

وزارة التعليم و البحث العلمي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : Genie Mecanique

المكتبة الوطنية المتعددة اللغويات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

ETUDE DYNAMIQUE
D'UN ACTIONNEUR
PNEUMATIQUE

Proposé Par :

Etudié par :

Dirigé par :

Mr: Madani

Mr: Guermache : A

Mr: Madani

PROMOTION : Juin 1988

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم و البحث العلمي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : Genie Mecanique

المكتبة الوطنية للدراسات التطبيقية
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

ETUDE DYNAMIQUE
D'UN ACTIONNEUR
PNEUMATIQUE

Proposé Par :

Etudié par :

Dirigé par :

M: Madani

M: Guermache : A

M: Madani

PROMOTION : Juin 1988

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

وَلَا تُكَلِّمُوا
مَنْ يَكْفُرُ
بِأَيْمَانِهِ
وَأَنْتُمْ
تَعْلَمُونَ
أَنَّ اللَّهَ
يَعْلَمُ
سِرَّهُمْ
وَمَنْ يَكْفُرُ
بِأَيْمَانِهِ
وَأَنْتُمْ
تَعْلَمُونَ

صِدْقٌ وَأَمَلٌ وَرِجْوَى

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier et à
exprimer ma vive reconnaissance envers
toutes les personnes qui ont rendue possible
l'élaboration de ce projet.

Je remercie Monsieur "MAVANI" mon
promoteur pour l'avoir lu et corrigé,
pour m'avoir guidé et Conseillé.

Enfin je remercie tous les professeurs
qui ont contribué à ma formation
d'ingénieur, en particulier ceux du
département génie mécanique

Guermache Azeddine.

DEDICACES

A mes chers parents,

*. Qui se sont sacrifiés pour me faire attein-
- née ce but*

*A mes frères. Abdelhak, Youcef, Omar,
Rachid, Salah et Soure. Ezzine;*

à mon neveu Hamza et ma nièce Amina :

- A toute ma famille .

*A tous ceux qui ne tolèrent vivre que dans
l'intégrité et le respect de leur personnalité.
musulmane.*

*A tous ceux qui se devouent dans la
sincérité et la modestie à la concrétisation
d'une société saine, équilibrée et prospère
Je dédie ce modeste travail.*

Guermache Ezzine.

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة
BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

Ministere de l'enseignement superieur

Ecole Nationale Polytechnique

Departement : Génie Mécanique

Promoteur : M^r MADANI

Elève Ingénieur : Guermache AZEDDINE

وزارة التعليم العالي

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

فرع الهندسة الميكانيكية

الموجه : السيد / مدني

الطالب المهندس : قمران عز الدين

(الموضوع) : دراسة ديناميكية لضغط هوائي .

المغزى : يمثل هذا المشروع ، دراسة ديناميكية لضغط هوائي غير مخمد ومفعولين ، وتطبق هذه الدراسة أيضا على الضواغط الخمدة خارجيا ضمن المجال الممتد من نقطة الى نقطة الى نقطة التماس بين المخمد وعمود المكبس .

Sujet : Etude Dynamique D'un Actionneur Pneumatique .

Resumé : Ce projet consiste de faire une étude

Dynamique d'un verin pneumatique a double effet non amorti , qui est valable pour les verins amortis de l'exterieur a l'instant du demarage jusqu'au contact tige - amortisseur .

Subject : A Dynamic study of pneumatic operator .

