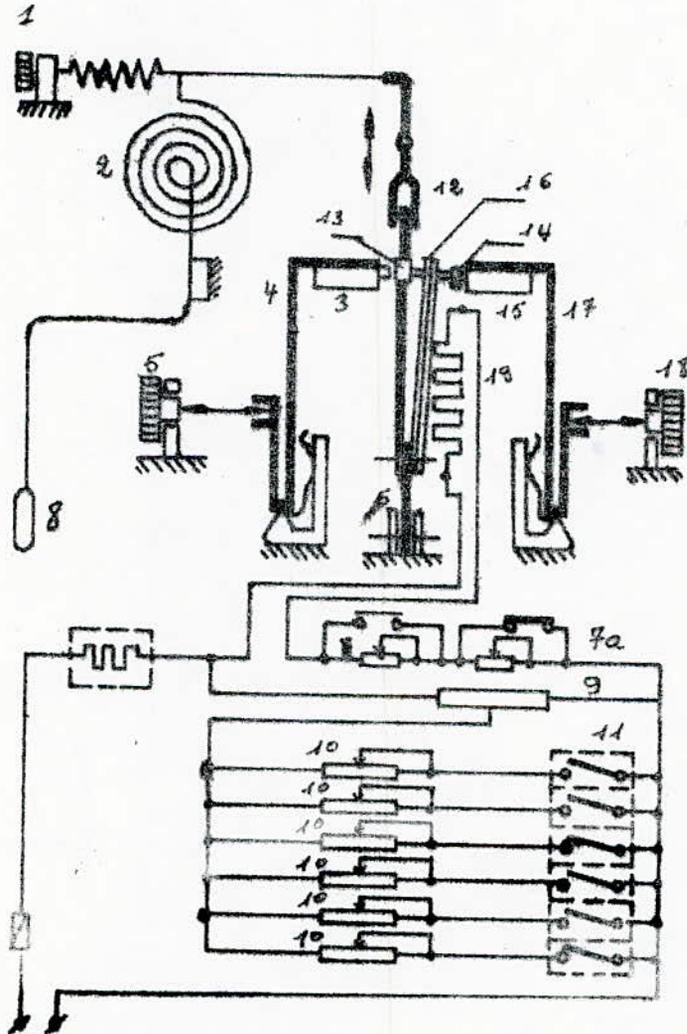


fig. 6.1
schéma de principe du régulateur.

La résistance de chauffe (19) est connectée en série avec la résistance (7) et (7a) et parallèlement avec la résistance réglée (9) et une série de résistances (10) enclenchés par les thermomètres ou les hygromètres à contacts (11), placés dans les différents compartiments d'objet climatisé ou dans les points différents de la même salle climatisée.

La résistance (7 a) est court circuitée par le contact de repos du microcommutateur (15) et la résistance (7) par le contact de travail du microcommutateur (3).

Le circuit électrique du régulateur peut être alimenté par une source de courant continu ou alternatif.

Sur le levier (12) du régulateur agisse le ressort de capteur manométrique de température extérieur.

On peut changer l'influence de la température extérieure à l'aide de vis de tension (1).

6.2.2. - FONCTIONNEMENT DU REGULATEUR AUTO-ADAPTIVE

Le schéma bloc du régulateur auto-adaptif est représenté dans la figure (6.2.).-

La partie centrale du régulateur constitue l'élément des impulsions non linéaire à trois positions, avec la contre réaction inertielle. Il se compose d'un relais bimétallique avec les deux microcommutateurs (7) et l'élément de la contre réaction $\frac{1}{1 + T.S}$, dont les coefficients d'amplification Kw' ou Kw'' sont dépendance des signaux du circuit de sommation (2).

L'élément non linéaire forme les impulsions de commande de servomoteur pas à pas (8) $\left[\text{la transmittance } \frac{1}{T_m. S} \right]$.

L'un des commutateurs forme les impulsions de commande dans la direction d'ouverture (le signal y''), l'autre dans la direction d'ouverture (le signal y').

Le système est équipé en positionneur d'entrée (X_0) des microcommutateurs à l'égard du bimétal de service et en résistance de mise au point de courant (I_0) de la résistance de chauffe.

Les périodes d'oscillation sont égales à la sommes des temps d'enclenchement et déclenchement des microcommutateurs Tz' et Tw' ou Tz'' et Tw'' , dépendants des valeurs des courants d'enclenchement et de déclenchement Iz' et Iw ou Iz'' et Iw'' .

.../...

On peut poser que les signaux moyens du régulateur y' et y'' sont les suivants :

$$y' = \frac{Tz'}{Tz' + Tw'} \quad \text{et} \quad y'' = \frac{Tz''}{Tz'' + Tw''}$$

Les signaux y' et y'' dépendent des perturbations extérieurs (la température du capteur manométrique 8) et des impulsions intérieurs provenant des capteurs (1).

Les perturbations extérieurs agissent par l'intermédiaire d'élément (7) sur le coefficient d'amplification K , en changeant les coefficients kp' et kp'' du régulateur et les signaux y' et y'' .

La spécificité du régulateur c'est l'influence de la température extérieure sur les coefficients d'amplification kp' et kp'' , quant la température extérieure augmente kp' augmente aussi et kp'' diminue et à rebours.

Les thermomètres et les hygromètres à contact intérieurs influent sur le système de sommation de courants (2), (les courants Iz' et Iw ou Iz'' et Iw'') et ensuite les coefficients d'amplification Kw' et Kw'' de la contre-réaction inertielle $\frac{Kw}{Ts + 1}$. Enfin les signaux moyens du régulateur y' et y'' sont aussi dans dépendance des impulsions provenant des capteurs intérieurs de température et d'humidité.

A cause d'élément intégral (8) $\left[\text{de transmittance } \frac{1}{Tm.s} \right]$

les propriétés résultants du régulateur répondent approximativement aux régulateurs P.I.

.../...

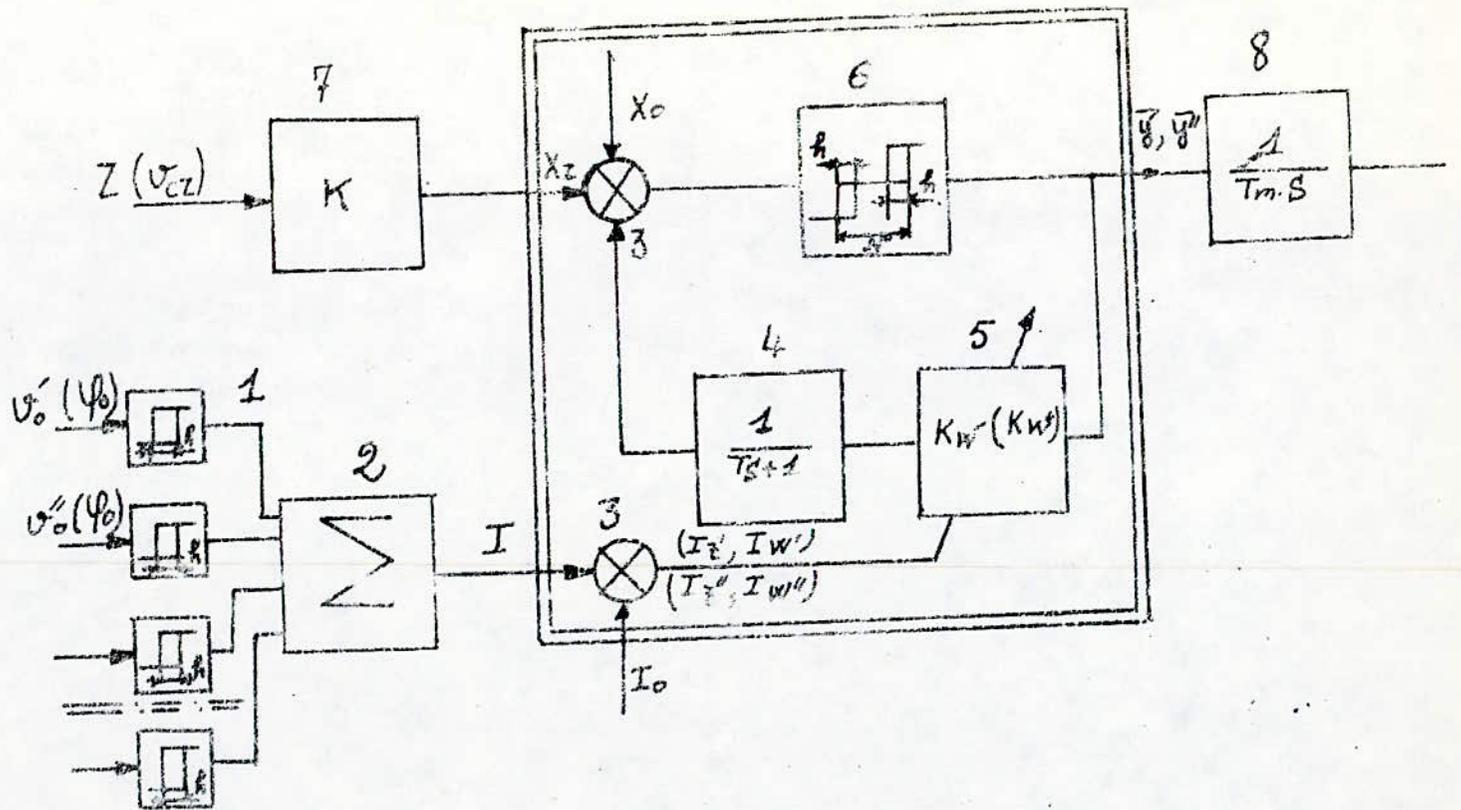
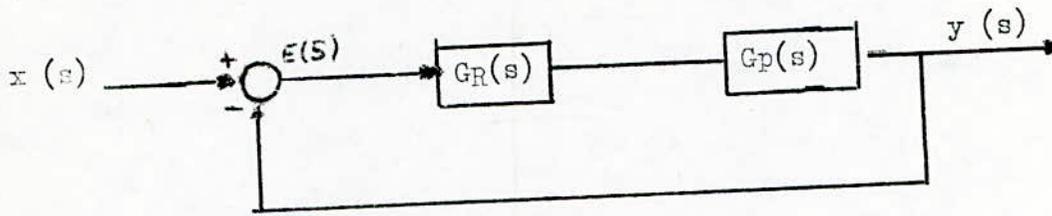


figure 6.2

schéma bloc du régulateur autoadaptive.

6.3. - ETUDE DES REGULATEURS EN BOUCLE FERMEE :

Les deux chaines de régulation de notre processus (température - humidité) peuvent se présenter par une boucle fermée simplifiée.



où $G_R(s)$ = fonction de transfert du régulateur
 $G_p(s)$ = fonction de transfert du processus.
 $X(s)$ et $y(s)$: les grandeurs d'entrée et de sortie
 $E(s)$ = l'écart permanent.

Soit $G(s) = G_R(s) \cdot G_p(s)$ la fonction de transfert en boucle ouverte,

et $G(s)$ la fonction de transfert en boucle fermée

Or, on sait que
$$G(s) = \frac{G_R(s) \cdot G_p(s)}{1 + G_R(s) \cdot G_p(s)} = \frac{Y(s)}{X(s)}$$

donc

$$G(s) = \frac{G_o(s)}{1 + G_o(s)}$$

de ceci résulte la fonction de transfert du régulateur :

$$G_R(s) = \frac{1}{G_p(s)} \cdot \frac{G(s)}{1 - G(s)}$$

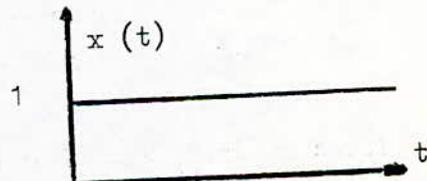
6.3.1 - REGULATEUR PROPORTIONNEL P.

La fonction de transfert d'un régulateur P est une constante

$$G_R(s) = K_r = \frac{Y(s)}{X(s)} \Rightarrow y(s) = K_r \cdot X(s).$$

Si on prend la grandeur d'entrée, comme étant échelon unitaire :

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



.../...

En appliquant la transformée de la place on aura :

$$X(s) = L \left\{ X(t) \right\} = \frac{I}{s} \quad \text{d'où } y(s) = \frac{kr}{s}$$

$$\text{On a } E(s) = x(s) - y(s) = x(s) \left[1 - \frac{Y(s)}{X(s)} \right]$$

$$\text{Pour la boucle fermée : } \frac{Y(s)}{X(s)} = G(s)$$

$$\text{Donc } E(s) = x(s) \left[1 - G(s) \right]$$

$$E(s) = X(s) \left[1 - \frac{Go(s)}{1 + Go(s)} \right] = \frac{X(s)}{1 + Go(s)}$$

$$\text{Pour le régulateur P : } G_R(s) = Kr.$$

$$\text{Or } G_p(s) = Kob. \frac{\frac{\bar{e}}{s} Tos}{1 + T.s}$$

$$\text{Donc } E(s) = \frac{X(s)}{1 + Kr. Kob. \frac{\bar{e} Tos}{1 + T.s}}$$

$$\text{et pour l'échelon unitaire } x(s) = \frac{I}{s}$$

$$\text{D'où } E(s) = \frac{1}{s} \cdot \frac{1}{1 + Ko. \frac{\bar{e} Tos}{1 + T.s}} \quad \text{avec } Ko = Kr.Kob.$$

L'écart permanent est défini comme étant l'écart du système quant ce dernier atteint son régime permanent.

$$E_0 = \lim_{t \rightarrow \infty} E(t) = \lim_{s \rightarrow 0} s. E(s).$$

$$\lim_{s \rightarrow 0} s \cdot \left[\frac{1}{1 + ko \frac{\bar{e} Tos}{1 + T.s}} \right] = \frac{1}{1 + Ko}$$

$$E_0 = \frac{1}{1 + Ko}$$

.../...

Donc on remarque, pour un régulateur proportionnel l'erreur statique E_0 est d'autant plus faible que $k_0 = k_r \cdot k_{ob}$ est grand.

6.3.2. - REGULATEUR P.I.

C'est un régulateur proportionnel et intégrale, donc

$$y(t) = K_r x(t) + K_I \int_0^t x(t) dt.$$

$$\text{d'où } y(s) = k_r \cdot x(s) + \frac{K_I}{s} \cdot x(s) = x(s) \left[K_r + \frac{K_I}{s} \right]$$

$$\text{On pose } T_I = \frac{K_r}{K_I} \quad \text{on aura :}$$

$$y(s) = X(s) \cdot K_r \left[1 + \frac{1}{T_I \cdot s} \right]$$

$$G_R(s) = \frac{y(s)}{X(s)} = K_r \left(1 + \frac{1}{T_I \cdot s} \right)$$

$$G_p(s) = K_{ob} \cdot \frac{e^{-T_0 s}}{1 + T \cdot s}$$

$$E(s) = \frac{X(s)}{1 + K_r \cdot K_{ob} \left(1 + \frac{1}{T_I \cdot s} \right) \left(\frac{e^{-T_0 s}}{1 + T \cdot s} \right)}$$

$$\text{Pour l'échelon unitaire ; } X(s) = \frac{1}{s}$$

$$\text{L'erreur statique est : } E_0 = \lim_{t \rightarrow \infty} E(t) = \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot E(s).$$

$$E_0 = \lim_{s \rightarrow 0} \left[\frac{1}{1 + K_r \cdot K_{ob} \left(1 + \frac{1}{T_I \cdot s} \right) \left(\frac{e^{-T_0 s}}{1 + T \cdot s} \right)} \right] = 0$$

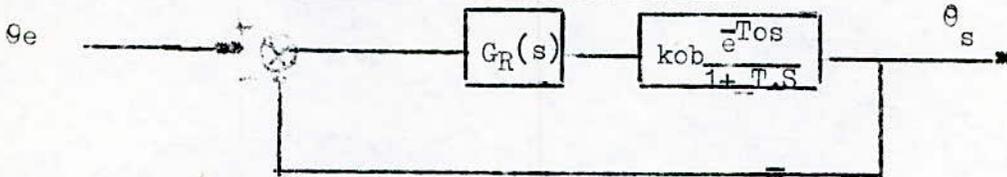
$$\text{donc } \boxed{E_0 = 0}$$

Donc pour un régulateur P.I. l'erreur statique est nulle.

6.4. - CHOIX DU REGULATEUR :

Pour pouvoir choisir l'un ou l'autre des régulateurs nécessaire à la chaîne de régulation il faut étudier d'une façon générale sa stabilité et sa précision sur la grandeur à régler.

6.4.I. - REGULATION DE LA TEMPERATURE :



Données techniques :

$$T_0 = 50 \text{ sec} \quad ; \quad Kob_{max} = 0,3 \left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\%} \right] \quad ; \quad \tau_{as} = 20 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

$$T = 800 \text{ sec} \quad Kob_{min} = 0,1 \left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\%} \right]$$

6.4.I.I. REGULATEUR "P"

$$G_R(s) = K_r.$$

$$\text{On a } \frac{T_0}{T} = \frac{50}{800} = 0,0625 = 0,06$$

On prend une marge de stabilité $\Delta k_0 = 10\%$. K_0_{max}

On suit la méthode proposée par (Junker, Bruno).

La caractéristique du régulateur P donnant $k_0 = f(T_0)$ présente 3 zones principales de fonctionnement.

- Zone I : régime instable
- Zone II : régime des oscillations amorties (plus stable)
- Zone III : régime aperiodique.

Dans notre cas on choisit le $k_0 = k_r \cdot kob$ de la zone II car elle présente un temps de réponse plus court que celui de la zone III.

$$\frac{T_0}{T} = 0,06$$

D'après la caractéristique du régulateur "P" (fig. 6.3).

On calcul K_0 correspondant à $\frac{T_0}{T} = 0,06$; on a $K_{0max} = 26$.

T

.../...

Mais cette valeur se trouve à la limite de la stabilité, et pour assurer un fonctionnement stable du système on diminue cette valeur de 10%.

$$\text{Donc } K_o = K_o \text{ max} - 10\% \cdot K_o \text{ max}$$

$$\text{d'où } K_o = 26 - 2,6 = 23,4$$

$$K_r = \frac{K_o}{K_{ob}} = \frac{23,4}{0,3} = 78$$

Calcul de l'erreur statique :

$$E_o = \frac{1}{1 + K_o} = \frac{1}{1 + 23,4} = 4\%$$

6.4.1.2. Régulateur "PI"

$$\text{on a toujours } \frac{T_o}{T} = 0,06$$

Pour une condition de stabilité, on prend la valeur $\frac{T_i}{T_o}$ comprise entre 2 et 3, et d'après la caractéristique du régulateur "PI" (fig. 6.4), on calcule la valeur de K_o correspondant à $\frac{T_o}{T} = 0,06$ de telle façon que

$$\frac{T_i}{T_o} = 2,5 \text{ où } K_o = 26.$$

T_o

$$\frac{T_i}{T_o} = 2,5 \Rightarrow T_I = 2,5 \cdot T_o = 2,5 \cdot 50 = \boxed{125 \text{ sec.}}$$

$$K_o = K_r \cdot K_{ob}$$

$$\text{d'où } K_r = \frac{K_o}{K_{ob}} = \frac{26}{0,3} = \boxed{86,6}$$

d'où les paramètres du régulateur "PI"

$$K_r = 86,6 \left[\frac{\%}{^\circ\text{C}} \right]$$

$$T_I = 125 \text{ sec.}$$

Pour le régulateur P l'erreur $E_o = 0,04$, alors :

$$\Delta\theta = \text{cas. } E_o = 20 \times 0,04 = 0,8 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ d'où } \boxed{\Delta\theta = \pm 0,8 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

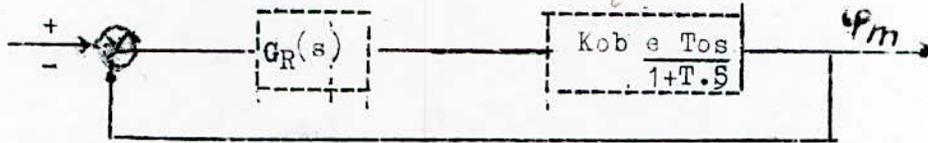
Par conséquent on remarque que l'erreur du régulateur "P" est inférieure à l'erreur admise ($\Delta\theta = \pm 1 \text{ } ^\circ\text{C}$) dans le réglage de la température.

CONCLUSION :

Pour la régulation de la température on peut admettre un régulateur "P".

6.4.2 Régulation de l'humidité :

Dans la climatisation le réglage de l'humidité à l'intérieur du local, n'est pas moins important que celui de la température, mais il constitue un facteur important duquel on doit tenir compte, afin de parvenir à une climatisation parfaite. Pour cela, on doit avoir une régulation de l'humidité, par conséquent le choix d'un régulateur capable de régler ce facteur.



φ_c = valeur de la consigne de l'humidité

φ_m = valeur de l'humidité mesurée dans le local.

$G_R(s)$ = fonction de transfert du régulateur.

Données techniques :

$$T_0 = 10 \text{ sec}$$

$$T = 50 \text{ sec}$$

$$K_{ob \text{ max}} = 2 \left[\frac{\%}{\%} \right]$$

$$K_{ob \text{ min}} = 1 \left[\frac{\%}{\%} \right]$$

6.4.2.1. Régulateur P :

$$G_R(s) = K_r \quad ; \quad \frac{T_0}{T} = \frac{10}{50} = 0,2$$

Comme pour la température, on porte la valeur de $\frac{T_0}{T}$ sur la caractéristique du régulateur "P" (fig. 6.3.) et on lit la valeur de K_o correspondante, on a : $K_o \text{ max} = 8$.