Abstract : This Work Consists in a dynamic study of an undamped pneumatic jack with a double effet , that be applied to the damped external jacks at the starting time of the jack to contact rod - damper

SOMMAIRE



CH. I.	Introduction.	
I.1	Generalités	1
I.1.1	L'air comprimé dans L'industrie.	1
I.1.2	L'air comprimé dans les ateliers de production	2
I.1.3	L'air comprimé sur les chantiers.	2
I.1.4	L'air comprimé dans les engins mobiles.	2
I.1.5	L'air comprimé chargé d'eau.	3
I.2	Presentation du Sujet.	4
I.3	Definitions et fonctionnement du systeme.	4
I.3.1	Generalités sur les verins.	4
I.3.2	verin à double effet (Description - fonctionnement)	5
I.3.3	Distributeurs (Description - fonctionnement)	9
I.3.4	Verins équipés de capteurs pneumatiques	13
I.3.5	Partie Commande.	15
I.3.6	fonctionnement de l'ensemble du système.	16
CH. II	Traitement de l'air Comprimé.	19
II.1	Filter à air (Description - fonctionnement)	21
II.2	Les purges automatiques (Description - fonctionnement)	22
II.3	Les Lubrificateurs (Description - fonctionnement)	24
II.4	Les regulateurs de pressions (Description - fonctionnement)	25
CH III	Caracteristiques du verin pneumatique.	27
III.1	Taux de charge.	29

III.2.	calcul de l'épaisseur de la paroi du cylindre.	29
III.3.	Calcul de la température de l'air.	30
III.4.	Consommation d'air.	32
III.5.	Dimensionnement de la tuyauterie	33
III.6.	Matériaux de construction employés	34
III.7.	Les problèmes d'étanchéités.	36
CH. IV.	Equations générales de la dynamique des gaz.	
IV.1.	Influence de la compressibilité en mécanique des fluides	38
IV.2.	Equations générales	39
IV.2.1.	Principe de conservation de la masse.	39
IV.2.2.	Principe de conservation de la quantité de mouvement	40
IV.2.3.	Principe de conservation de l'énergie	40
IV.2.4.	Equation d'état du fluide	41
IV.3.	Théorème d'HUGONNIOT	42
IV.4.	Relation de BARRÉ SAINT VENANT	44
IV.5.	L'existence d'une limite supérieure pour la vitesse d'écoulement	45
IV.6.	Caractéristique de l'état critique	46
IV.7.	Débit en masse de la canalisation.	46
CH V	Etude Dynamique du verin pneumatique	
V.1.	Schéma général du système	50
V.2.	Mise en évidence des équations caractéristiques du verin.	50

ch VI

Resultats et interpretations graphiques

VI. 1	- Organigramme.	62
VI. 2	- Tableau des valeurs	63
VI. 3	- Tracer des Courbes .	65
VI. 4	- Courbe de la chambre motrice - P_1 -	66
VI. 5	- Courbe de la Contre Chambre - P_2 -	67
VI. 6	- Courbe du déplacement - X -	68
VI. 7	- Courbe de la vitesse - V -	68
VI. 8	- Courbe d'accélération - \ddot{x} ou bien $S.D.E.R.$ -	69
VI. 9	- Courbe de la force - $F_a(t)$ -	69
VI. 10	- Conclusion	71

Anexe.

	- Notions d'algebre de boole et fonctions Logiques.	
1.	Definitions	72
2.	Technologie des fonctions Logiques .	73
3.	Mise en oeuvre de ces fonctions	81
4.	Propriétés d'algebre de boole.	82
5.	Relations Logiques caracteristiques.	82
6.	Regle de Complementation	83

Chapitre I

I. Introduction.

I.1 Generalites

I.1.1. L'AIR COMPRIMÉ DANS L'INDUSTRIE

C'est à partir de l'année 1800 que, pour différents travaux (MINES, FORGE, E.T.C....) l'air comprimé remplace progressivement la vapeur qui présente l'inconvénient de se refroidir lorsqu'on la transporte sur de longues distances.

En 1857 l'air comprimé a été utilisé pour la réalisation des tunnels tel que le tunnel du mont CENIS "FRANCE", et en 1880, WISTINGHOUSE invente les freins à air comprimé.

Depuis les applications de l'air comprimé se développent dans des domaines variés.

Outre ces applications industrielles, l'air comprimé est utilisé sur les chantiers et sur les engins mobiles.

I.1.2. L'AIR COMPRIMÉ DANS LES ATELIERS DE PRODUCTIONS

Désormais, tout nouvel atelier se trouve équipé d'un réseau d'air comprimé: dans l'usine, l'air comprimé est disponible tout comme l'électricité.

I.1.3. L'AIR COMPRIMÉ SUR LES CHANTIERS:

Sur les chantiers de travaux publics, de mine, de carrière, ... l'air comprimé est indispensable pour les marteaux piqueurs et pour les perforatrices à percussions destinées à réaliser les trous de mine.

Distribué en réseau dans les mines, ou produit par un compresseur mobile sur les chantiers, l'air comprimé peut alors être utilisé à de nombreuses autres tâches.

Chargement, transport par bande, ventilation dans les mines, distributions, et vibration du béton sur les chantiers.

I.1.4 L'AIR COMPRIMÉ DANS LES ENGINES MOBILES:

Sur les trains et les poids lourds, l'air comprimé sert avant tout au freinage: en effet, il permet d'amplifier l'action du conducteur sur le frein et de la transmettre aux vérins de freinage près des roues.

Sur les navires, cargos, remorqueurs, ... l'air comprimé assiste la barre, alimente les démarreurs .../...

... de moteurs de propulsions, les treuils de sechar-
-gement et d'ancrage, ETC....

Lorsqu'un engin mobile est ainsi équipé d'un
Compresseur, on met à profit l'air comprimé disponible
pour d'autres utilisations; direction assistée sur poids
lourds, ouverture automatique des portes sur autocars
et sur les trains, emploi d'outils pneumatiques porta-
-tifs sur bateaux,...

I.1.5 L'AIR COMPRIMÉ CHARGÉ D'EAU:

L'air contient toujours de la vapeur d'eau, une
fois comprimé, cette eau reste toujours, cela entraîne
des problèmes de corrosion et de durée de vie des appa-
-reils utilisateurs et mérite donc attention.

Donc pour obtenir un bon fonctionnement des
outils pneumatique et de leurs organes de commande
il est indispensable de traiter correctement l'air du
reseau de distribution.

Pour cela on va étudier dans le chapitre II les
différents appareils qui assurent ce traitement.

I.2 Présentation du Sujet

- L'objectif du travail qui m'a été confié est de faire une étude dynamique d'un actionneur pneumatique, en particulier l'étude d'un vérin pneumatique à double effet non amorti.

Donc on ne peut pas aborder ce travail sans connaître le fonctionnement du vérin et des différents éléments qui complètent ce fonctionnement, pour cela il est utile de faire une simple étude relative aux points suivants :

- a) Généralités sur les vérins.
- b) Vérin à double effet
- c) Distributeurs
- d) Capteurs pneumatiques
- e) Partie commande
- f) Fonctionnement de l'ensemble

I.3. Définitions et fonctionnement du système

I.3.1 GÉNÉRALITÉS SUR LES VÉRINS

QU'EST CE QU'UN VÉRIN. ET QUE FAIT IL ?

Le vérin est un organe qui transforme l'énergie d'un fluide sous pression en travail mécanique.

Ce travail peut être produit par un déplacement linéaire ou angulaire, cependant on convient d'appeler moteurs les organes qui fournissent une rotation de plusieurs tours.

Les verins sont généralement constitués par des pièces considérées comme indéformables, qui se déplacent les unes par rapport aux autres.

Cependant il existe des verins constitués par des enveloppes déformables par effet de pression.

Par exemple verins à membranes.

Le plus souvent un verin prend appui sur un bâti et déplace un élément mobile.

Donc les verins sont des organes simples qui sont utilisés chaque fois que le mouvement recherché est un mouvement alternatif.