Mais cette valeur correspond à la limite de stabilité du système, pour ne pas sortir de la zone de stabilité, lors du fonctionnement, on préfère de diminuer cette valeur de 10%.

$$K_o = K_o \text{ max} - 10\% \cdot K_o \text{ max} = 8 - 0,8 = 7,2.$$

$$\text{d'où } K_r = \frac{K_o}{K_{ob}} = \frac{7,2}{2} = 3,6$$

Calcul de l'erreur statique due au régulateur "P".

$$E_o = \frac{1}{1 + K_o} = \frac{1}{1 + 7,2} = 0,122 = 12,2\%$$

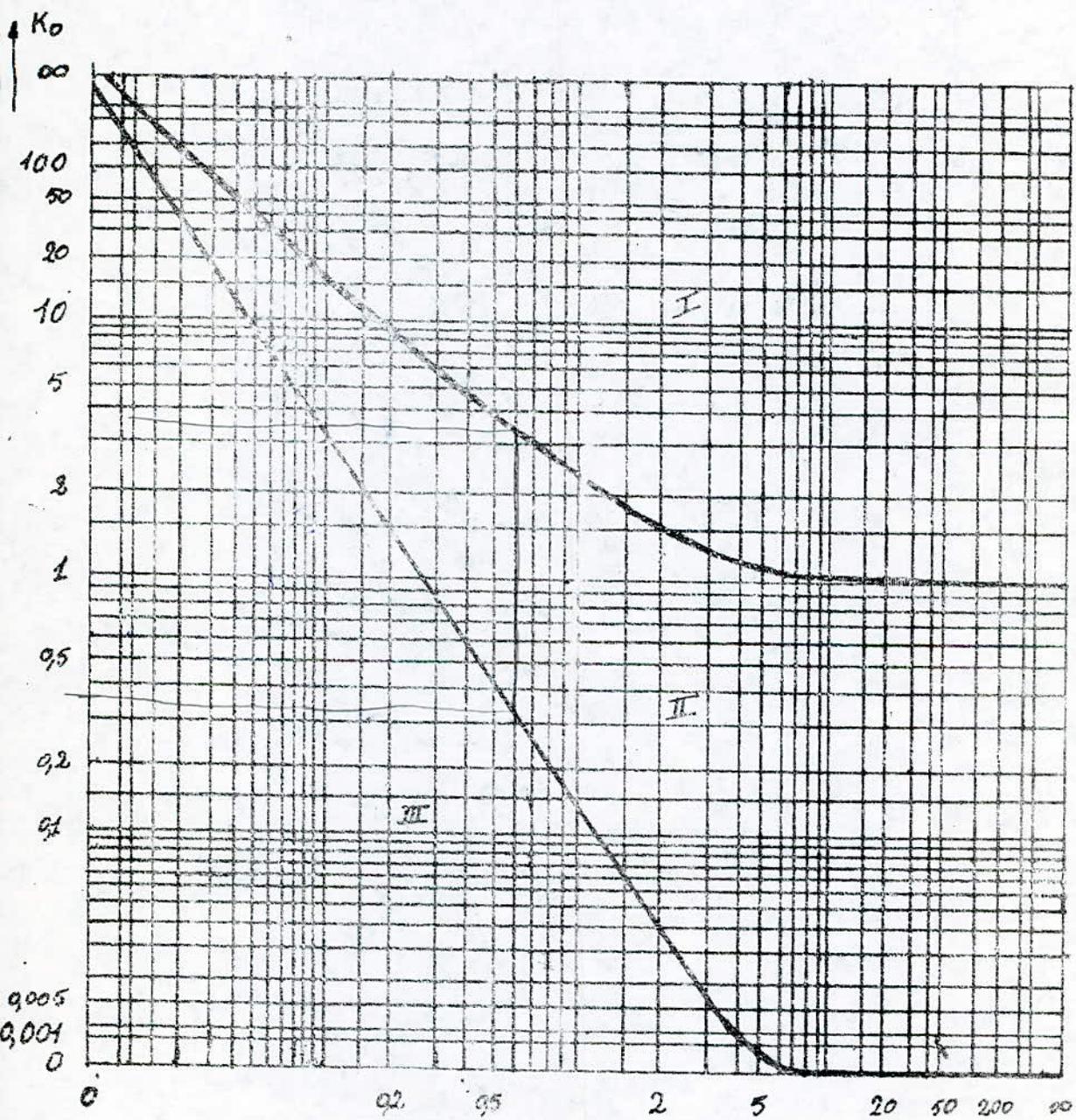


Fig. 63. Caractéristique du régulateur μP_{22}

6.4.2.2. Régulateur P. I. :

$$\text{On a } \frac{T_o}{T} = 0,2$$

Même chose que pour le réglage de la température, on porte cette valeur sur la caractéristique du régulateur "P.I" et on prend $\frac{T_i}{T_o} = 2 \text{ \% } 3$ (condition de stabilité), puis on lit la valeur de K_o .

$$\text{On prend } \frac{T_i}{T_o} = 2,5 ; \frac{T_o}{T} = 0,2 \implies K_o = 10.$$

$$\text{Calcul de } T_i : \frac{T_i}{T_o} = 2,5 \implies T_i = 2,5 \cdot T_o = 2,5 \cdot 10 = 25 \text{ sec.}$$

$$K_o = K_r \cdot K_{ob} \implies K_r = \frac{K_o}{K_{ob}} = \frac{10}{2} = 5$$

d'où les paramètres du régulateur "PI".

$$K_r = 5$$

$$T_i = 25 \text{ sec.}$$

Pour pouvoir choisir le régulateur applicable dans la chaîne de régulation, on doit calculer l'erreur statique due à ce dernier, et le comparer avec l'erreur statique maximale admise, si elle est inférieure, on peut l'admettre si non on le change par un autre qui donne une erreur plus faible.

Pour l'humidité l'erreur maximale statique est :

$$\Delta \varphi_{\text{max}} = 5\%$$

Examinons le régulateur "P" :

Si on applique un tel régulateur, il doit répondre à tous les cas possibles Prenons le cas le plus défavorable lorsque l'humidité est à 100%, dans ce cas on a :

$$\Delta \varphi = 12,2\% \cdot 100\% = 12,2 \%$$

On voit bien que cette valeur est supérieure à la précision demandée, chose qui nous ne permet pas d'appliquer un régulateur "P" à notre chaîne de réglage.

Donc pour le réglage de l'humidité, on applique un régulateur "P.I." qui a un fonctionnement stable et dont l'erreur statique est nulle, mais les régulateurs possèdent une erreur due à l'hystérésis magnétique donc; on doit choisir un régulateur dont cette erreur est inférieure à 5% d'humidité.

.../...

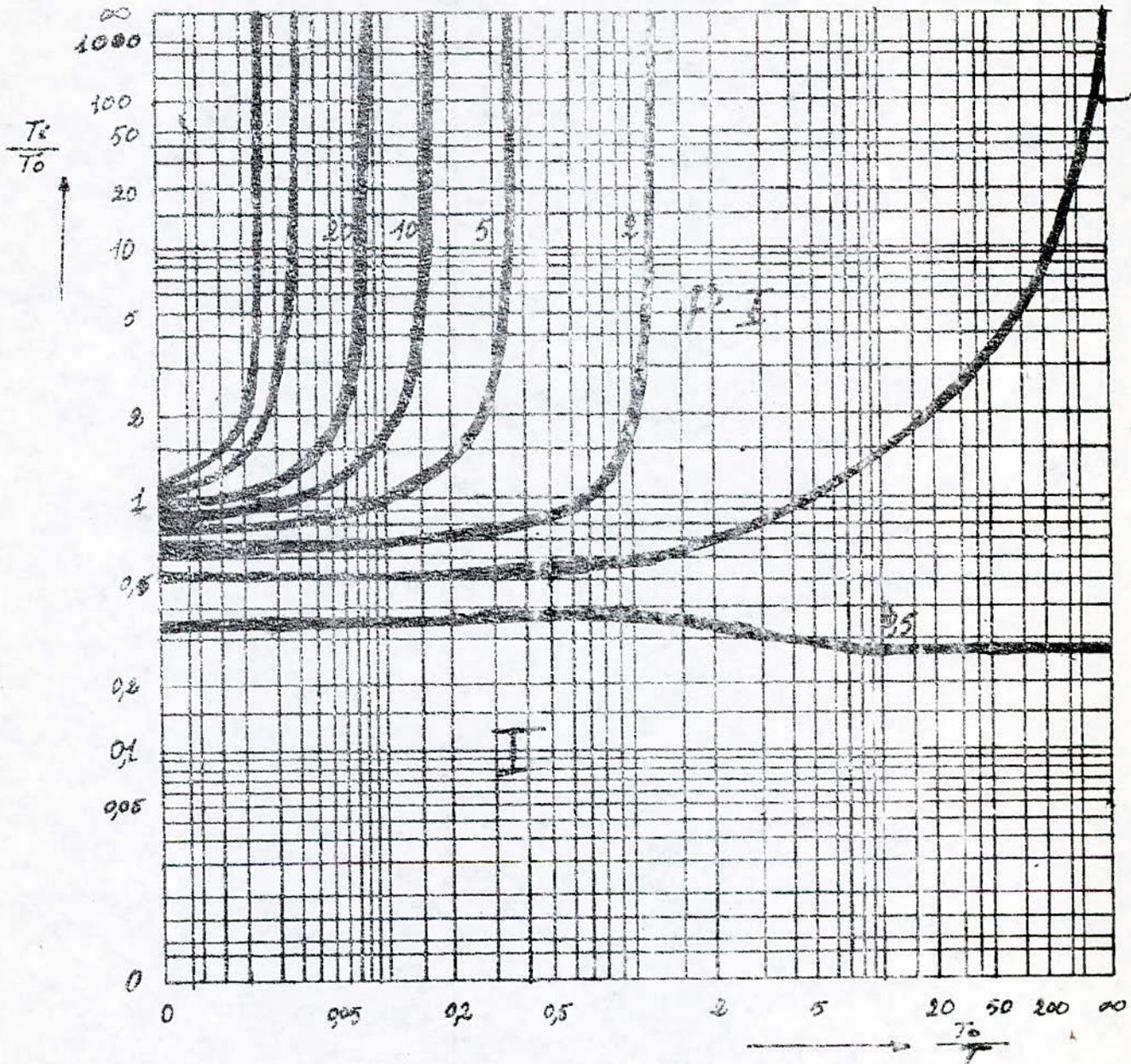
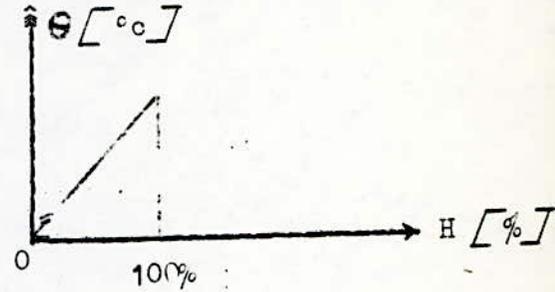


Fig 6.4. Caractéristique du régulateur P.I

6.4.3. Calcul de la bande de proportionnalité des régulateurs choisis :

La bande de proportionnalité c'est le changement du signal d'entrée du régulateur nécessaire pour changer l'ouverture de la vanne de contrôle à 100%.



$$K_r = \frac{\Delta H}{\Delta e} = \frac{100\%}{X_P}$$

$$\text{--- } X_P = \frac{100\%}{K_r}$$

Pour la boucle de température : [régulateur " P "] .

$$K_r = 78$$

$$x_p = \frac{100\%}{78} = 1,28\%$$

Pour la boucle d'humidité : [régulateur "PI"]

$$K_r = 3,6$$

$$x_p = \frac{100\%}{3,6} = 27,8\%$$

CONCLUSION :

Pour la boucle de réglage de l'humidité, on applique un régulateur "PI", qui annule l'erreur statique et fournit la stabilité au système.

7.1. Vannes de contrôles

Les vannes de réglage constituent l'un des éléments principaux d'une chaîne de réglage. La quantité du résultat obtenue en régulation dépend souvent du bon choix d'une vanne. Le rôle d'une vanne de réglage est de 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 atteignent le point consigne du régulateur.

Les vannes de régulation peuvent se classer suivant leur nombre de voies.

7.11 Vannes à deux voies :

7.1.1.1 Vannes papillon :

Elles conviennent partout, si il n'est pas nécessaire d'obturer hermétiquement et permettent une manoeuvre rapide. Elles s'emploient surtout en tout ou rien.

7.1.1.2 Vannes à soupapes :

Ce sont des organes de réglage du débit du fluide.

Les pertes de charges y sont plus importantes que dans les vannes à papillon.

7.1.1.3 Robinets à pointeau :

Ce sont des robinets à soupape ou disque d'obturation est remplacé par un pointeau. Permettent d'obtenir une très grande précision dans le réglage du débit.

7.12 Vannes à trois voies :

Elles permettent soit le mélange soit la répartition.

Elles sont très employées en régulation par exemple pour mélanger les eaux de départ et d'arrivée.

Elles comportent un corps avec trois orifices et un clapet intérieur modifie l'ouverture de chacun des orifices.

On les emploie aussi pour l'isolement des chaudières d'eau chaude. Dans ce cas, la vanne est montée sur le départ et la troisième voie sert à mettre l'intérieur de la chaudière en communication avec l'atmosphère en cas d'isolement. C'est alors une vanne de sécurité.

.../...

7.1.3 Vannes à quatre voies

Elles sont utilisées pour :

Elles possèdent quatre voies, soit deux d'entrées et deux de sorties et deux de sorties, soit trois d'arrivées et une de sortie.

7.2. Caractéristiques des vannes de contrôles :

Le débit traversant une vanne de contrôle avec une perte de charge ΔP est donné par la relation :

$$Q = K_v \cdot \sqrt{1000} \cdot \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \quad (\text{M}^3 / \text{H})$$

K_v : coefficient de débit (M³ / H)

ρ : masse volumique (M³ / H)

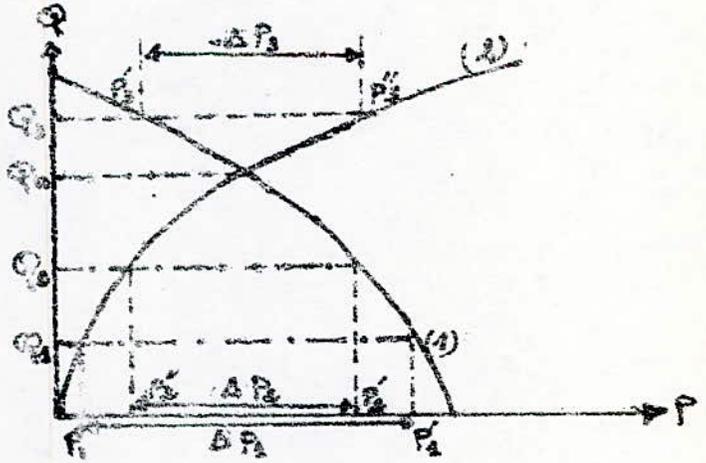
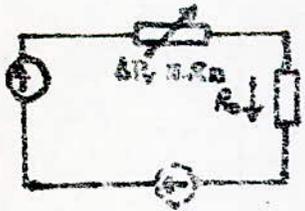
ΔP : perte de charge (Kg f. / CM²)

K_v : c'est la valeur du débit traversant la vanne avec une perte de charge de 1 Kg f/cm² pour une courbe donnée.

La valeur de K_v pour la pleine ouverture est notée par K_{vs} .

7.2.1. Caractéristiques du débit d'une vanne de contrôle :

Le schéma équivalent électrique d'un schéma hydraulique avec vanne et pompe est :



Caractéristiques : $Q = f(P)$ pompe et vanne

(1) : caractéristique de la pompe.

(2) : caractéristique de la vanne et de tuyauterie

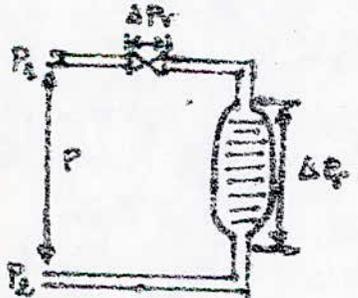
D'après les caractéristiques, $Q = f(P)$ pompe et vanne on remarque que pour une pression P_1 de la pompe on peut assurer un débit Q_1 avec une chute ΔP_1 dans la vanne.

Tandis que pour $Q = Q_n$ on n'a pas de chute dans la vanne, mais si on dépasse Q_n . Par exemple ; $Q_3 > Q_n$, on aura une chute de $-\Delta P_3$ c'est à dire que la pression en amont de la vanne est inférieure à celle en aval dans ce cas on sera obligé d'insérer une deuxième pompe pour assurer le passage du débit et assure ΔP_3 .

Le régime d'écoulement d'une vanne est représenté par une courbe appelée caractéristique du débit, elle représente la façon dont le débit varie dans certaines conditions suivant la courbe on introduit pour la mesure du débit le coefficient "Kv" qui est la valeur du débit d'eau en (m^3/h) traversant la vanne pour une charge de 1 Kg.f/cm^2 pour une courbe donnée.

Pour un circuit alimentant un receptrer à travers une vanne de contrôle, on a le schéma des chutes de pression dans celui-ci.

(Voir fig 7.2).



ΔP_v = chute de pression dans la vanne

ΔP_{100} = chute de pression dans la vanne ou verte à 100 %

P_1 et P_2 : pressions statiques, indépendantes du débit ;

$P = P_1 - P_2$.

Q_{100} = débit lorsque la vanne est ouverte à 100 %

Q : débit correspondant à un degré d'ouverture quelconque de la vanne.

La chute de pression sur la vanne de contrôle est donnée par la relation suivante :

$$\Delta P_v = P - (P - \Delta P_{100}) \left(\frac{Q}{Q_{100}} \right).$$

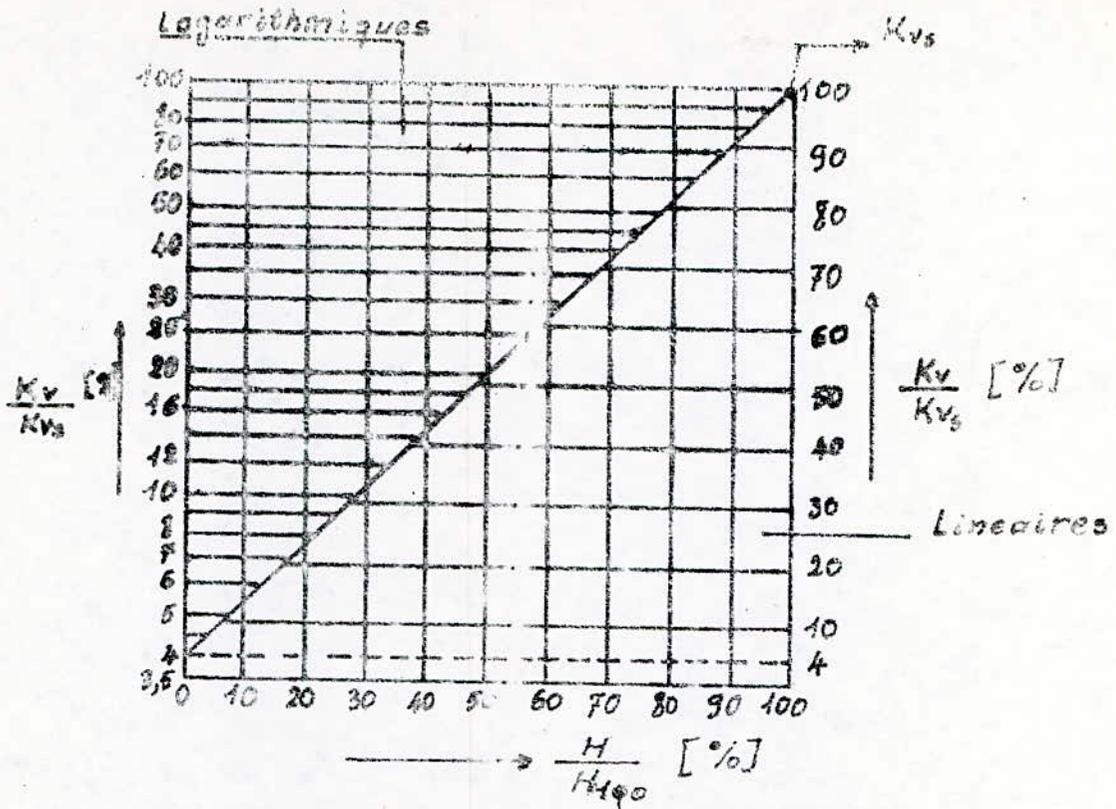
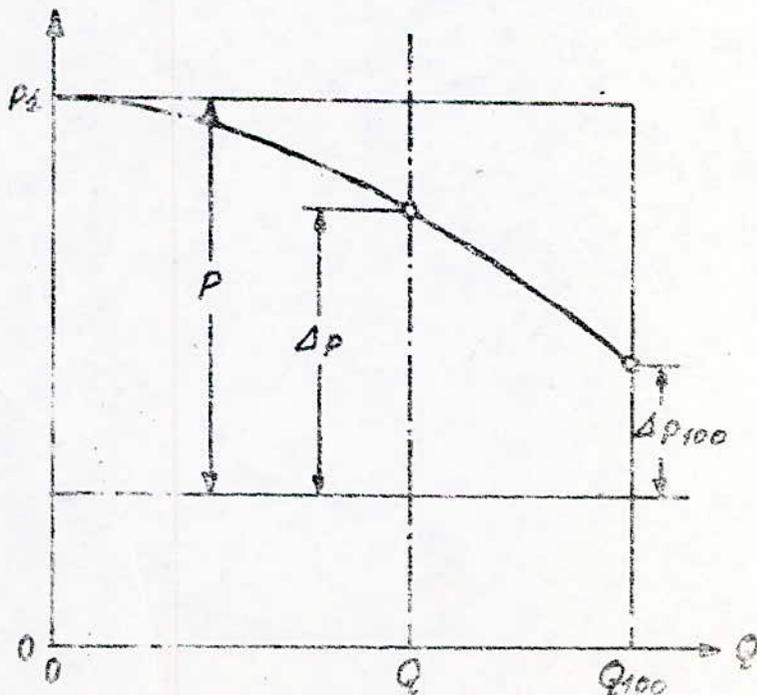


fig. 7.1 Caractéristique de base des vannes
Logarithmiques et Lineaires

fig 7.2
schéma des chutes
de pression.



On distingue deux grands types de vannes :

— Vannes à caractéristiques linéaires

— Vannes à caractéristiques logarithmiques

On peut présenter graphiquement la caractéristique du débit pour les deux types de vanne (fig. 7.1)

7.2.3. Vannes de réglage à caractéristiques linéaires :

Pour ces types de vannes, le coefficient K_v varie linéairement avec le degré d'ouverture de la vanne, d'où il en résulte l'équation suivante :

$$\frac{K_v}{K_{vs}} = a + b \frac{H}{H_{100}}$$

H : degré d'ouverture de la vanne.

H_{100} : degré d'ouverture à 100% de la vanne.

b : pente de caractéristique linéaire de la vanne

a : $\frac{K_{v0}}{K_{vs}}$, débit lorsque la vanne est complètement fermée.

On remarque que cette caractéristique est une droite ne passant pas par l'origine, car à pleine fermeture de la vanne il y a un certain débit qui traverse la vanne.

7.2.4. Vannes de réglage à caractéristiques logarithmiques :

Ces vannes sont caractérisées par le fait qu'à des déplacements égaux du clapet, correspondent des variations logarithmiques du coefficient K_v , cette caractéristique est représentée par une droite sur une échelle logarithmique, elle est donnée par la formule suivante :

$$\frac{K_v}{K_{vs}} = A \cdot e^{\pm p \frac{B \cdot H}{H_{100}}} ; \text{ avec } B \text{ est sa pente.}$$

7.3. Choix des vannes de réglage :

Dans la régulation, le choix de la vanne est très important car la stabilité du système dépend de ce dernier.

Critère de stabilité :

La condition que doit remplir une vanne pour que son fonctionnement dans une chaîne de régulation soit stable, est que le rapport :

$$\frac{K_{ob \max}}{K_{ob \min}} < 3$$

avec K_{ob} : gain statique de la vanne :

7.4. Calcul des vannes de contrôles :

Données techniques :

$$Q_{\max} = 60.000 \text{ K cal/h}$$

$$Q_{\min} = 10.000 \text{ K cal/h}$$

$$\Delta P_{\max} = 0,4 \text{ kg/cm}^2$$

$$\Delta P_{\min} = 1 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T_{ee} = 70^\circ\text{C} \text{ [température de l'eau à l'entrée de l'échangeur]}$$

$$T_{es} = 40^\circ\text{C} \text{ [température de l'eau à la sortie de l'échangeur]}.$$

7.4.1. Détermination de Kv max et Kv min.

Calcul de Q_{\max} et Q_{\min} en $[\text{m}^3/\text{h}]$

$$Q = m \cdot c \text{ [} T_{ee} - T_{es} \text{]} \text{ où } Q = \text{débit en [K cal / h]}$$

$C =$ chaleur massique d'eau

$M =$ masse d'eau $[\text{Kg} / \text{h}]$

$$\text{d'où } m = \frac{Q}{c \text{ [} T_{ee} - T_{es} \text{]}}$$

Pour l'eau la chaleur massique $c = 1$.

$$\text{Pour } Q = Q_{\max} \text{ on a } m = \frac{50.000}{(70 - 40)} = \boxed{1666,7 \text{ Kg/h}}$$

$$\text{Pour } Q = Q_{\min} \text{ on a } m = \frac{10.000}{(70 - 40)} = \boxed{333,34 \text{ Kg/h}}$$

Or 1 l d'eau pèse 1 kg et 1 m³ d'eau contient 1000 l

$$\text{d'où } \begin{array}{|l} Q_{\max} = 1,666 \text{ M}^3/\text{h} \\ Q_{\min} = 0,333 \text{ m}^3/\text{h} \end{array}$$

on a $Kv_{\max} = Q_{\max}$.

$$\frac{\rho}{\sqrt{1000 \Delta P_{\max}}}$$

avec $\rho =$ densité volumique d'eau $[\rho = 1000 \text{ kg} / \text{m}^3]$.