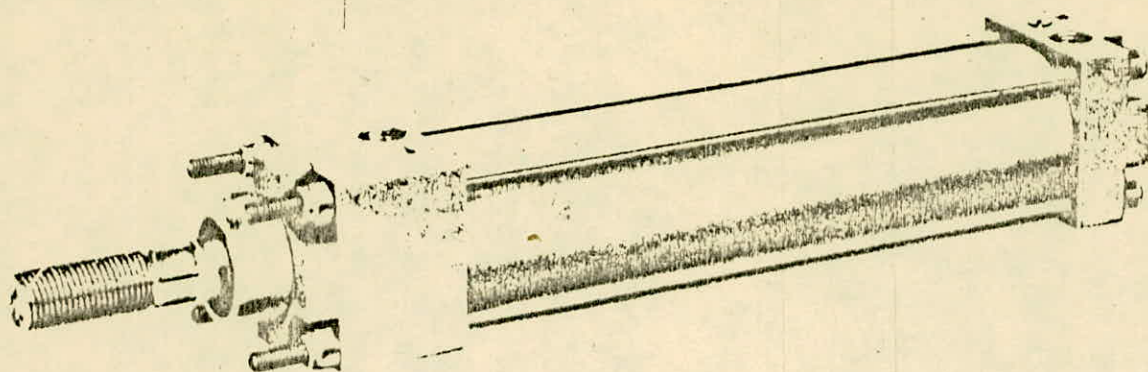
(EX. pousser, tirer, lever, serrer)

I.3.2 VERIN À DOUBLE EFFET

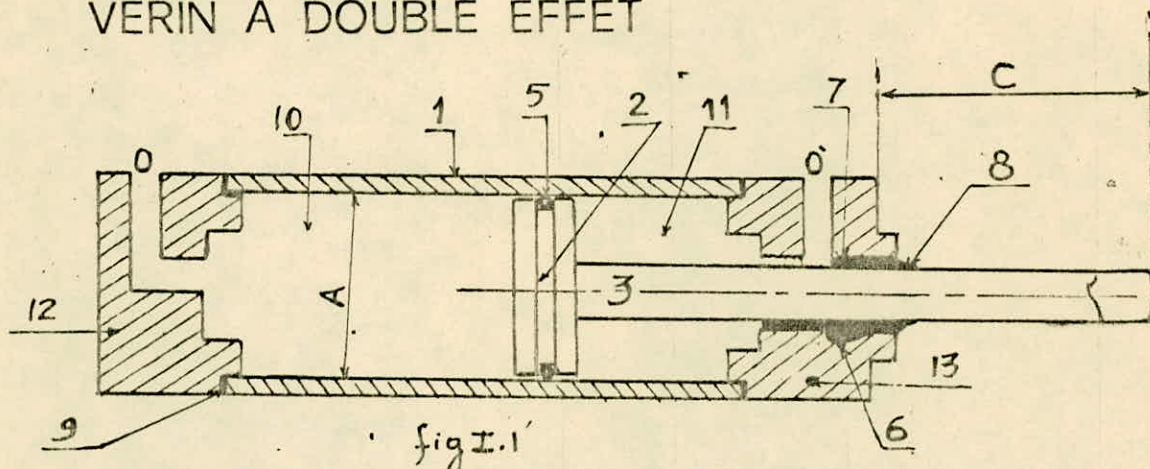
QU'EST CE QU'UN VERIN À DOUBLE EFFET?

C'est un verin dans lequel l'air comprimé agit sur les deux faces du piston.

Il faut nécessairement lorsqu'une chambre du verin



VERIN A DOUBLE EFFET



A	ALésage
C	Course utile
0.0	orifices de raccordement
1	Cylindre
2	Piston
3	Tige de piston
4	extrémité de la tige
5	Joint de piston
6	Bague de friction
7	Joint d'entraînement - tige
8	Joint rad'eur
9	Joints
10	chambre arrière
11	chambre avant
12	fond arrière
13	fond avant

est alimentée et l'autre soit mise à l'échappement.

Ce verin est constitué par :

un ensemble fixe {
- fond arrière
- fond avant
- cylindre

un ensemble mobile {
- piston
- tige

Des orifices permettent de relier les chambres à une interface (distributeur)

FONCTIONNEMENT DU VERIN À DOUBLE EFFET

1). Lorsque la chambre arrière sera reliée à une source d'air comprimé sous pression (la chambre avant étant mise à l'échappement - Pression atmosphérique).