$Q_{\max} =$ débit maximum.

$\Delta P_{\max} =$ chute de pression correspondante à Q_{\max}

d'où : $Kv_{\max} = 1,666$

$$\frac{1000}{\sqrt{1000 \cdot 0,4}} = \boxed{2,64}$$

$$Kv \min = Q \min \sqrt{\frac{1000 \cdot \Delta P \min}{1000 \cdot 1}} = 0,333 \sqrt{\frac{1000}{1000 \cdot 1}} = \boxed{0,333}$$

Calcul de Kvs :

Dans le processus industriel on prend en général

$$\frac{Kv \max}{Kvs} \approx 0,7$$

$$\text{d'où } Kvs = \frac{Kv \max}{0,7} = \frac{2,64}{0,7} = 3,77$$

7.4.2 Détermination de : $\frac{H \min}{H 100}$ et $\frac{H \max}{H 100}$

$$\text{On calcul : } \frac{Kv \max}{Kvs} \approx 0,7 \rightarrow \frac{Kv \max}{kvs} = 70 \%$$

$$\frac{Kv \min}{Kvs} = \frac{0,333}{3,77} = 0,088 = 8,8 \%$$

et d'après la caractéristique de base des vannes logarithmiques et lineaires (fig. 7.2) $\frac{Kv}{Kvs}$ en fonction de $\frac{H}{H 100}$, on détermine les valeurs de $\frac{H \min}{H 100}$ et $\frac{H \max}{H 100}$

correspondant à $\frac{Kv \min}{Kvs}$ et $\frac{Kv \max}{Kvs}$ respectivement.

$$\text{Donc à } \frac{Kv \min}{Kvs} = 8,8 \%$$

$$\text{à } \frac{Kv \max}{Kvs} = 70 \%$$

}	vanne lineaire : $\frac{H \min}{H 100} = 3,8 \%$
	vanne logarithmique : $\frac{H \min}{H 100} = 13,8 \%$
}	vanne lineaire : $\frac{H \max}{H 100} = 69 \%$
	vanne logarithmique : $\frac{H \max}{H 100} = 88 \%$

7.4.3. Détermination de P = P₁ - P₂ :

La détermination de P = P₁ - P₂ (différence entre les pressions statiques qui sont indépendantes du débit) est faite à partir de l'équation suivante :

$$P = \Delta P \max + \frac{\Delta P \min - \Delta P \max}{Q \max - Q \min} \cdot Q \max$$

avec ΔP_{\max} : chute de pression correspondante au débit maximum = Q_{\max}

ΔP_{\min} : chute de pression correspondante au débit minimum = Q_{\min} .

$$\text{D'où } P = 0,4 + \frac{1 - 0,4}{(1,666)^2 - (0,333)^2} \cdot (1,666)^2 = 1,025$$

$$\implies \boxed{P = 1 \text{ Kg / cm}^2}$$

7.4.4 Détermination de Q_{\max} : Q_{100}

C'est le rapport du débit maximum au débit lorsque la vanne est ouverte à 100% et il est donné

$$\text{Par : } \frac{Q_{\max}}{Q_{100}} = \sqrt{1 + \frac{\Delta P_{\max}}{P} \left[\left(\frac{Kv_{\max}}{Kvs} \right)^2 - 1 \right]}$$

$$\implies \frac{Q_{\max}}{Q_{100}} = \sqrt{1 + \frac{0,4}{1} \left[(0,7)^2 - 1 \right]} = 0,892 = 89,2 \%$$

7.4.5. Détermination de $\frac{\Delta P_{100}}{P}$ l'autorité de vanne :

$\frac{\Delta P_{100}}{P}$: valeur qui nous permet de choisir la vanne qu'il faut appliquer dans la chaîne de régulation tout en gardant un fonctionnement stable du système, connaissant qu'on a un objet logarithmique. Cette valeur est donnée par la formule suivante :

$$\frac{\Delta P_{100}}{P} = \frac{\Delta P_{\max}}{P} \cdot \frac{(Kv_{\max})^2}{Kvs} \cdot \frac{1}{\left(\frac{Q_{\max}}{Q_{100}} \right)^2}$$

$$\implies \frac{\Delta P_{100}}{P} = \frac{0,4}{1} \cdot (0,7)^2 \cdot \frac{1}{(0,892)^2} = 0,25$$

Comme on doit normaliser la valeur de $\frac{\Delta P_{100}}{P}$, on prend

$$\frac{\Delta P_{100}}{P} = 0,3.$$

7.5. Analyse et choix de la vanne :

Notre objet est logarithmique, on doit étudier les deux types de vannes existants, et voir celle qui vérifie le critère de stabilité.

7.5.1. Objet logarithmique - vanne logarithmique :

$$\text{On a : } \frac{\Delta P_{100}}{P} = 0,3.$$

Pour que notre système fonctionne toujours dans la zone de stabilité il faut que : $2 < \frac{K'_{ob \max}}{K'_{ob \min}} \leq 3$

D'après la caractéristique, (fig. 7.2).

$K'_{ob} = f\left(\frac{H}{H_{100}}\right)$, on détermine $K'_{ob \max}$ et $K'_{ob \min}$ sur la courbe pour

$$\frac{\Delta P_{100}}{P} = 0,3.$$

De la courbe on a :

$$\frac{H_{\min}}{H_{100}} = 13,8 \% \text{ lui correspond } K'_{ob \max} = 3$$

$$\frac{H_{\max}}{H_{100}} = 88 \% \text{ lui correspond } K'_{ob \min} = 1,18$$

Donc la vanne logarithmique répond au critère de stabilité, donc la vanne logarithmique peut être utiliser dans la chaîne de régulation.

7.5.2 Objet logarithmique - vanne lineaires :

de la même façon que précédemment, d'après la courbe qui correspond à $\frac{\Delta P_{100}}{P} = 0,3$.

$$\text{On a : } K'_{ob \max} = 20 ; \quad K'_{ob \min} = 0,4$$

$$\text{d'où } \frac{K'_{ob \max}}{K'_{ob \min}} = \frac{20}{0,4} = 50 > 3$$

On constate que la valeur de $\frac{K'_{ob \max}}{K'_{ob \min}}$ n'est pas comprise entre 2 et 3,

et par conséquent, elle ne répond pas au critère de stabilité, donc la vanne lineaire ne peut être utiliser dans la chaîne de régulation.

CONCLUSION :

Vi l'étude du choix qui a été faite comme nous avons un objet logarithmique, notre étude repose seulement sur deux vannes :

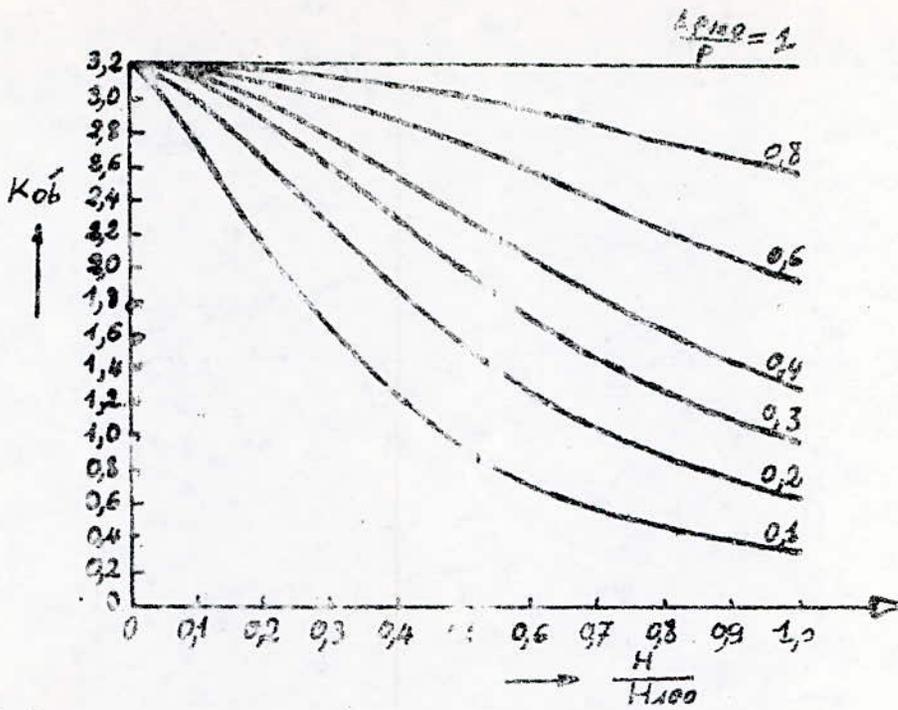


fig. 7.3.

$K'_{ob} = f\left(\frac{H}{H_{100}}\right)$ pour objet logarithmique et vanne logarithmique

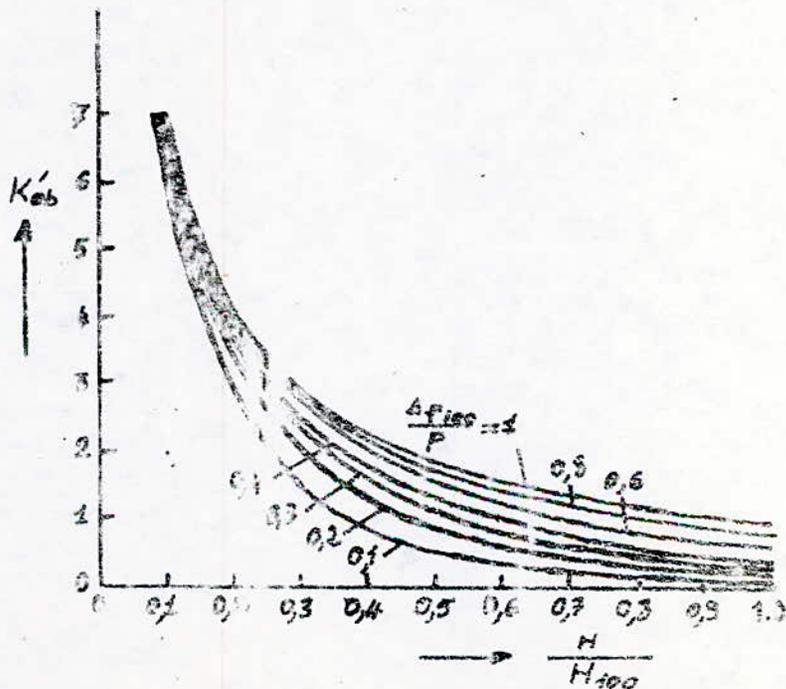


fig. 7.4.

$K'_{ob} = f\left(\frac{H}{H_{100}}\right)$ pour objet logarithmique et vanne linéaire

--- Objet logarithmique + vanne lineaire

----- Objet logarithmique + vanne logarithmique.

On remarque que la seule vanne qui satisfait à la condition de stabilité est la vanne logarithmique.

CH.8. ANALYSE ET CHOIX DES SERVOMOTEURS:

Le signal fourni par le régulateur à pour but de commander l'exécution des ordres par l'intermédiaire d'un servomoteur qui agit sur l'organe de réglage, suivant le type de régulateur choisi, le signal de commande est hydraulique, pneumatique ou électrique.-

8.1. DEFINITION D'UN SERVOMOTEUR PAS A PAS :

Un moteur pas à pas est un moteur dont le rotor effectue une rotation d'un angle bien déterminé appelé "pas" chaque fois qu'il reçoit une impulsion (électrique ou pneumatique).-

Il existe plusieurs types de servomoteur utilisés dans l'industrie:

- Servomoteur électrique
- Servomoteur pneumatique
- Servomoteur électropneumatique pas à pas .

8.2. ETUDE DE CHAQUE SERVOMOTEUR:

1.2.1. SERVOMOTEUR ELECTRIQUE:

Les servomoteurs des systèmes de régulation automatique de faible puissance utilisent de plus en plus souvent une commande par impulsions.-

Pour chaque impulsion électrique émise par le régulateur, le moteur tourne d'un angle bien déterminé, il est considéré comme étant un convertisseur électro-mécanique.-

Le servomoteur électrique peut être alimenté par une source de tension ordinaire, il peut fonctionner avec tous les systèmes de commande électrique ou électroniques sans transmetteurs spéciaux.-

Parmi les servomoteurs électriques on utilise souvent le moteur à condensateur qui ne possède pas de comportement proportionnel; par suite de la nature du courant il fonctionne à vitesse constante.-

La rotation de l'arbre de sortie dépend donc de la durée de passage du courant.-

On utilise habituellement des durées de marche de 20s environ jusqu'à plusieurs minutes.-

Un moteur asynchrone à rotor en court-circuit est l'organe moteur, comme les moteurs sont presque toujours raccordés au réseau alternatif normal, un condensateur est nécessaire pour produire la phase auxiliaire.-

-/-

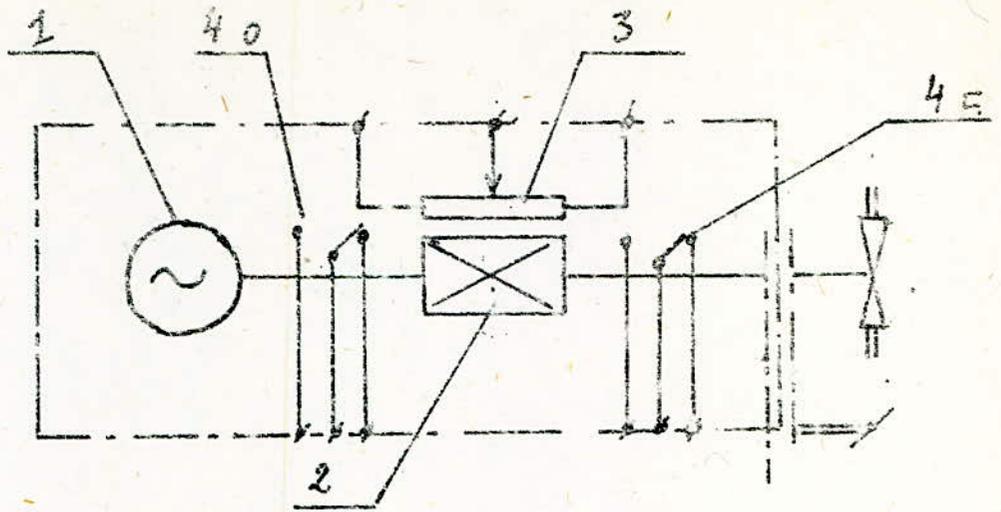


fig. 8.1 schéma d'un servomoteur électrique

- 1: Moteur électrique
- 2: Réducteur de vitesse
- 3: Potentiomètre de la contre-réaction
- 4: Deux micro-commutateurs de fin de course

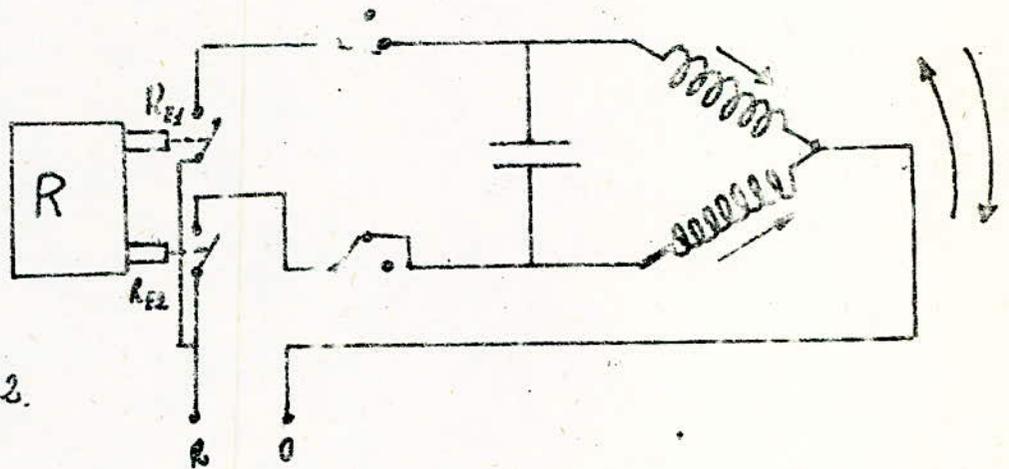


fig. 8.2.

L'une des extrémités des deux enroulements du stator est reliée en permanence au neutre, tandis que le condensateur se trouve entre chacune des deux autres. Selon le sens de la commande la tension en phase est appliquée par l'un des interrupteurs de fin de course à l'une des extrémités, tandis que l'autre extrémité reçoit la tension déphasée.-

Il en résulte un champ tournant (vers la gauche ou vers la droite) et le rotor se met en route, avec le couple de démarrage maximal caractéristique du moteur asynchrone.-

8.2.2. SERVOMOTEUR PNEUMATIQUE:

C'est un servomoteur qui fonctionne à base d'air comprimé, contrôlé par des vannes électromagnétiques à trois voies. Ce type de servomoteur a une pression de commande $P_c = 0,2$ à $1,2 \text{ Kg / cm}^2$, et une force $F = 1000 \text{ Kg F}$.

Les avantages du servomoteur pneumatique :

- Il est construit d'une manière robuste et simple
- La masse par rapport à la force de sortie est plus favorable que pour le servomoteur.-

électrique : $\frac{m_s \text{ pneumatique}}{F_{pneu}} \leftarrow \frac{m_s \text{ électrique}}{F_{élec.}}$

Les inconvénients du servomoteur pneumatique :

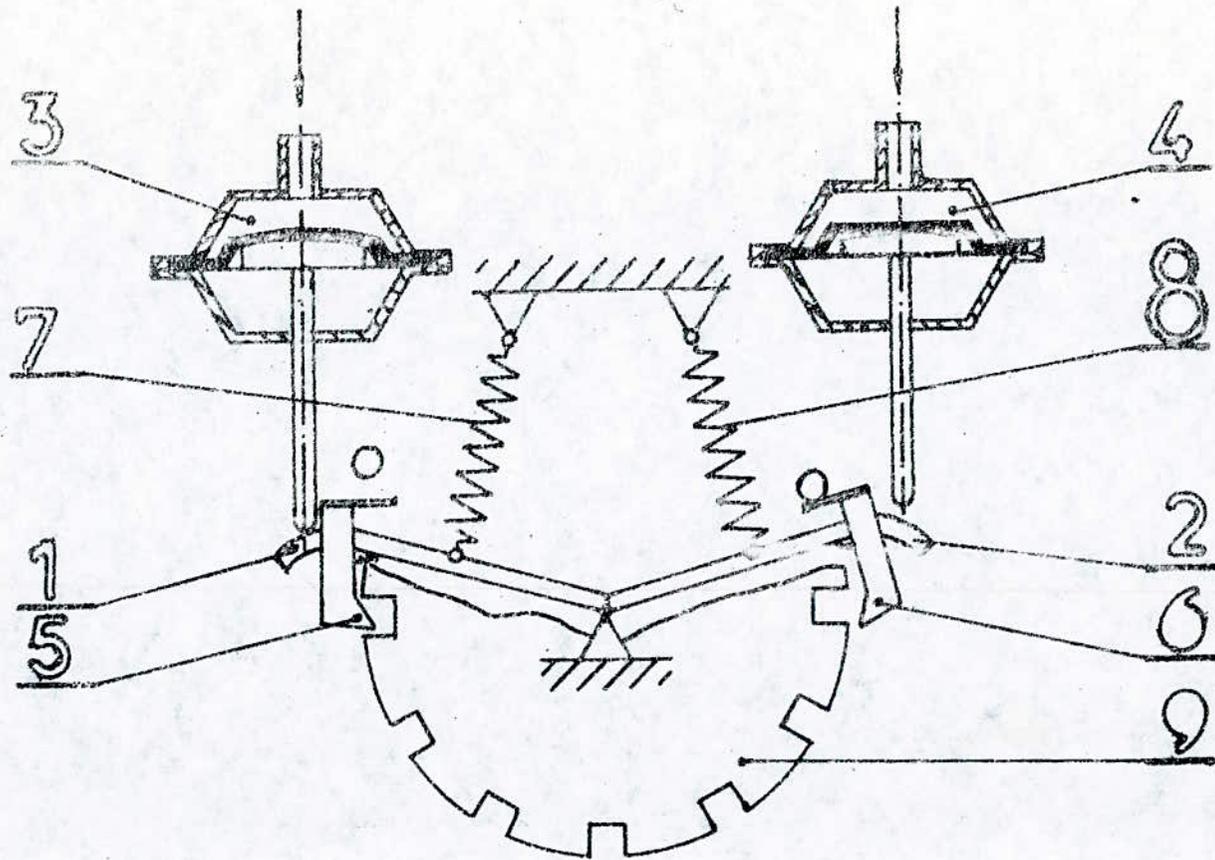
- Le servomoteur pneumatique doit être alimenté par un réseau spécial d'air comprimé.-
- La pression de l'air doit être constante.-
- L'air alimentant cet appareil doit être sec et déhuiler.-

8.2.3. SERVOMOTEUR ELECTROPNEUMATIQUE PAS A PAS :

Ce moteur tourne d'un pas chaque fois qu'il reçoit une impulsion pneumatique. Dans ce genre de servomoteur, une conversion d'impulsion électrique vers une impulsion pneumatique s'effectue d'une façon directe (par une électrovanne par exemple).-

-/-

fig. 8.3. servomoteur électropneumatique pas à pas



- 1: levier
- 3: cylindre pneumatique
- 5: cliquet
- 7: ressort

La figure (8.2) nous montre la coupe d'un type de servomoteur électropneumatique pas à pas.-

Lorsqu'une impulsion pneumatique arrive et tape le piston, celui-ci actionne la roue dentée par l'intermédiaire d'un système de levier commandé par un relais à deux contacts, ce relais est excité un contact se ferme et l'autre s'ouvre, le circuit comprenant un impulsateur, une électrovanne et un servomoteur, chaque impulsion électrique excite une bobine relative à une vanne qui la transforme en impulsion pneumatique cette dernière arrive au niveau du piston et permet à celui-ci d'actionner la roue dentée.-

Les avantages du servomoteur électropneumatique pas à pas :

C'est que son étage de commande n'est pas complexe, un simple générateur d'impulsion suffit, généralement, il trouve son application dans les système de commande numérique, ainsi que dans les régulateurs classiques.-

Il n'est pas trop coûteux, commandable aussi bien en boucle ouverte qu'en boucle fermée, sa consommation en air comprimé n'est pas continue.-

C O N C L U S I O N :

D'après l'étude déjà faite sur chacun des servomoteurs et après avoir énumérer les avantages de chacun d'eux, on remarque que les servomoteurs électropneumatiques sont les plus avantageux, économiquement parlant et suffisants pour fonctionner d'une manière stable et précise dans nos deux chaînes de régulation.-

Donc on applique des servomoteurs électropneumatiques pas à pas qui possèdent une force suffisante pour actionner les vannes de contrôles et les clapets dont le poids est considérable.-

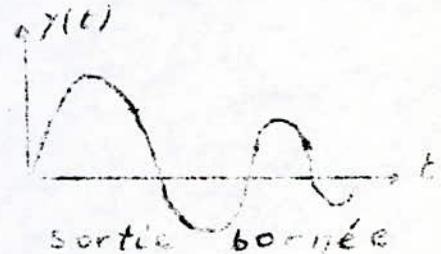
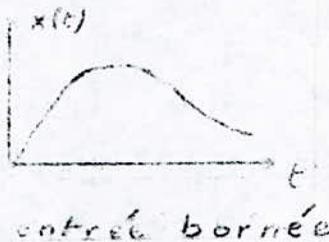
9.1 Notion de stabilité :

La notion de stabilité est l'une des notions les plus importantes pour un système de commande puisque, pour qu'un tel système peut assurer ses fonctions d'une façon rigoureuse, il doit répondre au critère de stabilité, c'est pour ça que la stabilité est l'une des exigences imposées au système d'automatisation.

On détermine la stabilité d'un système par sa réponse aux signaux d'entrée ou aux parasites, un système stable est un système qui reste au repos à moins qu'on ne l'excite au moyen d'une source extérieure, et qui revient au repos dès que toutes les excitations cessent.

On peut définir avec précision la relation de la stabilité fonction avec la réponse de la façon suivante.

Définition : On dit qu'un système est stable si tout signal d'entrée borné produit un signal de sortie borné.



Pour l'étude de la stabilité, on possède de plusieurs méthodes parmi lesquelles on note :

- Critère algébrique (méthode directe de Routh).
- Critère géométrique (Règle de Révers).

9.1.1. Critère de stabilité de Routh :

On appelle critère de stabilité de Routh une méthode permettant de déterminer la stabilité d'un système, qu'on peut appliquer à une équation caractéristique d'ordre n de la forme :

$$a_n s^n + a_{n-1} \cdot s^{n-1} + \dots + a_1 s + a_0 = 0$$

On constate qu'elle devient difficile pour $n > 4$.

Elle nous ne donne aucun renseignement sur le degré de stabilité et d'autre part elle exige les coefficients de la fonction de transfert $G(s)$

9.1.2. Critère de stabilité de Révers :

Enoncé du critère : Un système asservi est stable si en décrivant le lieu de Nyquist (dans le sens de fréquences croissante) du système en boucle ouverte, on laisse le point critique - 1 à sa gauche.

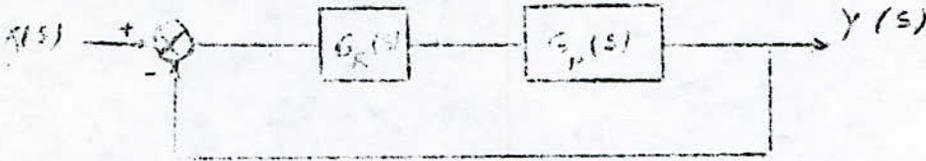


Fig. 9.1

Soit la boucle de régulation (fig. 9.1) dont $x(s)$ et $y(s)$ les grandeurs d'entrée et de sortie.

$G_R(s)$: fonction de transfert du régulateur

$G_P(s)$: fonction de transfert de l'objet

$G_O(s)$: fonction en boucle ouverte du système

$$G_O(s) = G_R(s) \cdot G_P(s)$$

9.2 régulateur "P" :

$$G_R(s) = k_r$$

$$G_P(s) = K_{ob} \cdot \frac{e^{-T_0 \cdot s}}{1 + T \cdot s}$$

$$\text{d'où : } G_O(s) = G_R(s) \cdot G_P(s) = k_r \cdot K_{ob} \cdot \frac{e^{-T_0 \cdot s}}{1 + T \cdot s}$$

$$G_O(s) = K_o \cdot \frac{e^{-T_0 \cdot s}}{1 + T \cdot s} \quad \text{avec } K_o = k_r \cdot K_{ob}$$

Remplaçons s par $j\omega$

$$\Rightarrow G_O(j\omega) = K_o \cdot \frac{e^{-j\omega T_0}}{1 + j \cdot T \cdot \omega}$$

Calcul du module de $G_O(j\omega)$:

$$\left| G_O(j\omega) \right| = \frac{K_o}{\sqrt{1 + T^2 \omega^2}} \quad \text{on pose } T\omega = r$$

$$\Rightarrow \left| G_O(j\omega) \right| = \frac{K_o}{\sqrt{1 + r^2}}$$

CALCUL de la phase de $G_O(j\omega)$.

$$\varphi = -T_0 \omega - \text{arctg } T\omega = -\frac{T_0}{T} \cdot r - \text{arctg } r$$

~~$$\Rightarrow \varphi = -\frac{T_0}{T} \cdot r - \text{arctg } r$$~~

.../...

$$\Rightarrow \varphi = -\frac{T_0 \cdot n}{T} - \arctg n$$

Le régulateur "P" applicable pour la régulation de température.

$$\text{on a } K_0 = 23,4$$

$$T_0 = 50 \text{ sec.}$$

$$T = 800 \text{ sec.} \Rightarrow \frac{T_0}{T} = 0,06$$

$$\text{Ionc } |G_0(j\omega)| = \frac{K_0}{\sqrt{1+n^2}} = \frac{23,4}{\sqrt{1+n^2}}$$

$$\text{et } \varphi = -\frac{T_0}{T} n - \arctg n = -0,06 n - \arctg n$$

Tableau des valeurs pour le régulateur "P".

n (rd)	0	1	2	5	10	20	30	100	∞
$G(j\omega)$ (c.B)	23,4	16,54	10,46	4,59	2,33	1,17	0,779	0,23	0
φ (degré)	0	-48,4	-70,3	-95,8	-118,66	-155,89	-191,22	-4332	∞

9.3 Régulateur "P.I" :

$$G_p(s) = K_r \left(1 + \frac{1}{T_i \cdot s} \right) = K_r \cdot \left(\frac{T_i \cdot s + 1}{T_i \cdot s} \right)$$

$$G_p(s) = K_{ob} \cdot \frac{e^{T_0 \cdot s}}{1 + T \cdot s}$$

$$\Rightarrow G_0(s) = G_k(s) \cdot G_p(s)$$

$$G_0(s) = K_r \cdot K_{ob} \cdot \frac{e^{-T_0 s} (1 + T_i \cdot s)}{T_i \cdot s (1 + T \cdot s)} \quad \text{avec } K_0 = K_r \cdot K_{ob}$$

On pose $s = j\omega$.

$$\Rightarrow G_0(j\omega) = K_0 \frac{e^{-j T_0 \omega} (1 + j T_i \omega)}{j T_i \omega (1 + j T \omega)}$$

Calcul du module de $G_0(j\omega)$:

Régulateur « P »

$G_m = 0,75$

$\varphi_m = 74^\circ$

α croissant

fig. 9.2

$$|G_0(j\omega)| = \frac{K_0 \sqrt{1+T_I^2 \omega^2}}{T_I \omega \sqrt{1+T^2 \omega^2}}$$

on pose $r = T_I \cdot \omega$.

$$|G_0(j\omega)| = \frac{K_0 \sqrt{1+r^2}}{r \sqrt{1+\frac{T^2 \cdot r^2}{T_I^2}}}$$

Calcul de la phase de $G(j\omega)$:

$$\varphi = -T_0 \cdot \omega + \arctg T_I \omega - \arctg T \cdot \omega - \frac{\pi}{2}$$

$$\Rightarrow \varphi = -\frac{T_0}{T_I} \cdot r + \arctg r - \arctg \frac{T}{T_I} \cdot r - \frac{\pi}{2} \quad \text{avec } T_I \omega = r$$

ON a : $K_0 = 10$

$T_0 = 10 \text{ sec}$

$$\Rightarrow \frac{T_0}{T_I} = \frac{10}{25} = 0,4$$

$T = 50 \text{ sec}$

$T_I = 25 \text{ sec}$

$$\frac{T}{T_I} = \frac{50}{25} = 2$$

Tableau des valeurs :

r (rd)	0	1	2	3	5	10	100	∞
$ G_0(j\omega) $ (d.B)	∞	6,32	2,71	1,73	1	0,5	0,05	0
φ (degré)	-90	-131,3	-148,36	-168	-210,7	-322	-2382	$-\infty$

Conclusion :

D'après les courbes tracées on constate qu'en décrivant le lieu de Nyquist (dans le sens des fréquences croissantes) du système en boucle ouverte, on laisse le point critique -1 à gauche.

Donc les deux boucles de régulations, ont un fonctionnement stable, par conséquent notre système est stable, ce qui vérifie le choix rigoureux des organes et des éléments de notre circuit ou chaîne de régulation.

Régulateur « P.I. »

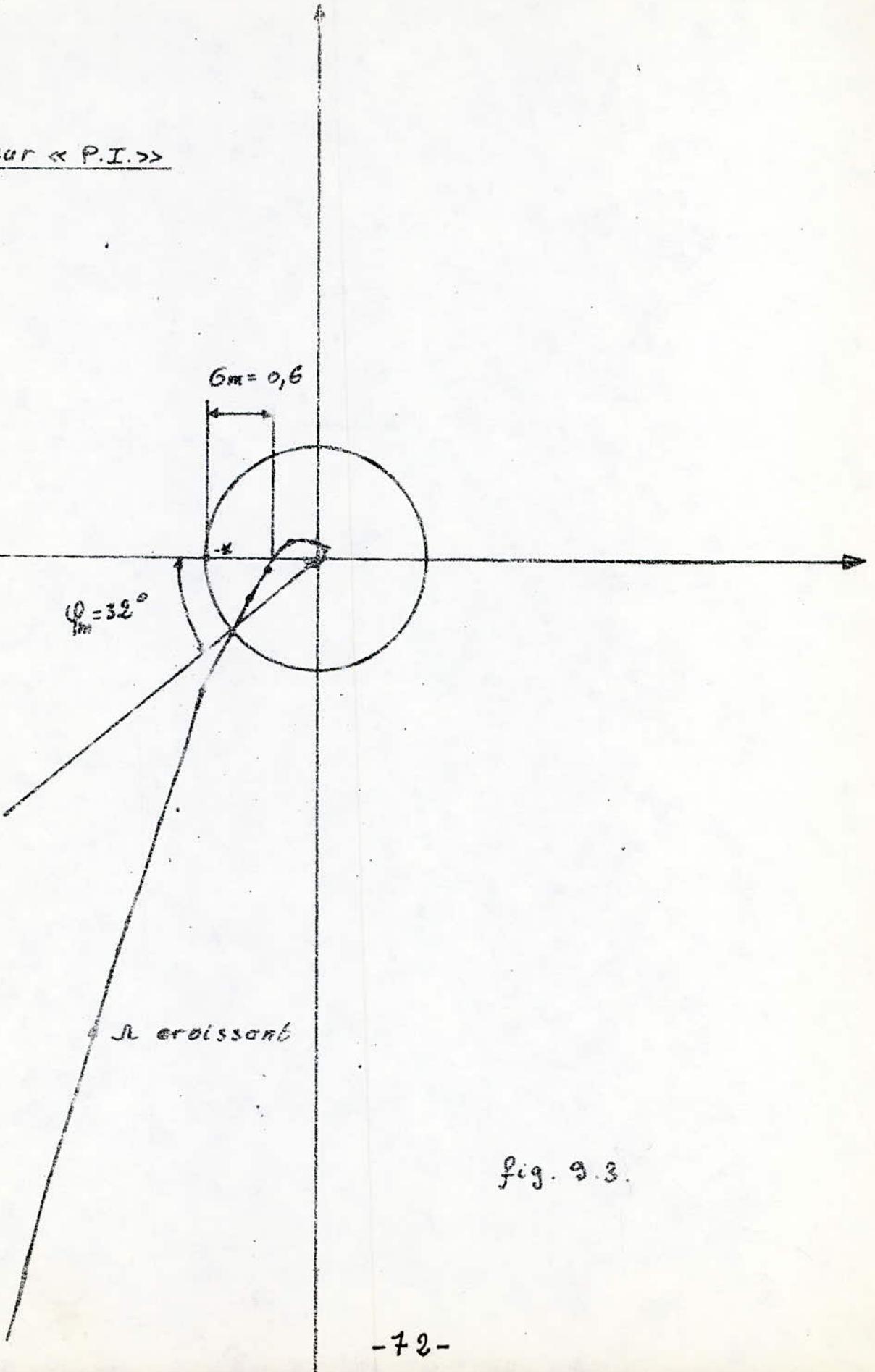


fig. 9.3.

C.H.I.C. ELABORATION D'UN SYSTEME LOGIQUE DE LA COMMANDE S.P.

10.1. Minimisation de l'énergie consommée:

Dans un système de climatisation à eau et air chaud et froid l'origine principale de la consommation d'énergie est le conditionnement de l'air à introduire dans les locaux. L'application du système de climatisation avec la température de point de rosée est courante mais ceci demande une grande quantité d'énergie aussi bien au niveau du refroidissement qu'au niveau du réchauffement ce principe est indiqué par le schéma (fig.10.1).

Il faut refroidir l'air jusqu'au point de rosée "R" puis le réchauffer, cette méthode demande une grande quantité d'énergie et l'énergie fournie pour le refroidissement (respectivement l'énergie de réchauffement) est donnée par:

$$i_{\text{ref}} = i_{M1} - i_R \text{ (énergie de refroidissement)}$$

$$i_{\text{rec}} = i_N - i_R \text{ (énergie de réchauffement)}$$

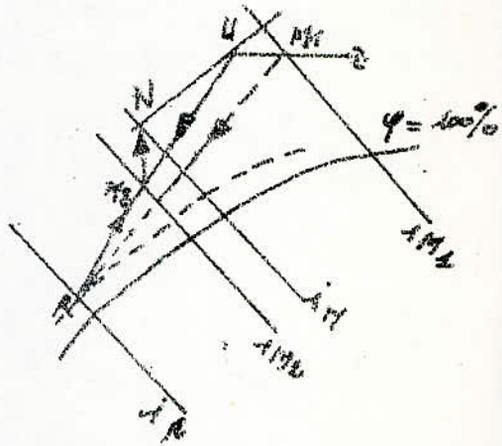
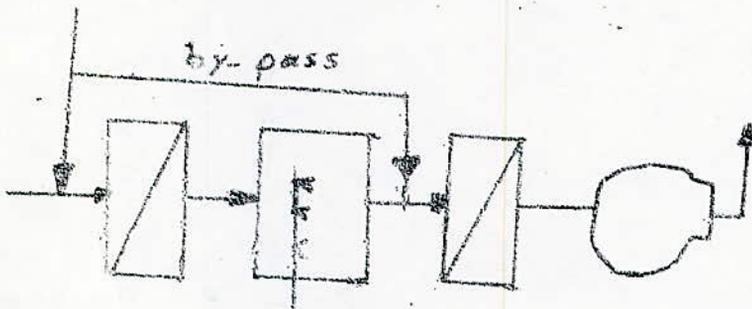
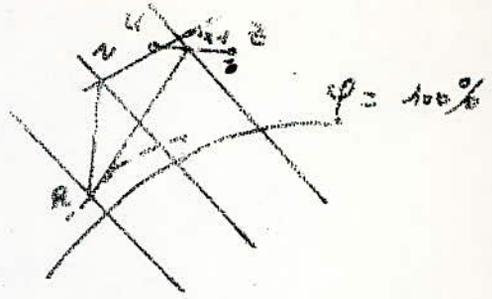
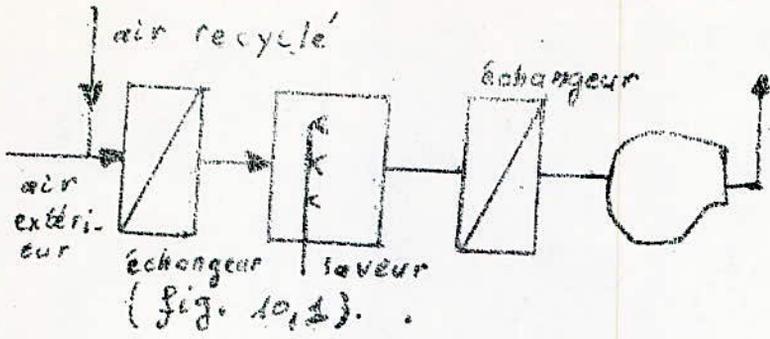
Par contre, si on installe un by-pass on ne refroidit qu'une quantité nécessaire d'air, avec cette installation on pourra diminuer la quantité d'énergie mise en jeu (fig.10.2.9), on voit que l'air extérieur est mélangé avec une partie de l'air recyclé (M1), et refroidi jusqu'à R, cet air refroidi est mélangé avec l'autre partie de l'air recyclé (U) pour donner (M2) qui ensuite sera réchauffé jusqu'au point N. Les expressions d'énergies deviennent:

$$i'_{\text{ref}} = i_{M1} - i_R$$

$$i'_{\text{rec}} = i_N - i_{M2}$$

Donc l'énergie de réchauffement diminue.

On peut avoir le même résultat avec un simple by-pass (fig.1.3.) les paramètres du mélange air extérieur + air recyclé (M1), une partie de ce mélange sera refroidie et autre dans le by-pass les deux parties vont former le mélange M qui sera ramené *Par la suite au* suite au point N.



(fig. 10.2) : Traitement avec recyclage et by-pass

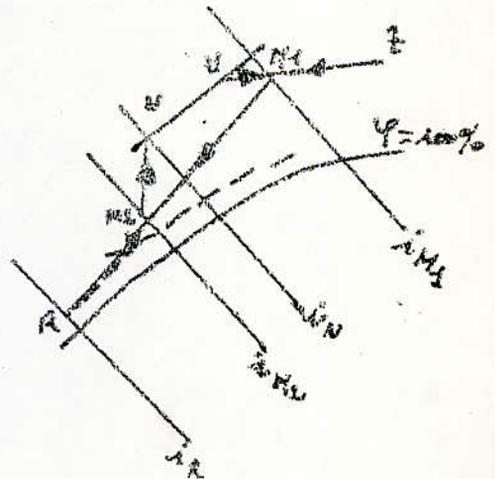
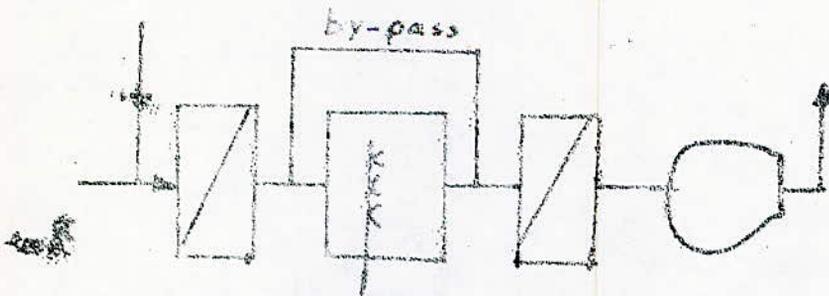


fig. (10.3)

Traitement avec recyclage et simple by-pass.

$$i''_{rec} = i_N - i_{M2} \quad \text{avec} \quad i''_{rec} = i_{rec}$$

Donc l'application de by-pass entraîne la diminution de l'énergie thermique mise en jeu .

10.2. Analyse du fonctionnement:

Minimiser les dépenses en énergie signifie l'application:

- Régime optimal de traitement d'air.
- Utilisation d'air recyclé jusqu'à 80%.

Pour ce dernier cas on applique sur le passage d'air recyclé des filtres spéciaux capables d'éliminer les virus et les germes afin de rendre l'air plus hygiénique et d'éviter la propagation de la poussière. Les normes sanitaires à respecter pour les variations de la température et d'humidité doivent être contenues entre des limites, pour la température $\pm 1^\circ\text{C}$ et pour l'humidité relative $\pm 5\%$.

DE cette façon sur le diagramme de Mollier ($i - x$) on peut délimiter par ψ_{min} , ψ_{max} , θ_{min} , θ_{max} donc le domaine acceptable:

$$N_1 = (\psi_{min}, \theta_{min})$$

$$N_2 = (\psi_{max}, \theta_{min})$$

$$N_3 = (\psi_{max}, \theta_{max})$$

$$N_4 = (\psi_{min}, \theta_{max})$$

On définit par:

Z: les paramètres de l'air extérieur.

U: les paramètres de l'air recyclé .

N: les paramètres de l'air introduit

M_1 : les paramètres du mélange air extérieur + air du by-pass

M_2 : les paramètres du mélange air refroidi + air du by-pass.

R : les paramètres de l'air au point de rosée .

Les paramètres de l'air introduit et paramètres de l'air recyclé forment des lignes brisées sur le diagramme de Mollier ($i - x$) représentés par N_1, N_2, N_3, N_4 et U_1, U_2, U_3 .

On peut supposer que les lignes brisées N_1, N_2, N_3, N_4

On peut supposer que les lignes brisées $U_1, U_2, U_3,$
 N_1, N_2, N_3, N_4 et M_1, M_2, M_3 sont semblables et l'échange de
de chaleur dans la salle se produit suivant une droite ϵ .

10.3. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DES DIFFERENTES ZONES :

ZONE 1 :

Lors du passage du système de 1 a zone 1 à la zone 2 , ce passage est signalé par la fermeture d'arrivée de l'eau chaude vers l'échangeur primaire .

ZONE 2 :

Le passage de la zone 2 vers la zone 1 ou la zone 3 ou la zone 7 .

Le passage de la zone 2 vers la zone 1 ou la zone 3 :
Ce passage est signalé par la fermeture des canaux de by-pass du laveur .

Le passage de la zone 2 vers la zone 7 : est signalé par l'ouverture complète du by-pass et fermeture du passage des des clapets du laveur .

ZONE 3 :

Les passages possibles de la zone 3 sont : Zone 2 ou zone 4 ou zone 6 .

Si c'est de la zone 3 vers la zone 2 ce passage est signalé par le débit d'ouverture de la vanne de commande de réchauffeur secondaire ou l'ouverture complète du canal de recyclage .

Le passage de la zone 3 vers la zone 4 : Est signalé par la fermeture complète du canal du recyclage .