La face arrière du piston sera soumise à un effort F_1 qui sera transmis à l'extérieur par la tige, dans ce cas la tige sort (A^+). L'effort appliqué sur la face arrière est :

$$F_1 [N] = P_1 [Pa] \times S [m^2]$$

et dans la pratique : $F_1 [daN] = P_1 [bar] \times S [cm^2]$

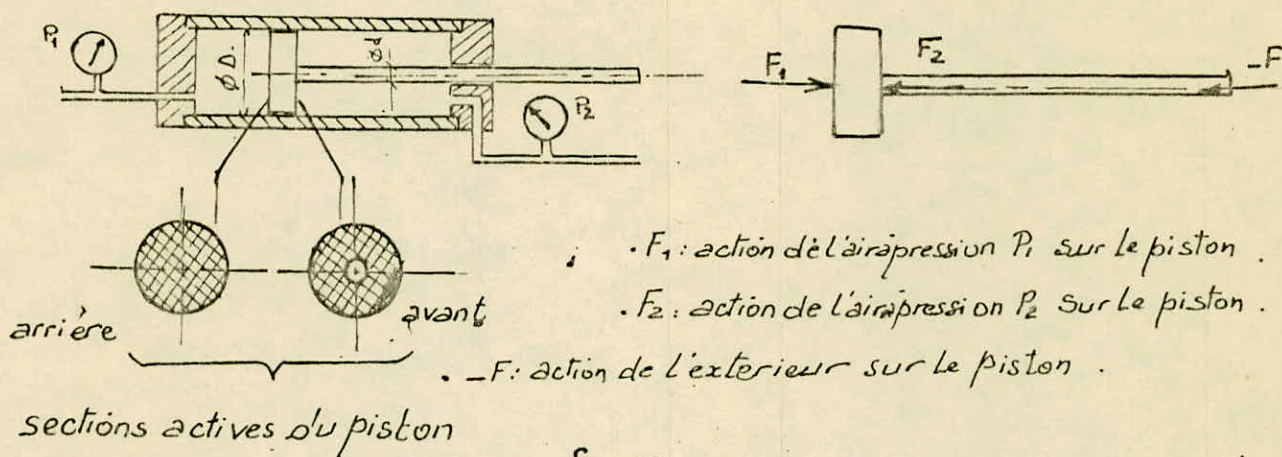
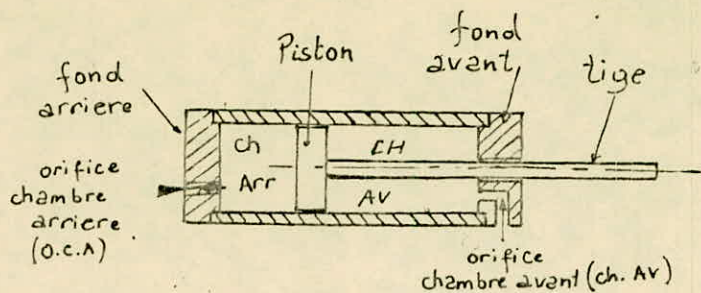


fig I.2

2) Si la chambre avant est reliée à une source d'air comprimé sous pression (chambre arrière étant mise à l'échappement) la face avant du piston sera soumise à une force F_2 qui sera transmise à l'extérieur par la tige, dans ce cas la tige entre (A-)

La formule qui donne la force est de la forme

$$F_2 = P_2 \times s.$$

mais la section active avant du piston est.

$$s = \pi/4 (D^2 - d^2) \text{ avec } \begin{cases} D: \text{diamètre du piston} \\ d: \text{diamètre de la tige} \end{cases}$$

$$\text{d'où } F_2 (\text{d'air}) = P_2 (\text{bar}) \times s (\text{cm}^2)$$

3) Si on applique une pression P_1 dans la chambre arrière et une pression P_2 dans la chambre avant.