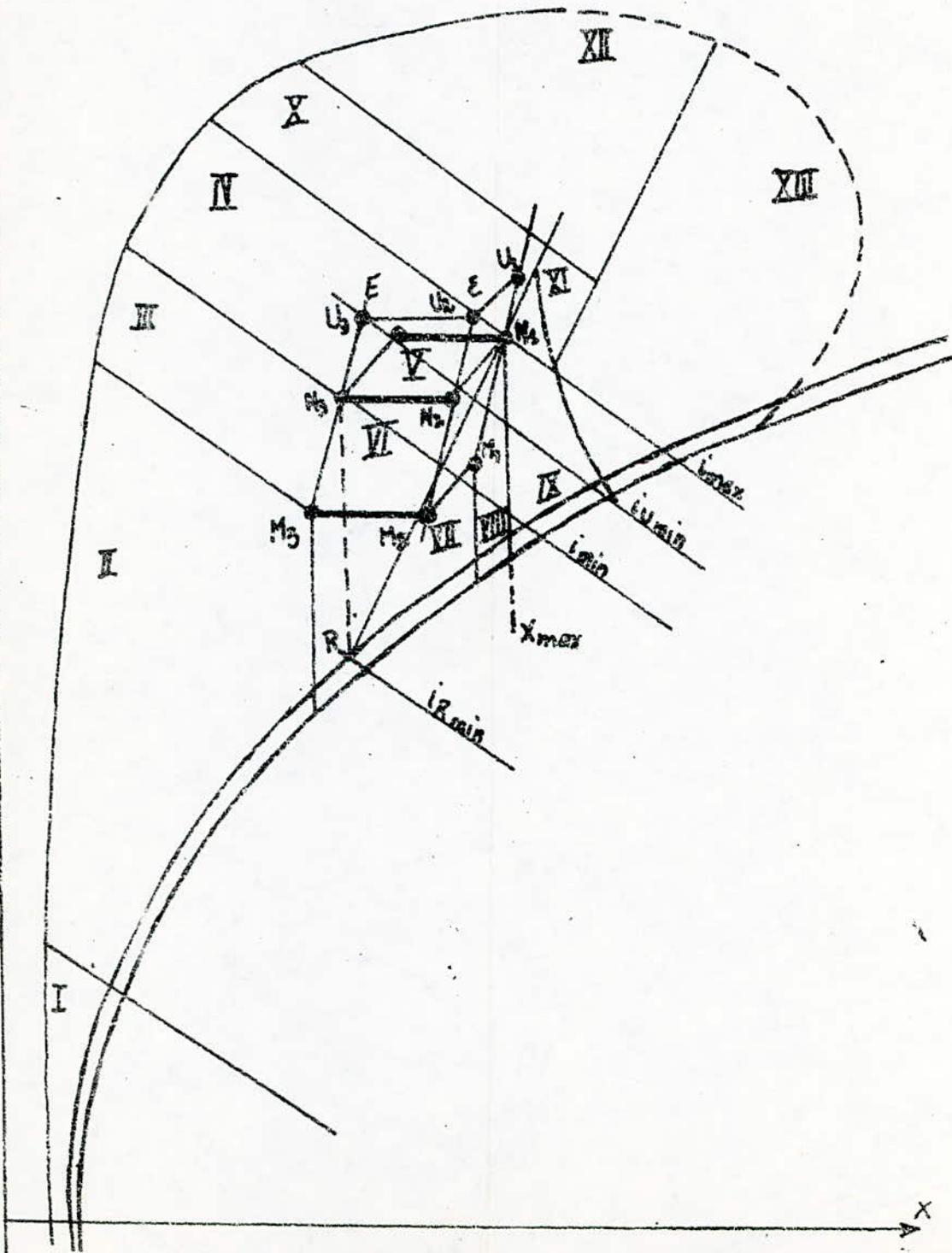
Quant au passage de la zone 3 vers la zone 4 : Il peut être signalé par la fermeture complète du laveur et toute la quantité de l'air passe le by-pass .

ZONE 4 :

Elle peut passer vers la zone 3 ou la zone 5 ou la zone 10 .

Le passage de la zone 4 vers la zone 3 : Est signalé par l'augmentation de la température des locaux au dessus de la valeur fixée .

θ: température.



Principe de fonctionnement des différentes zones.

Le passage de la zone 4 vers la zone 5 : Peut être signalé par l'ouverture complète par by-pass du laveur .

Le passage de la zone 4 vers la zone 10 : Peut être signalé par le début d'ouverture de la vanne du refroidisseur .

ZONE 5 :

Cette zone peut passer vers la zone 4 ou la zone 6.

Le passage de la zone 5 vers la zone 4 : Est signalé par le début de fermeture du canal by-pass du laveur .

Le passage de la zone 5 vers la zone 6 : Est signalé par le début d'ouverture du canal du recyclage .

ZONE 6 :

Elle peut passer vers les zones : 5 , 3 , 7 ; 8

Le passage de la zone 6 vers la zone 5 : Est signalé par la fermeture du canal de recyclage et l'ouverture du canal by-pass du laveur .

Le passage de la zone 6 vers la zone 3 : Est signalé par la diminution de température du local au dessous de la valeur demandée.

Le passage de la zone 6 vers la zone 7 : Est signalé par l'ouverture complète du canal de recyclage :

Le passage de la zone 6 vers la zone 8 : Ne se fait que si la température du local augmente au-dessus de la valeur demandée.

ZONE 7 :

Elle peut passer vers les zones : 2 , 6 , 8.

Le passage de la zone 7 vers la zone 2 : Est signalé par la diminution de la température dans le local .

Le passage de la zone 7 vers la zone 6 : Est signalé par la fermeture de la vanne de contrôle du réchauffeur secondaire .

Le passage de la zone 7 vers la zone 8 : Est signalé par l'augmentation de la température dans le local .

ZONE 8 :

Elle peut passer vers les zones : 6 , 7 , 9 .

Le passage de la zone 8 vers la zone 6 : Est signalé par la fermeture de l'eau chaude qui alimente le réchauffeur secondaire .

Le passage de la zone 8 vers la zone 7: Est signalé par la fermeture du canal de recyclage .

Le passage de la zone 7 vers la zone 9: Est signalé par le début d'ouverture du by-pass du laveur .

ZONE 9 : Elle peut passer vers les zones : 8, 10 , 11, 13 .

Le passage de la zone 9 vers la zone 8 : Est signalé par la fermeture du canal by-pass .

Le passage de la zone 9 vers la zone 10 : N'est signalé que si la vanne du réchauffeur secondaire est fermé .

Le passage de la zone 9 vers la zone 11 : N'est signalé que si la température dans le local augmente au-dessus de la valeur fixée

Le passage de la zone 9 vers la zone 13 : N'est signalé que si le canal du recyclage est ouvert et la vanne du réchauffeur secondaire en début d'ouverture .

ZONE 10 : Elle peut passer vers les zones : 4 , 9 , 11 , 12 .

Le passage de la zone 10 vers la zone 4 : Est signalé par la fermeture de la vanne du refroidisseur dans le laveur .

Le passage de la zone 10 vers la zone 9 : N'est signalé que par le début d'ouverture de la vanne du réchauffeur secondaire .

Le passage de la zone 10 vers la zone 11 : N'est signalé que par le début d'ouverture du canal de recyclage .

Le passage de la zone 10 vers la zone 12 : N'est signalé que si l'enthalpie extérieur est supérieur que l'enthalpie de l'air recyclé .

ZONE 11 :/ Cette zone peut passer vers les zones: 10,9,13 .

Le passage de la zone 11 vers la zone 10 : N'est signalé que si le canal du recyclage est complètement ouverte .

Le passage de la zone 11 vers la zone 9: Est signalé par le début d'ouverture de vanne du réchauffeur secondaire .

Le passage de la zone 11 vers la zone 13 : N'est signalé qu'à l'ouverture complète du canal du recyclage .

ZONE 12 : Cette zone peut passer vers les zones: 10,11,13 .

Le passage de la zone 12 vers la zone 10: N'est signalé que si le canal du recyclage est complètement ouvert .

Le passage de la zone 12 vers la zone 11: N'est signalé que si la vanne du refroidisseur est complètement ouverte .

Le passage de la zone 12 vers la zone 13: N'est signalé que si l'ouverture du réchauffeur secondaire commence à se faire .

ZONE I3 :

Elle peut passer vers les zones : 9 , II , I2 ;

Le passage de la zone I3 vers la zone 9 : Est signalé par la fermeture complète du canal du recyclage .

Le passage de la zone I3 vers la zone II : Est signalé par la fermeture de la vanne du réchauffeur secondaire .

Le passage de la zone I3 vers la zone I2 : N'est signalé que si la fermeture de la vanne du réchauffeur secondaire commence à se faire en même temps que l'ouverture partielle du by-pass du laveur .

Lorsque la température du local augmente au-dessus de la valeur fixée le servo-moteur K₅ s'ouvre .

Lorsque la température du local diminue de la valeur fixée le servo-moteur K₃ ouvre la vanne .

Lorsque l'enthalpie extérieur est supérieur que l'enthalpie de l'air recyclé il faut :

- a) fermer presque totalement l'air frais et ouvrir l'air recyclé (air frais dépend uniquement des exigences sanitaires) .
- b) commander la vanne de contrôle du refroidisseur (la température) ainsi que l'arrivée d'eau froide vers le laveur (humidité) .

D'après la lecture du principe de fonctionnement des différentes zones; à l'aide du tableau de phase on obtient les fonctions suivantes :

$$K_1 = (E + E + E + E + E) \cdot \bar{E}_1 \cdot \bar{E}_2 \cdot \bar{E}_3 \cdot \bar{E}_8 \cdot \bar{E}_6 \cdot \bar{E}_{II} \cdot \bar{E}_{I2} \cdot \bar{E}_{I3}$$

$$K_2 = (\bar{E}_1 + \bar{E}_3 + \bar{E}_4 + \bar{E}_8) \cdot \bar{E}_2 \cdot \bar{E}_5 + \bar{E}_6 + \bar{E}_7 + \bar{E}_9 + \bar{E}_{10} + \bar{E}_{II} + \bar{E}_{I2} + \bar{E}_{I3}$$

$$K_3 = (E_6 + E_{10} + E_{II} + E_{I2}) \cdot \bar{E}_1 \cdot \bar{E}_2 \cdot \bar{E}_3 \cdot \bar{E}_8 \cdot \bar{E}_4 \cdot \bar{E}_5 \cdot \bar{E}_7 \cdot \bar{E}_9 \cdot \bar{E}_{I3}$$

$$K_4 = E_2 \cdot \bar{E}_9 \cdot \bar{E}_1 \cdot \bar{E}_3 \cdot \bar{E}_4 \cdot \bar{E}_5 \cdot \bar{E}_6 \cdot \bar{E}_7 \cdot \bar{E}_8 \cdot \bar{E}_{10} \cdot \bar{E}_{II} \cdot \bar{E}_{I2} \cdot \bar{E}_{I3}$$

$$K_5 = E \cdot \bar{E}_1 \cdot \bar{E}_2 \cdot \bar{E}_3 \cdot \bar{E}_9 \cdot \bar{E}_5 \cdot \bar{E}_6 \cdot \bar{E}_7 \cdot \bar{E}_8 \cdot \bar{E}_{10} \cdot \bar{E}_{II} \cdot \bar{E}_{I2} \cdot \bar{E}_{I3}$$

Et

$$\bar{K}_1 = E_1 + E_2 + E_3 + E_6 + E_8 + E_{11} + E_{12} + E_{13} + \bar{E}_4 \cdot \bar{E}_5 \cdot \bar{E}_7 \cdot \bar{E}_9$$

$$K_2 = E_5 + E_6 + E_7 + E_9 + E_{10} + E_{11} + E_{12} + E_{13} + \bar{E}_1 \cdot \bar{E}_3 \cdot \bar{E}_4 \cdot \bar{E}_8 + E_2$$

$$\bar{K}_3 = E_1 + E_2 + E_3 + E_4 + E_5 + E_7 + E_8 + E_9 + E_{13} + \bar{E}_6 \cdot \bar{E}_{10} \cdot \bar{E}_{11} \cdot \bar{E}_{12}$$

$$\bar{K}_4 = \bar{E}_1 + \bar{E}_3 + \bar{E}_4 + \bar{E}_5 + E_7 + E_8 + E_9 + E_{10} + E_{11} + E_{12} + E_{13} + E_2 \cdot E_6$$

$$\bar{K}_5 = E_1 + E_2 + E_3 + E_5 + E_6 + E_7 + E_8 + E_9 + E_{10} + E_{11} + E_{12} + E_{13} + \bar{E}_4$$

Remarque :

K_i : indique la fermeture de la vanne (ou le clapet)

\bar{K}_i : indique l'ouverture de la vanne (ou le clapet)

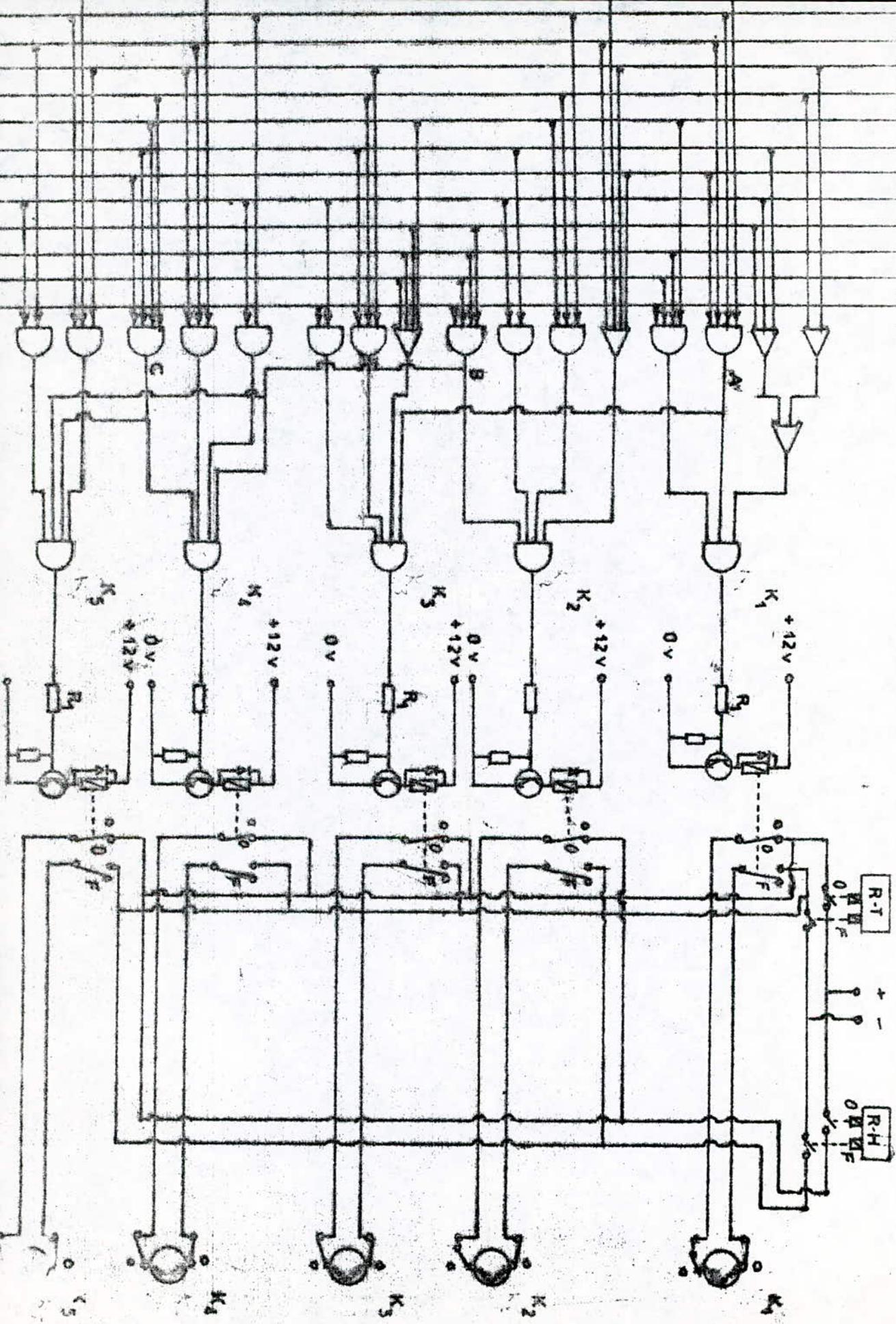
La température est commandé par les servo-moteurs K_1 , K_3 , et K_4 .

L'humidité est commandé par les servo-moteurs K_2 et K_5 ; ainsi le servo-moteur K peut être commander simultanément par la température et par l'humidité.

Ces fonctions on peut les traduire à l'aide des circuits logiques (fig . IO.6.)

E_1	E_2	E_3	E_4	E_5	E_6	E_7	E_8	E_9	E_{10}	E_{11}	E_{12}	E_{13}	K_1	\bar{K}_1	K_2	\bar{K}_2	K_3	\bar{K}_3	K_4	\bar{K}_4	K_5	\bar{K}_5
1													1	1			1	1		1	1	1
	1												1		1		1	1				1
		1											1	1			1		1		1	1
			1										1		1		1		1		1	1
				1									1		1	1			1		1	1
					1								1		1	1			1		1	1
						1							1		1		1		1		1	1
							1						1	1			1		1		1	1
								1					1		1	1			1		1	1
									1				1	1	1		1		1		1	1

Tableau de vérité



(Fig. 10.5.)

110. 4; Etude de la commutation B.P. (BLOC d'influence extérieure)

Pour assurer la climatisation par eau et air froid et chaud en minimisant la consommation d'énergie dans le processus de conditionnement d'air, on place les capteurs de température T_1, T_2, T_3, T_4 et les capteurs d'humidité H_1, H_2, H_3, H_4 dans la salle à climatiser, qui sont connectés avec les régulateurs auto-adaptifs de température R.T. et d'humidité R.H. Les signaux de commande par l'intermédiaire des impulsateurs électroniques I.T. et I.H. et par le bloc d'influence extérieure (B.P.) agissent sur les bobines électro-valves à trois voies.

Donc la consommation d'énergie dans le processus de conditionnement de l'air peut être réduite en utilisant :

- La commande des échangeurs de central de climatisation en fonction des impulsions provenant directement des capteurs de température et d'humidité, installés dans les compartiments climatisés.

- La dépendance de successivité d'action de servo-moteurs (K_1, K_2, K_3, K_4) de paramètres de l'air extérieur, près du tout d'enthalpie.

Il est possible dans ces systèmes de diminuer les pertes du froid et de chaleur provenant de refroidissement et de chauffage successif du même air. Pour pouvoir réaliser ce type de commande il faut appliquer les chaînes de régulation de température par exemple :

$$T_1, T_2, T_3, T_4 \rightarrow R.T. \rightarrow I.T. \rightarrow K_1, K_2, K_3, K_4, K_5$$

et l'humidité par exemple :

$$H_1, H_2, H_3, H_4 \rightarrow R.H. \rightarrow I.H. \rightarrow K_1, K_2, K_3, K_4, K_5$$

ainsi que le système de la dépendance de successivité avec le capteur d'enthalpie (E) et la disposition de la commutation (B.P.).

Notre but est de ramener les paramètres Z pris de l'air extérieur à N (les paramètres de l'air introduit) avec le minimum d'énergie. Il suffit de connaître les paramètres N du mélange d'air dans le canal avant l'entrée de l'échangeur pour lui faire correspondre le degré d'ouverture de la vanne

de contrôle afin de les ramener à N ;

Si l'air extérieur (Z) est égal (même paramètre) à l'air conditionné (N) on l'introduit directement dans les locaux si non, il faut le traiter. Le traitement de l'air extérieur (Z) consiste à intervenir la notion, de la moindre énergie c'est à dire à chaque instant il faut chercher parmi les mélanges M_1, M_2, M_3 , l'état qui soit le plus rapproché de l'état de consigne (N).

Il existe deux périodes différentes ; la période d'hiver et la période d'été. La liste des zones possibles de l'air extérieur susceptibles de donner les différents mélanges, peut être divisé en deux domaines :

Domaine 1: correspond à la période d'hiver,

Domaine 2: correspond à la période d'été.

Domaine I:

Zone 1: L'état M_I : Z+U du mélange risque de donner du brouillard on le réchauffe M_I' , le refroidit jusqu'au point de rosée R , puis on le réchauffe une seconde fois jusqu'à N.

Zone 2:

L'état $M_I = Z+U$ se refroidit puis se mélange avec l'air du by-pass, ce mélange est différent de N pour l'y ramener il faut réchauffer.

Zone 3:

L'état $M_I = Z+U$ se refroidit puis se mélange avec l'air du by-pass, ce mélange est à l'état de N.

Zone 4:

L'état $M_I = Z+U$ est égal à N

Zone 5:

L'état z de l'air est égal à N

Zone 6:

L'état M = Z+U est égal à N.

Zone 7:

L'état $M_I = Z+U$ appartient à la zone 6 il faut le réchauffer pour le ramener à N.

Zone 8:

L'état M = Z+U est différent de N il faut le réchauffer pour le ramener à N.

Domaine 2 :

Zone 9 :

L'air extérieur Z se refroidit jusqu'au point de rosée R, puis le réchauffer pour le ramener à l'état N.

Zone IO :

L'état M = Z+R' est égal à N (le point de rosée R s'est déplacé à cause de l'état de Z de l'air extérieur).

Zone II :

L'état M = Z+U est différent de l'état N il faut refroidir jusqu'au point de rosée.

Zone I2 :

L'état M_I = Z+U est différent de l'état N il faut refroidir jusqu'au point de rosée R_{I2I}.

Zone I3 :

L'état M_I = Z+U se refroidit puis se mélange avec l'air du by-pass ce dernier est différent de l'état de N. Il faut le réchauffer pour l'y ramener.

La régulation de la température pendant l'hiver :

Le régulateur de la température doit commander de la manière séquentielle le servo-moteur K₁, servo-moteur K₄ et ensuite le servo-moteur K₃. La diminution de la température extérieure doit provoquer la fermeture proportionnelle du passage de l'air recyclé.

La régulation de la température pendant l'été :

Le régulateur de la température doit commander aussi le servo-moteur K₁ et ensuite le servo-moteur K₅ (eau glacée).

L'augmentation de la température extérieure provoque l'augmentation de l'air recyclé.

La régulation d'humidité doit être commandée par le servo-moteur K₂ et ensuite le servo-moteur K₅ :

Pour mieux connaître le mélange nécessaire, nous avons besoin de l'enthalpie et de la température de l'air extérieur il nous faut alors :

- Un transmetteur d'enthalpie
- Un transmetteur de température

Pour savoir quelle vanne de contrôle faut-il ouvrir, nous devons référer aux domaines I et 2 où sont indiquées les différentes zones de fonctionnement qui à leur tour dépendent de l'état

de l'air extérieur.

de l'air extérieur. Le nombre de tours d'ouverture (ou fermeture) va dépendre des algorithmes de commande associés à chaque zone de fonctionnement .

On peut faire un schéma développé (fig.10.6.)

10.5. Les organes de commande:

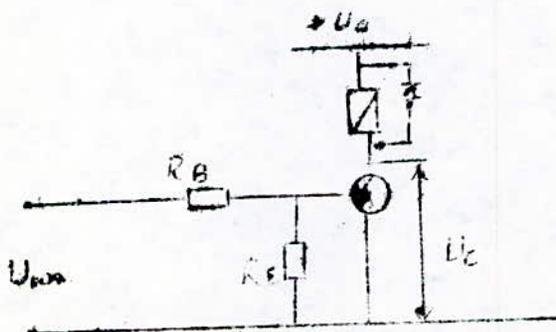
Ont un rôle d'interface entre les régulateurs et le système à régler. Comme organes de sortie , ils ont essentiellement la tâche d'amplification en puissance, de sorte que les signaux de sortie des régulateurs à faible puissance correspondant à la tension de commande à l'entrée des organes de commande, puissent intervenir sur le système à régler. Le plus souvent, la sortie des organes de commande est sous forme de tension ou de courant continu.

Selon la puissance de sortie des organes de commande, il existe différentes solutions pour la réalisation de ces organes. Pour des puissances allant jusqu'à quelques 100 W, on fait appel à des amplificateurs à transistors.

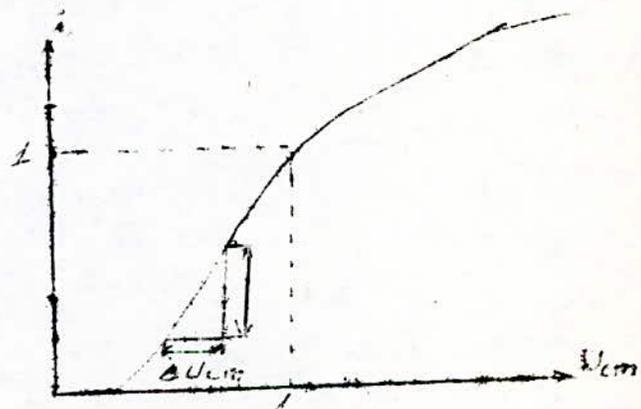
Ils réalisent l'amplification de manière continue, par exemple on utilise ces amplificateurs à transistors pour exciter la bobine du relais .

Si le courant dans la charge ne doit être que positif, on peut monter la charge en série avec le collecteur ou avec l'émetteur du transistor.

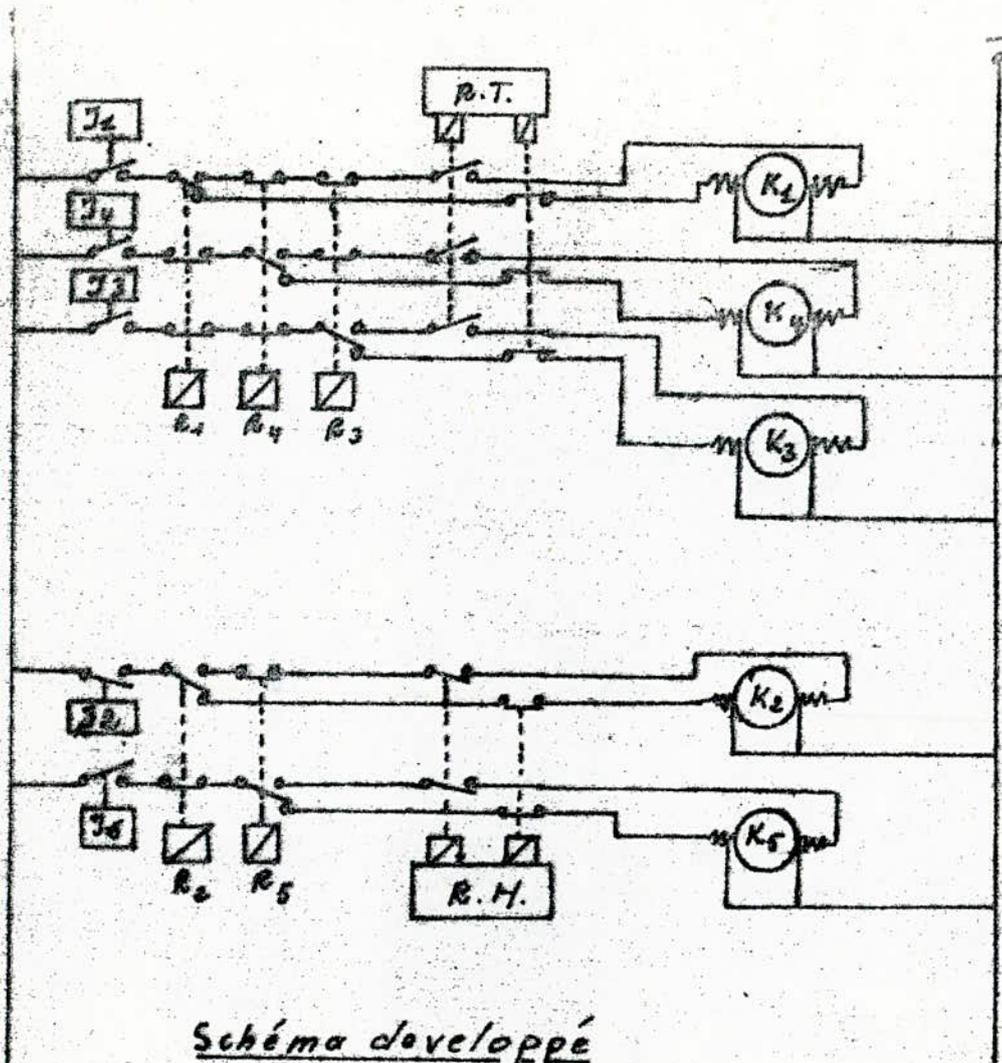
Dans notre cas on utilise la charge en série avec le collecteur **lorsque** le courant de sortie ne change pas de signe ,on peut choisir un montage simple:



amplificateur à transistor,
charge en série avec le
collecteur



caractéristique statique du
montage



J_i = Impulsateur

R_i = Régulateur

K_i = servo-moteur

$R.T.$ = Régulateur de température.

$R.H.$ = Régulateur d'humidité.

Schéma développé

La charge ohmique et inductive R, L est reliée en série avec le collecteur d'un transistor de puissance T . Une résistance d'émetteur R_E sert à la linéarisation de caractéristique, la résistance R_B limite le courant de base en cas de saturation du transistor.

Lorsque la tension de commande de U_{cm} varie très rapidement le courant I dans la charge est également soumis à des variations rapides. Ce phénomène fait apparaître de fortes surtensions aux bornes de l'inducteur L . Ces surtensions chargent aussi le transistor et peuvent entraîner sa destruction. Pour éviter cet inconvénient, il s'avère souvent nécessaire de connecter une diode en antiparallèle avec la charge inductive, cette diode entraîne un ralentissement du phénomène transitoire lors de grandes variations.

Choix des éléments :

Etant donné la tension du relais 12 V et sa résistance

$$R_c = 160 \Omega$$

-Choix du transistor :

On prend un transistor 2N2222.

$$\text{Avec } \beta = 100, \quad I_{cmax} = 1\text{ A}, \quad V_{be} = 2,6\text{ V}$$

La condition de commutation est : $R_b \ll R_c$

$$\text{On a } V_{be} \ll 2,6\text{ V}$$

$$\Rightarrow V_{be} = \frac{E \cdot R}{R + 100}$$

$$\text{Si on prend } R_b = 100 \Omega \Rightarrow R_b \ll 100 \cdot 160$$

$$E \cdot R \ll 2,6 \cdot R + 260$$

Si $E = 12\text{ V}$ alors

$$12 \cdot R \ll 2,6 \cdot R + 260 \quad \Rightarrow \quad (12 - 2,6) R \ll 260$$

$$R \ll \frac{260}{12 - 2,6} = 27,65$$

On peut choisir une résistance de $R = 20 \Omega$.

CONCLUSION

L'étude des variations des paramètres dynamiques en fonction des caractéristiques géométriques peut servir de base à un futur dimensionnement dynamique des échangeurs thermiques .

Un procédé industriel peut être décrit par une infinité de modèles mathématiques. La structure de ce modèle est choisie en fonction de l'utilisation que l'on veut en faire, il est intéressant de choisir une structure sous la forme de matrice de transfert pour ce procédé multivariable. Une telle structure présente en effet l'avantage de donner les expressions de paramètres dynamiques; tel que gains et constantes de temps ayant une profonde signification physique .

La climatisation par minimisation d'énergie dépensée nous a amené à l'analyse du conditionnement de l'air et à diviser son état en 13 zones de fonctionnement dont chacune répond à un algorithme de commande bien déterminé .

Pour une meilleure exploitation du système réglant le processus des commandes des vannes et des clapets, il est nécessaire d'optimiser le schéma du bloc logique. Nous avons procédé à l'élaboration du schéma du bloc logique et au calcul des éléments entrant dans la composition de ce bloc.

Malheureusement , nous ne sommes pas parvenus à sa réalisation faute de temps .

BIBLIOGRAPHIE

- Traité de chauffage et climatisation
tome I et tome 2 H. Rietchel W. Raiss.
 - Chauffage et climatisation
Belia khowski
 - Régulation automatique industriel
D.P. Eckmann.
 - Elaboration du modèle mathématique et commande optimale par
calculateur numérique d'un échangeur thermique pilote.
Gérard GILLES. thèse. Docteur ès-sciences physiques.
 - Le calcul technique concernant l'état de l'air sur la base
du diagramme i,x de Mellier .
Professeur Werner Heussler
 - Recherche des éléments et du système de commande de la
climatisation . I.T.C. IODZ . 1975.
Z. BARSKI. et les autres
- Article:
- Système de régulation automatique réduisant au minimum la
consommation d'énergie dans les installations de climatisation.

Annexe 1

a/ Expressions des Gains des fonctions de transfert

$$\left[\frac{\theta_{as}}{\theta_{ae}} \right]_0 = \frac{\beta(1-\alpha)}{1-\alpha\beta} \left\{ 1 - 0,4\gamma \frac{(1+\beta-2\alpha\beta)}{(1-\alpha\beta)^2} \frac{[K_c]_0}{[h_c]_0} \frac{a_{pf}[K_f]_0}{[a_{pa}[K_a]_0 + a_{pf}[K_f]_0]} \cdot \frac{[(\theta_{ae})_0 - (\theta_{fe})_0]}{[2m + [(\theta_{ae})_0 + (\theta_{as})_0]} \right\}$$

$$\left[\frac{\theta_{as}}{\theta_{fe}} \right]_0 = \frac{(1-\beta)}{(1-\alpha\beta)} \left\{ 1 - 0,4\beta\gamma(1-\alpha) \frac{(2-\alpha-\alpha\beta)}{(1-\alpha\beta)^2} \frac{[K_f]_0}{[h_f]_0} \frac{a_{pa}[K_a]_0}{[a_{pa}[K_a]_0 + a_{pf}[K_f]_0]} \cdot \frac{[(\theta_{ae})_0 - (\theta_{fe})_0]}{[2m + [(\theta_{fe})_0 + (\theta_{fs})_0]} \right\}$$

$$\left[\frac{\theta_{fs}}{\theta_{ae}} \right]_0 = \frac{\alpha(1-\beta)}{(1-\alpha\beta)} \left\{ 1 + 0,4\beta\gamma \frac{(1-\alpha)(1+\beta-2\alpha\beta)}{1-\beta} \frac{[K_c]_0}{[h_c]_0} \frac{a_{pf}[K_f]_0}{[a_{pa}[K_a]_0 + a_{pf}[K_f]_0]} \cdot \frac{[(\theta_{ae})_0 - (\theta_{fe})_0]}{[2m + [(\theta_{ae})_0 + (\theta_{as})_0]} \right\}$$

$$\left[\frac{\theta_{fs}}{\theta_{fe}} \right]_0 = \frac{(1-\alpha)}{1-\alpha\beta} \left\{ 1 + 0,4\beta\gamma \frac{(2-\alpha-\alpha\beta)}{(1-\alpha\beta)^2} \frac{[K_f]_0}{[h_f]_0} \frac{a_{pa}[K_a]_0}{[a_{pa}[K_a]_0 + a_{pf}[K_f]_0]} \cdot \frac{[(\theta_{ae})_0 - (\theta_{fe})_0]}{[2m + [(\theta_{fe})_0 + (\theta_{fs})_0]} \right\}$$

$$\left[\frac{\theta_{as}}{V_a} \right]_0 = \frac{\beta}{(1-\alpha\beta)^2} \frac{[(\theta_{ae})_2 - (\theta_{fe})_0]}{[V_a]_0} \left\{ (1-\alpha) \cdot L \left[a_2 - 0,8 \frac{[K_c]_0}{[h_c]_0} \frac{a_{pf}[K_f]_0}{[a_{pa}[K_a]_0 + a_{pf}[K_f]_0]} \cdot (a_a - a_f) \right] - \alpha(1-\beta) \right\}$$

$$\left[\frac{\theta_{as}}{V_f} \right]_0 = \frac{-\beta}{(1-\alpha\beta)^2} \frac{[(\theta_{ae})_0 - (\theta_{fe})_0]}{[V_f]_0} \left\{ (1-\alpha) \cdot L \left[a_f + 0,8 \frac{[K_f]_0}{[h_f]_0} \cdot \right. \right.$$

$$\left. \frac{a_{pa}[K_a]_0}{[a_{pa}[K_a]_0 + a_{pf}[K_f]_0]} (a_a - a_f) \right] - \alpha(1-\beta) \right\}$$

$$\left[\frac{\theta_{fs}}{V_a} \right]_0 = \frac{\alpha}{[1-\alpha\beta]^2} \frac{[(\theta_{ae})_0 - (\theta_{fe})_0]}{[V_a]_0} \left\{ 1 - \beta - \beta(1-\alpha) \cdot L \left[a_a - a_f \frac{[K_c]_0}{[h_c]_0} \frac{a_{pf}[K_f]_0}{[a_{pa}[K_a]_0 + a_{pf}[K_f]_0]} (a_a - a_f) \right] \right\}$$

$$\left[\frac{\theta_{fs}}{V_f} \right]_0 = \frac{-\alpha}{(1-\alpha\beta)^2} \frac{[(\theta_{ae})_0 - (\theta_{fe})_0]}{[V_f]_0} \left\{ 1 - \beta - \beta(1+\alpha) \cdot L \left[a_f + 0,8 \frac{[K_f]_0}{[h_f]_0} \frac{a_{pa}[K_a]_0}{[a_{pa}[K_a]_0 + a_{pf}[K_f]_0]} (a_a - a_f) \right] \right\}$$

b/ Les expressions des 4 Gains: G_1, G_2, G_{21}, G_2 .

$$G_1 = \left[\frac{\theta_{as}}{D_f} \right]_0 = \frac{-\beta \cdot [L\theta_{ae}]_0 - [\theta_{fe}]_0}{(1-\alpha\beta)^2 [D_f]_0} \left\{ (1-\alpha) \cdot L \cdot [a_f + 0,8 \frac{[K_f]_0}{[h_f]_0} \times a_{po} [K_a]_0] \right. \\ \left. \frac{(a_a - a_f)}{[h_f]_0 \cdot [a_{pa} [K_a]_0 + a_{pf} [K_f]_0]} \right\} - \alpha(1-\beta)^2$$

$$G_{12} = \left[\frac{Y_{as}}{D_f} \right]_0 = \frac{-0,24 \cdot P \cdot \left[\frac{\theta_{as}}{D_f} \right]_0 \cdot \frac{1}{[D_f]_0} + \frac{P \cdot i}{[D_f]_0}}{\left[\frac{\theta_{as}}{D_f} \right]_0 \cdot [0,622 \cdot P_s \times 0,46 - P_s \cdot 0,24] + \frac{(0,622 \times 0,79 + i) P_s}{[D_f]_0}}$$

$$G_{21} = \left[\frac{\theta_{as}}{D_a} \right]$$

$$= \frac{\beta [L\theta_{ae}]_0 - [\theta_{fe}]_0}{(1-\alpha\beta)^2 [D_a]_0} \left\{ (1-\alpha) \cdot L \cdot [a_a - 0,8 \frac{[K_a]_0}{[h_a]_0} \times a_{pf} [K_f]_0 \cdot (a_a - a_f)] \right. \\ \left. - \alpha(1-\beta)^2 \right\}$$

$$G_2 = \left[\frac{Y_{as}}{D_a} \right]_0 = \frac{-0,24 \cdot P \cdot \left[\frac{\theta_{as}}{D_a} \right]_0 \cdot \frac{1}{[D_a]_0} + \frac{P \cdot i}{[D_a]_0}}{\left[\frac{\theta_{as}}{D_a} \right]_0 \cdot [0,622 \cdot P_s \times 0,46 - P_s \times 0,24] + \frac{(0,622 \cdot 0,79 + i) P_s}{[D_a]_0}}$$

Annexe 2:

Expression des coefficients des polynomes A(p) et B(p)

$$A_1(p) = a_{11}(p + a_{10})$$

$$B_1(p) = b_{12}(p + b_{11})(p + a_{10})$$

$$A_2(p) = p^2 + a_{21}p + a_{20}$$

$$B_2(p) = p^3 + b_{22}p^2 + b_{21}p + b_{20}$$

$$A_3(p) = a_{20}$$

$$B_3(p) = b_{31}(p + b_{11})$$

$$A_4(p) = a_{42}(a_{41}p + a_{40})$$

$$B_4(p) = a_{42}(p + b_{11})(b_{41}p + b_{40})$$

$$A_5(p) = a_{42}(a_{51}p + a_{50})$$

$$B_5(p) = a_{42}(p + b_{11})(b_{51}p + b_{50})$$

$$A_6(p) = a_{62}(a_{51}p + a_{60})$$

$$B_6(p) = b_{61}(p + b_{11})$$

$$A_7(p) = a_{70}$$

$$B_7(p) = a_{62}(p + b_{11})(b_{71}p + b_{70})$$

$$a_{11} = [V_d]_0$$

$$a_{10} = a_{p0}[K_e]_0 + a_{pf}[K_f]_0$$

$$a_{21} = a_{10} + a_{op}[K_c]_0$$

$$a_{20} = a_{op}[K_a]_0 \cdot a_{pf}[K_f]_0$$

$$a_{42} = 0,4 \cdot \frac{(1-\alpha)}{(1-\alpha \cdot \beta)} \cdot a_{62}$$

$$a_{41} = \frac{(1+\beta-2\alpha \cdot \beta)}{[2m + [\theta_{ae}]_0 + [\theta_{as}]_0]} \cdot a_e \frac{[K_a]_0}{[h_a]_0} \cdot [V_a]_0$$

$$a_{40} = a_{41} \cdot a_{pf}[K_f]_0 + \frac{\alpha(1-\beta)}{[2m + [\theta_{fe}]_0 + [\theta_{fs}]_0]} \cdot a_f \cdot \frac{a_{20}}{a_{fp}[b_{fp}]_0} [V_f]_0$$

$$a_{51} = \frac{(1-\beta)}{(1+\beta-2\alpha \cdot \beta)} \cdot a_{41}$$

$$a_{50} = \frac{(1-\beta-\alpha \cdot \beta)}{[2m + [\theta_{fe}]_0 + [\theta_{fs}]_0]} \cdot a_f \cdot \frac{a_{20}}{a_{fp}[h_{fp}]_0} [V_f]_0 + a_{51} \cdot a_{pf}[K_f]_0$$

$$a_{61} = \frac{\delta}{L} - 0,8(1-d) a_e \cdot \frac{[K_a]_0}{[h_a]_0}$$

$$a_{60} = \frac{\delta}{L} \cdot a_{10} - 0,8(1-d) a_e \cdot \frac{[K_a]_0}{[h_a]_0} \cdot a_{pf} [K_f]_0$$

$$a_{70} = 0,8(1-d) \cdot a_{60} \cdot a_f \cdot \frac{a_{e0}}{a_{fp} [h_f]_0}$$

$$b_{12} = [V_f]_0$$

$$b_{11} = a_{ef} [h_f]_0$$

$$b_{22} = a_{10} + a_{fp} [K_f]_0 + [a_{ef} + a_{fe}] \cdot [h_f]_0$$

$$b_{21} = (a_{ef} + a_{fe}) \cdot [h_f]_0 \cdot a_{10} + a_{fp} [K_f]_0 \cdot [a_{pa} [K_c]_0 + a_{ef} [h_f]_0]$$

$$b_{31} = a_{pa} [K_c]_0 \cdot a_{fp} [K_f]_0$$

$$b_{20} = b_{31} \cdot b_{11}$$

$$b_{41} = \frac{\alpha(1-\beta)}{[2m + (\theta_{fe})_0 + (\theta_{fs})_0]} \cdot a_f \cdot \frac{[K_f]_0}{[h_f]_0} [V_f]_0$$

$$b_{40} = b_{41} \cdot a_{pa} [K_c]_0 + \frac{(1+\beta - 2d\beta)}{[2m + (\theta_{ae})_0 + (\theta_{as})_0]} \cdot a_e \cdot \frac{b_{31}}{a_{ap} [h_a]_0} \cdot [V_a]_0$$

$$b_{51} = \frac{(2-d-d\beta)}{\alpha(1-\beta)} \cdot b_{41}$$

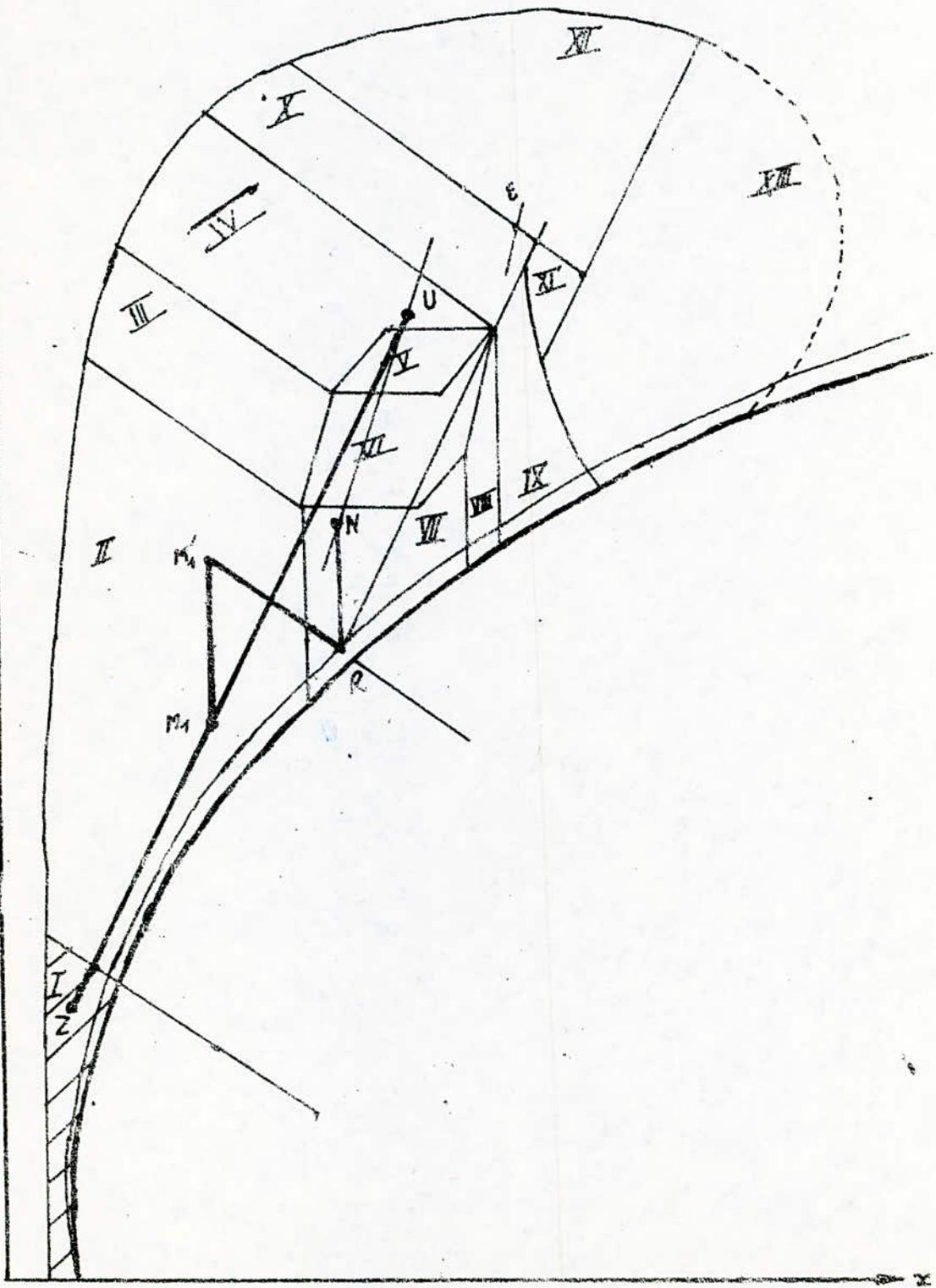
$$b_{50} = b_{51} \cdot a_{pa} [K_c]_0 + \frac{(1-\beta)}{[2m + (\theta_{ae})_0 + (\theta_{as})_0]} \cdot a_e \cdot \frac{b_{31}}{a_{ap} [h_a]_0} [V_a]_0$$

$$b_{61} = 0,8(1-d) \cdot a_{60} \cdot a_e \cdot \frac{b_{31}}{a_{ap} [h_a]_0}$$

$$b_{71} = \frac{\delta}{L} - 0,8(1-d) \cdot a_f \cdot \frac{[K_f]_0}{[h_f]_0}$$

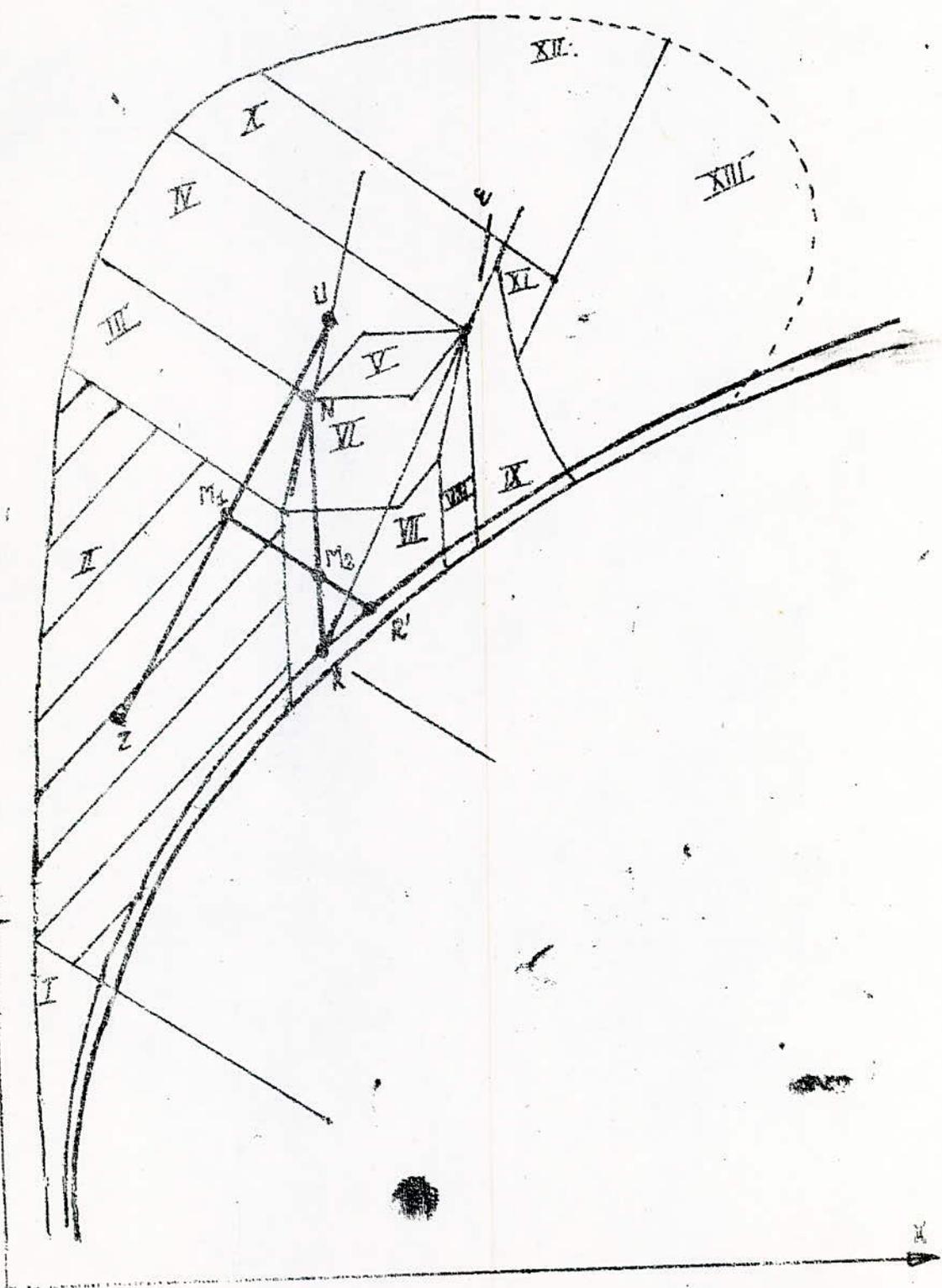
$$b_{70} = \frac{\delta}{L} \cdot a_{10} - 0,8(1-d) \cdot a_f \cdot \frac{b_{31}}{a_{fp} [h_f]_0}$$

θ : température



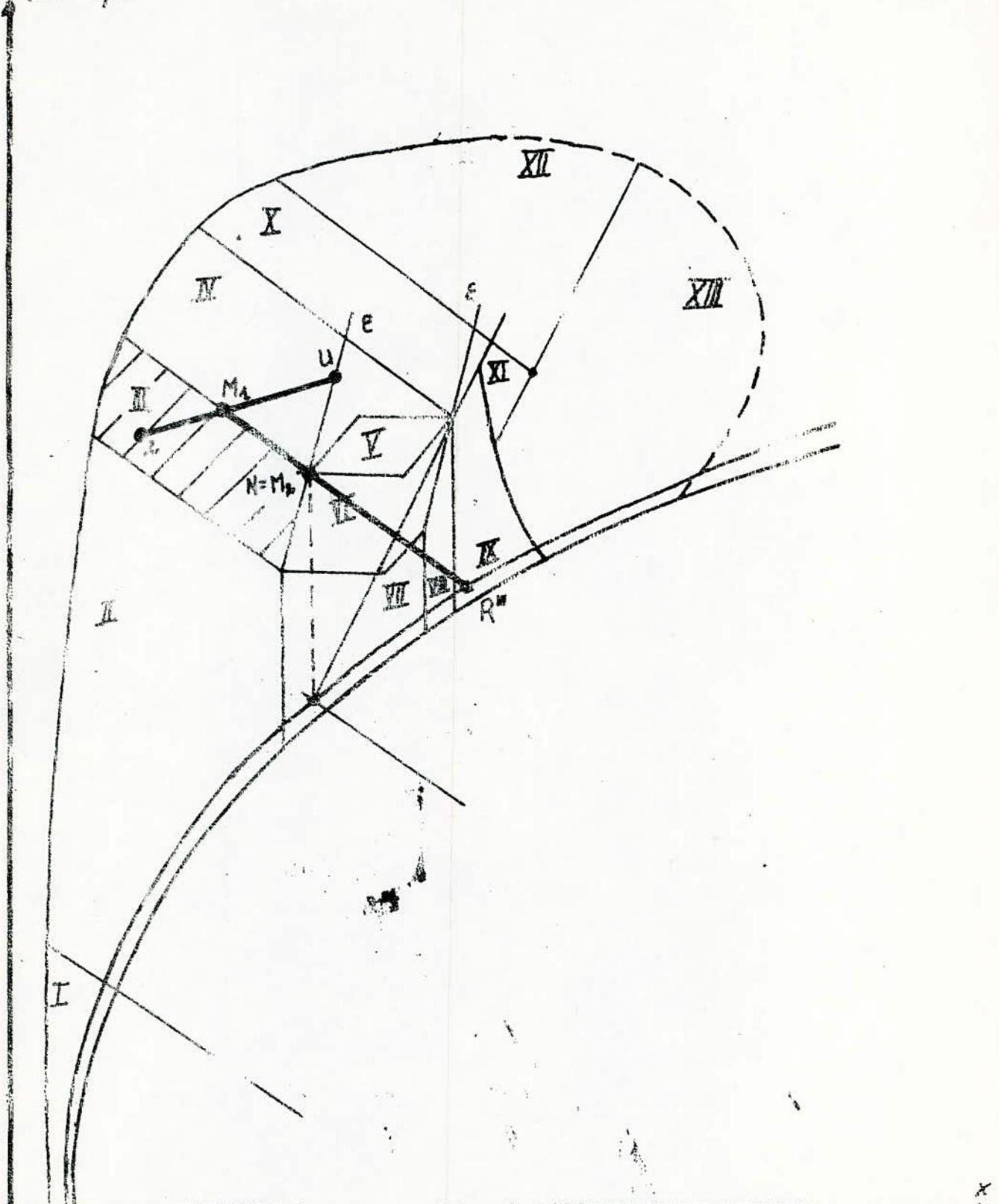
fonctionnement de la zone I

θ : température.

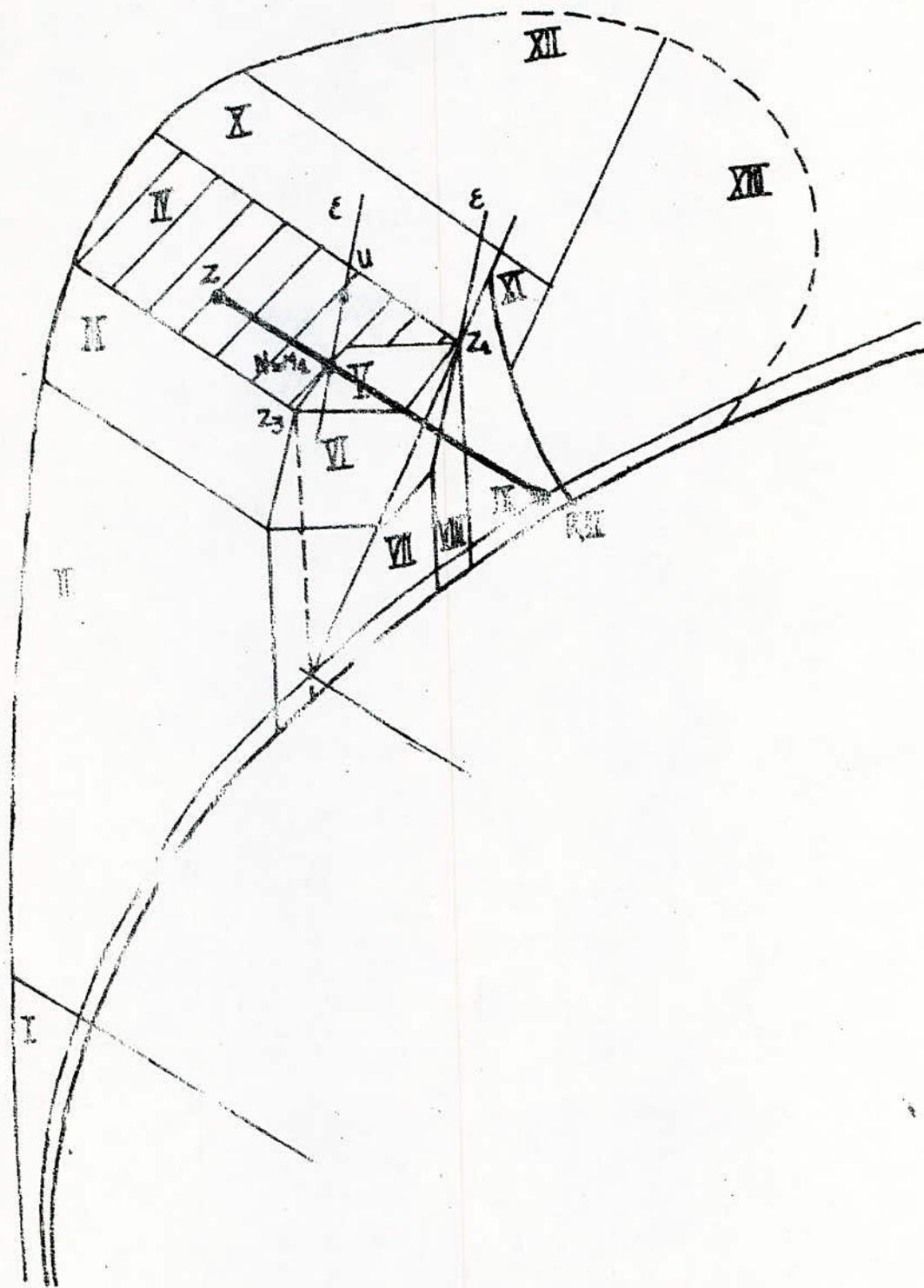


Précisément de la zone II.

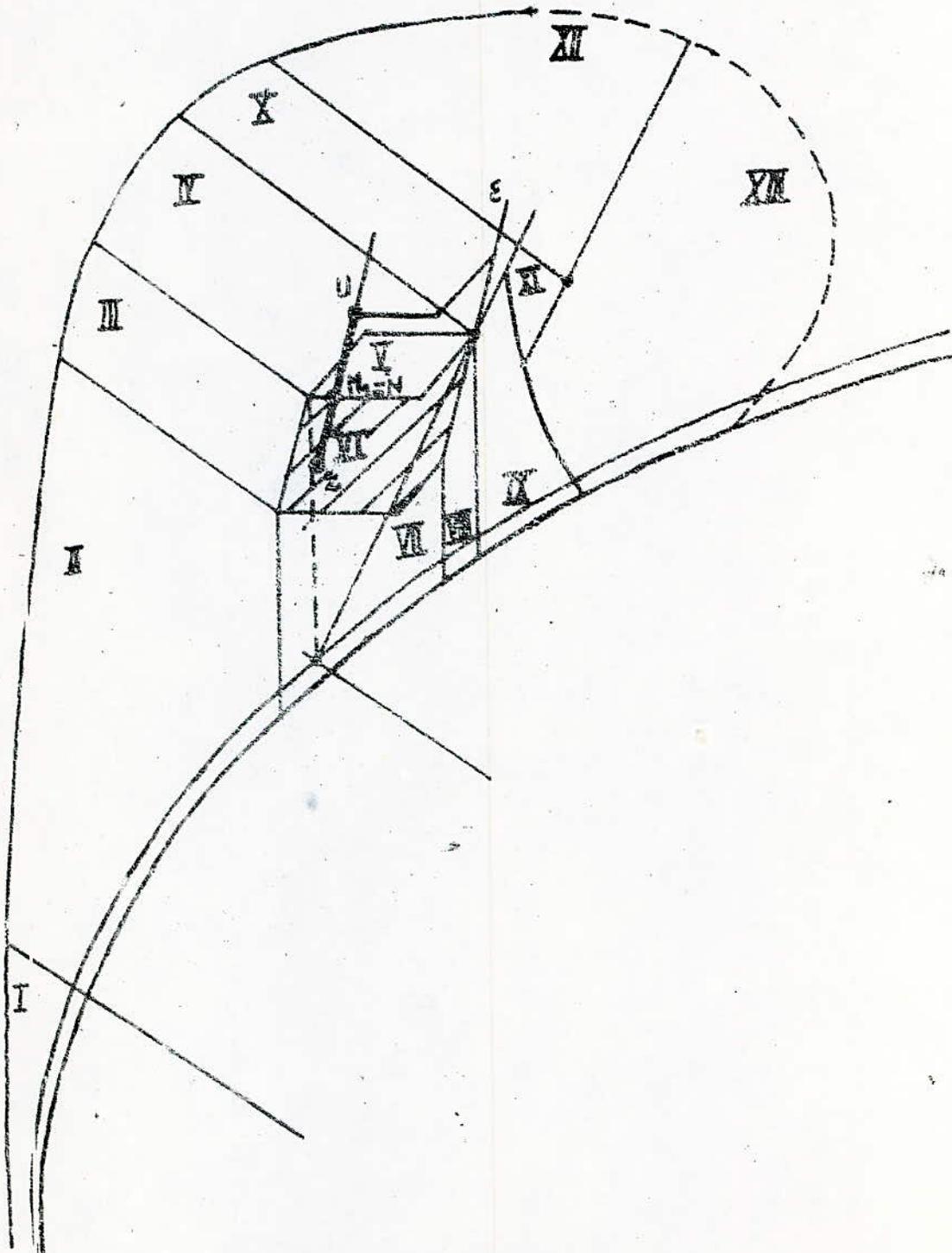
P. tempérament



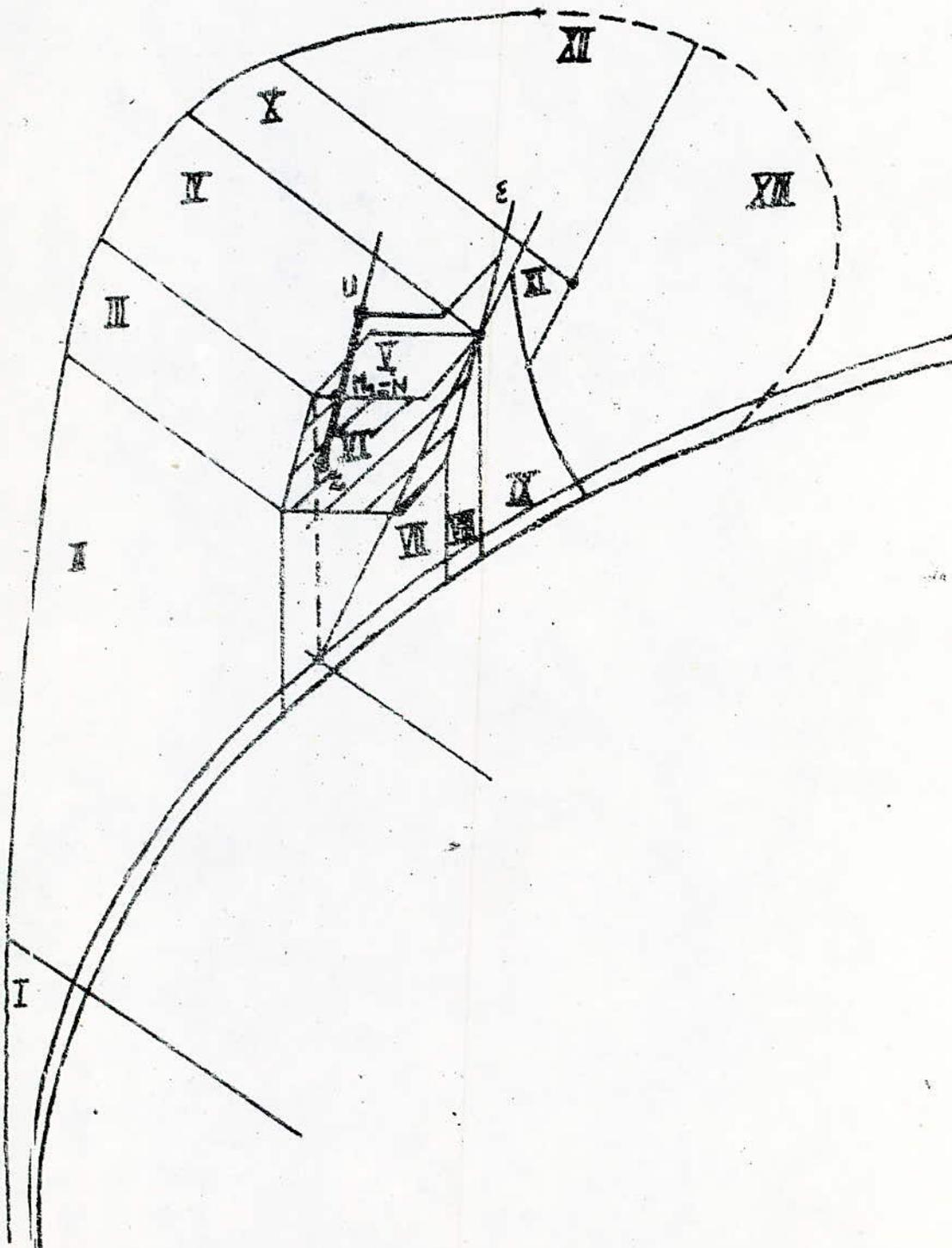
fonctionnement de la zone III



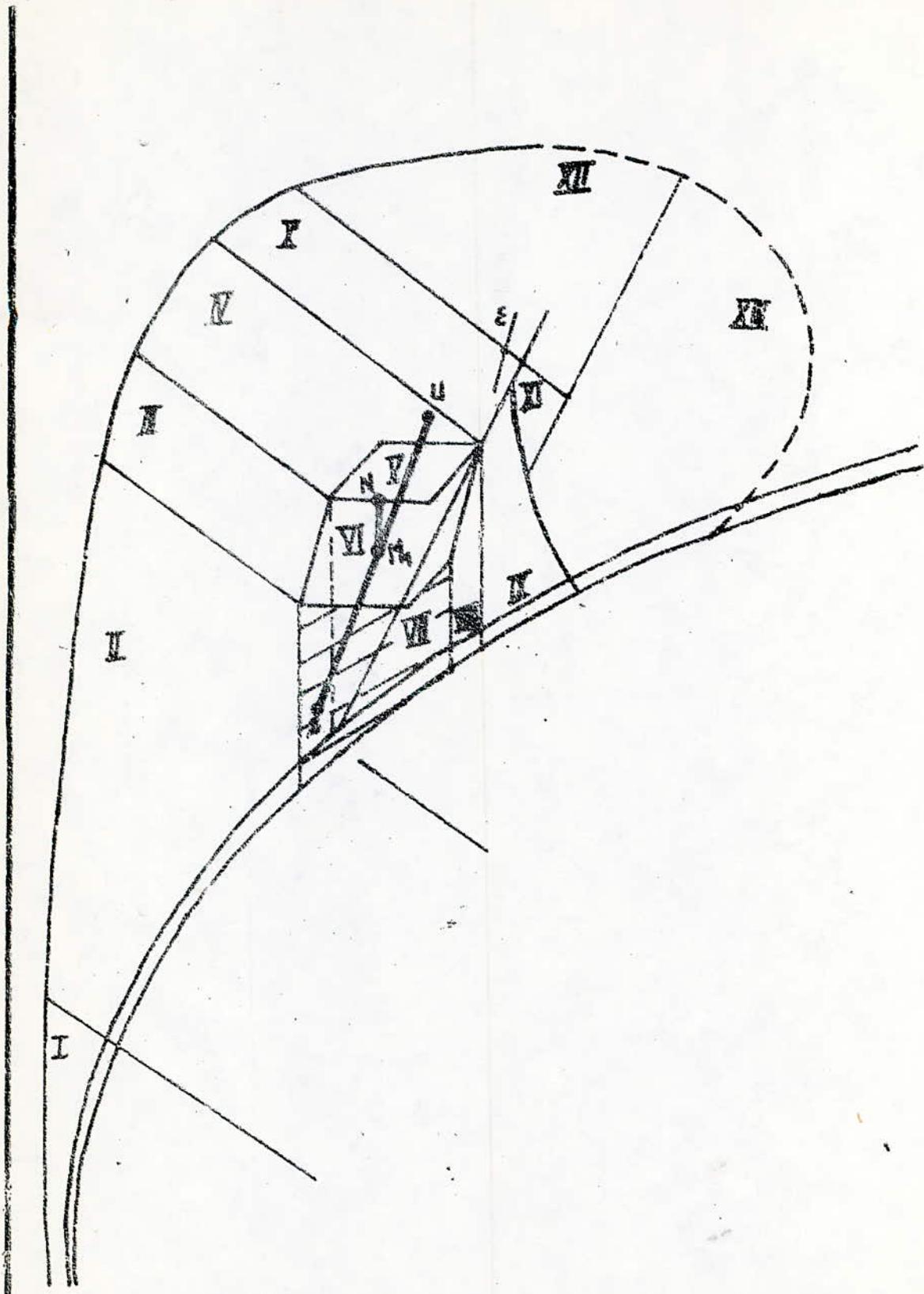
fonctionnement dans la zone IV.



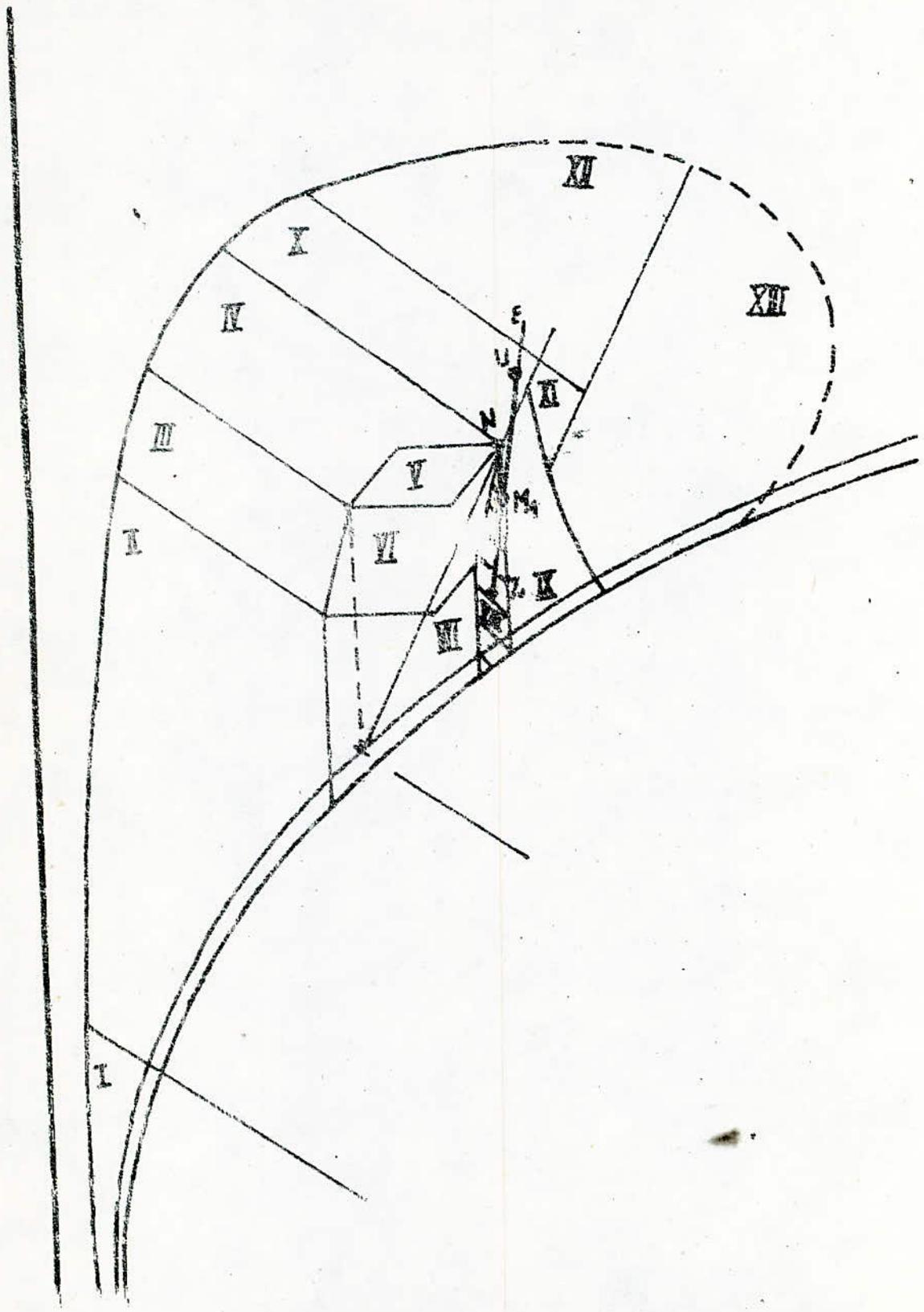
fonctionnement dans la zone VI



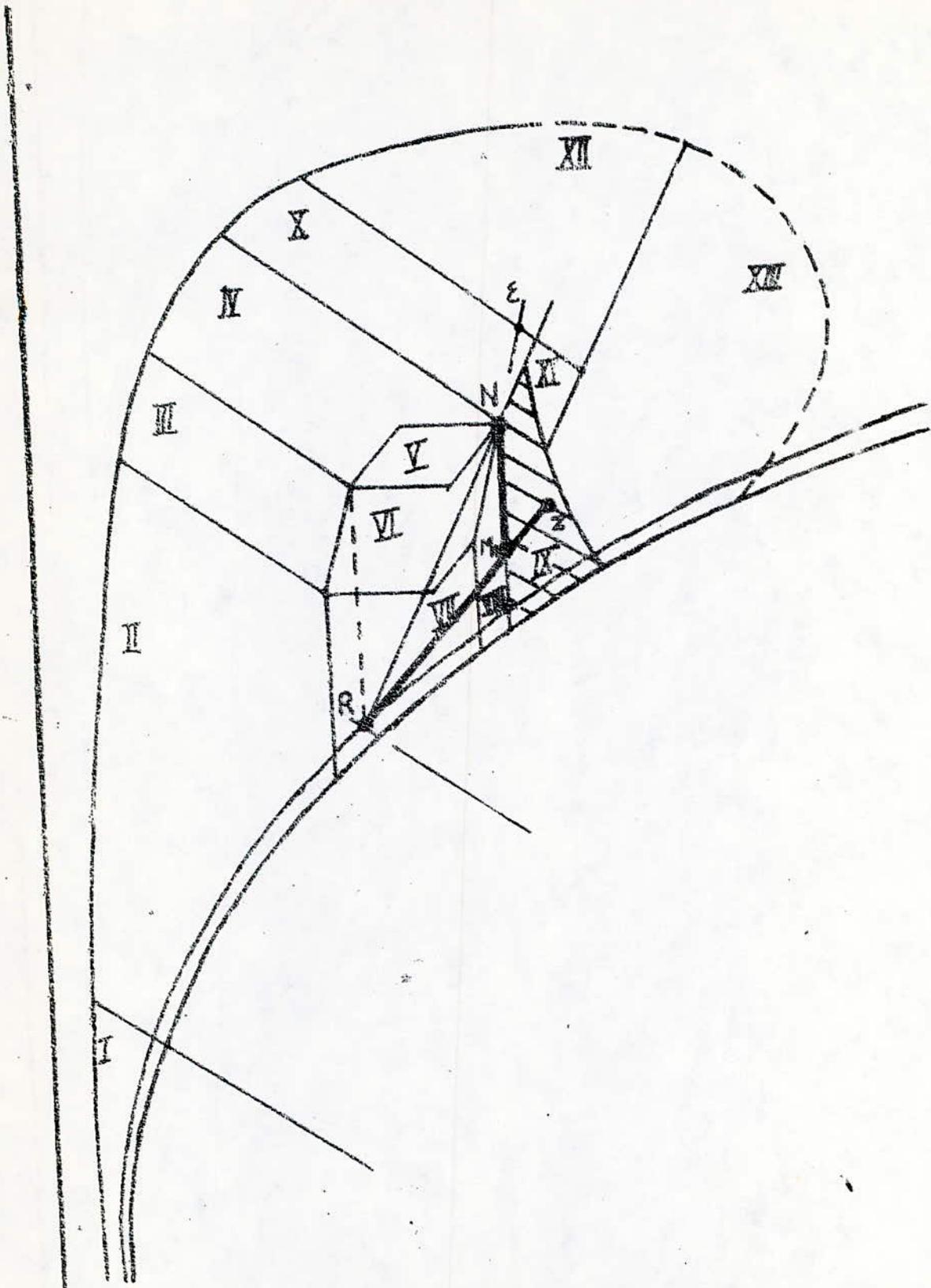
fonctionnement dans la zone VI



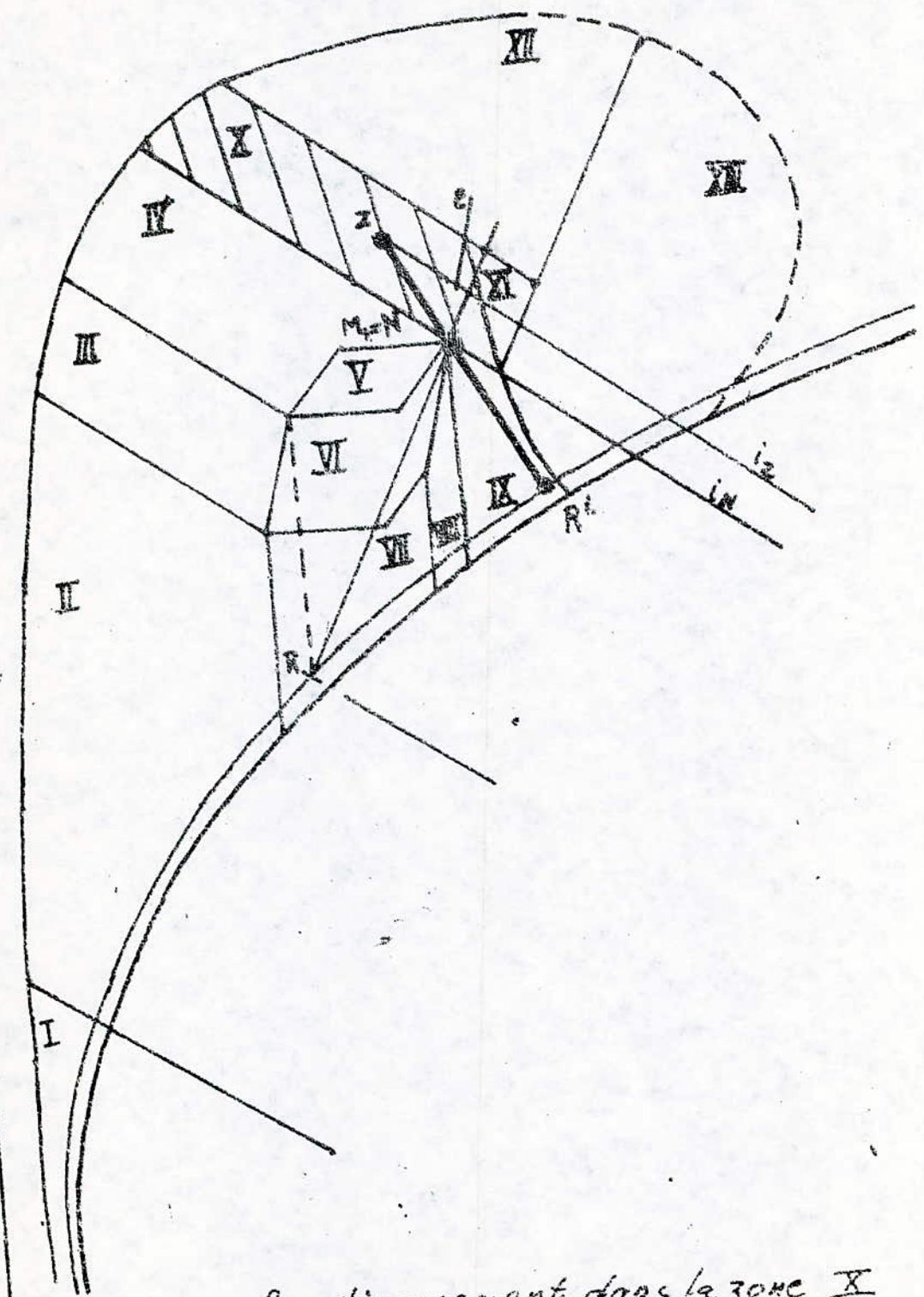
fonctionnement dans la zone VII



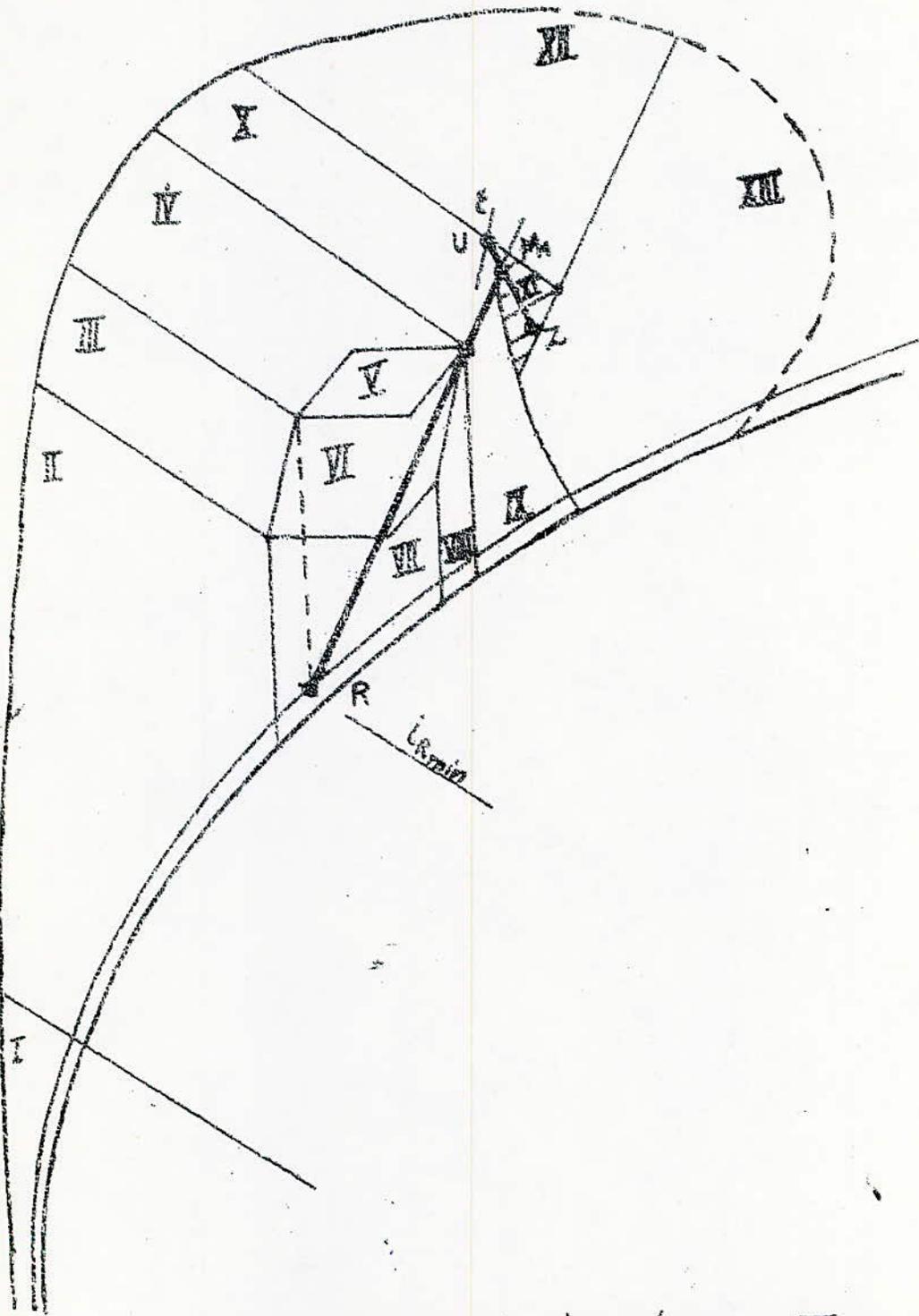
et dans la zone VIII



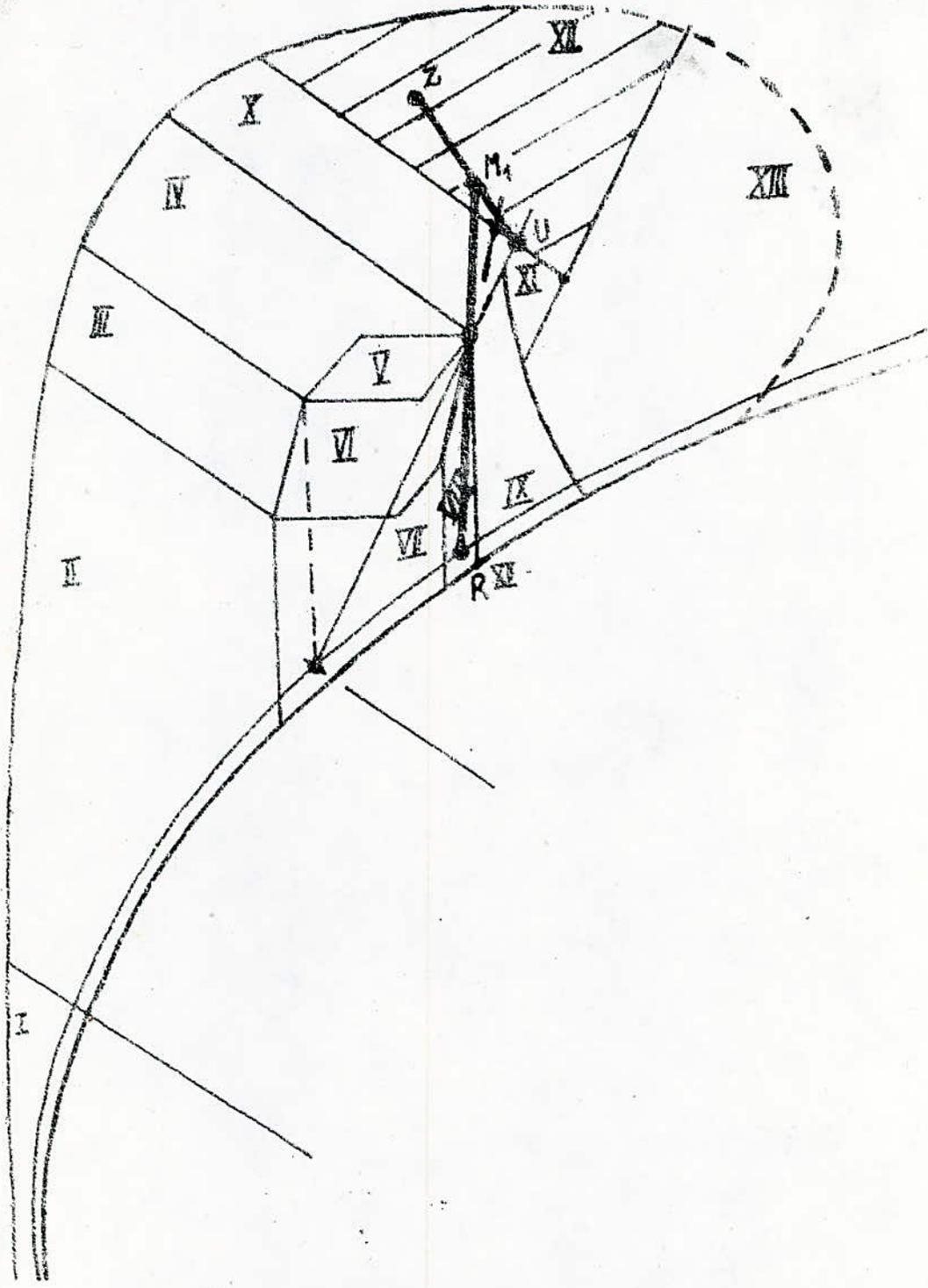
fonctionnement dans la zone IX



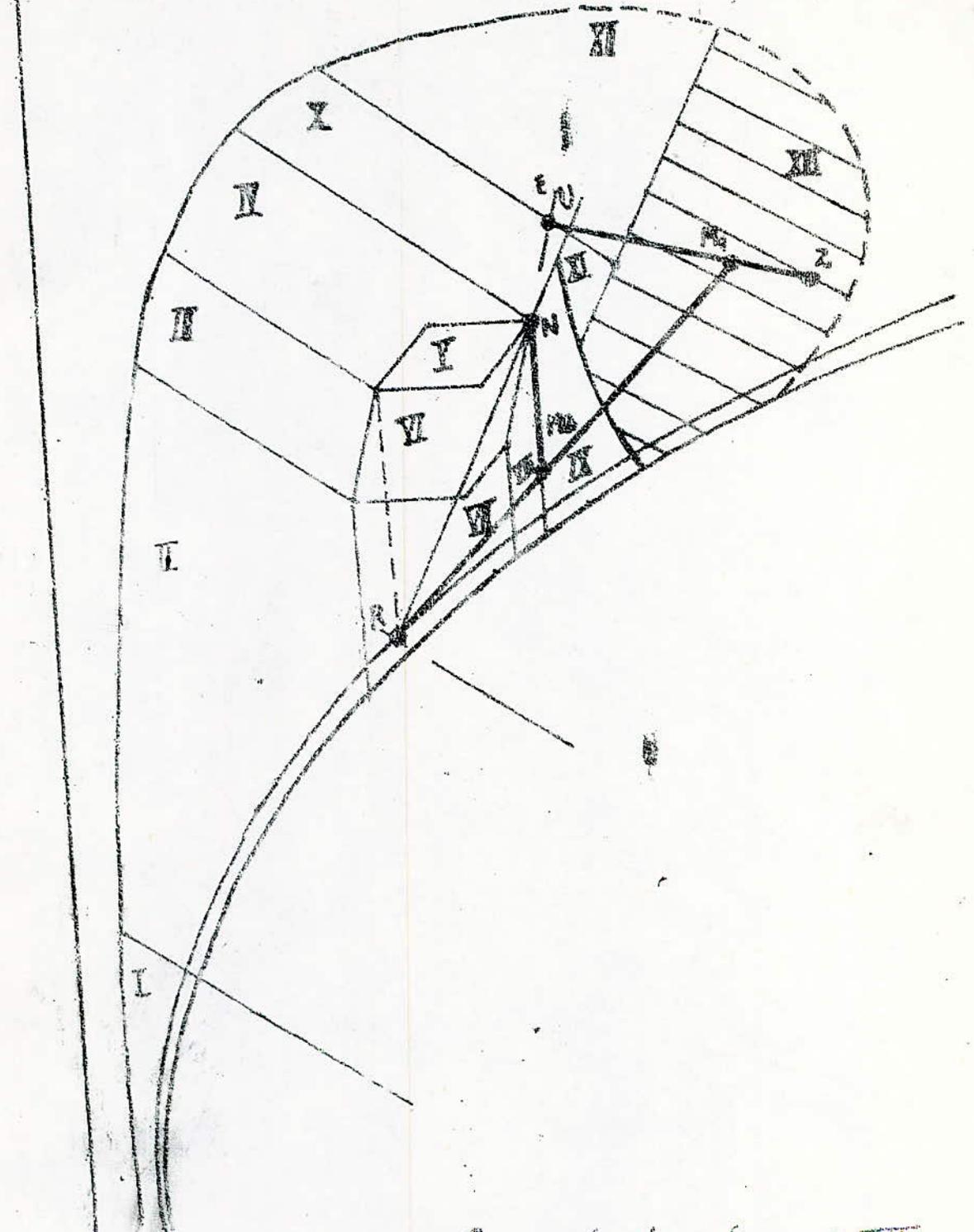
fonctionnement dans la zone X



fonctionnement dans la zone XI



fonctionnement dans la zone XII



fonctionnement dans la zone III