L'effet transmis à l'extérieur par la tige sera :

- L'effet sur la face avant du piston $F_2 = - P_2 \cdot A$
- L'effet sur la face arrière du piston $F_1 = P_1 \cdot S$
- L'effet résultant sur la tige du piston $F = P_1 \cdot S - P_2 \cdot A$

I.3.3. LES DISTRIBUTEURS.

. ce sont des composants de commutation des circuits de puissance pneumatique.

Dans le cas général, un distributeur assure la fonction d'un pré-actionneur d'un vérin ou d'un autre actionneur pneumatique tel que les unités pneumatiques de vissage ou de perçage

- CARACTERISTIQUES DES DISTRIBUTEURS:

Les distributeurs peuvent se distinguer par:

- Le nombre de passages qu'ils assurent dans différentes positions, définis leurs calibres.
- Leur technique de construction: commutation à tiroir ou à clapet (bis stable ou mono stable)
- Leurs types de commandes
- Types de montage et de raccordement en ligne ou sur embase, indépendants ou associés.

REMARQUES:

- 1) L'ensemble distributeur - Verin dit servovalve Verin
- 2) Dans notre étude on adopte un distributeur à tiroir (5/2)
(5 orifices + 2 positions)

TECHNOLOGIE SUR LES DISTRIBUTEURS À TIROIR:

Un tiroir mobile se déplace devant des lumières obturant ou ouvrant le passage de l'air par ces lumières.

Dans les distributeurs bistable le tiroir est déplacé par les pressions de pilotage appliqué à ses extrémités.

En absence de pilotage le tiroir doit garder sa position.

Obtenir cette stabilité de position est facilité par le fait que contrairement aux clapets, un tiroir est équilibré par rapport aux pressions d'air et section commutées.

La stabilité du tiroir d'un distributeur bistable est obtenue par différents moyens:

- Pour distributeurs à joints c'est simplement le frottement des joints qui permet le maintien.

- Pour les distributeurs sans joints, un indoevage magnétique doit être prévu.

Il existe deux types de distributeurs à joints l'un fixe l'autre mobile.

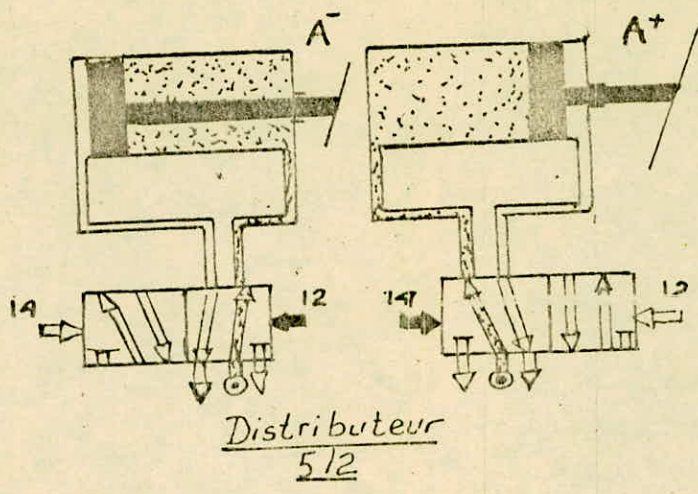
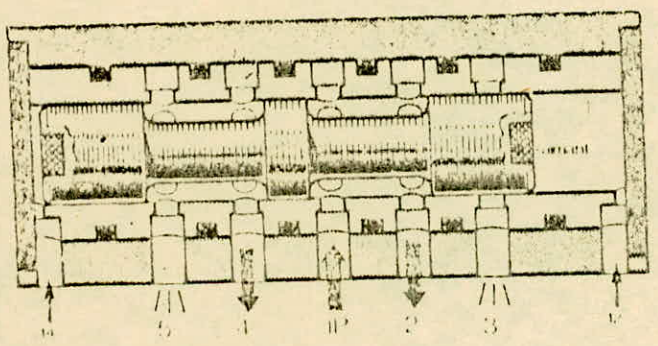
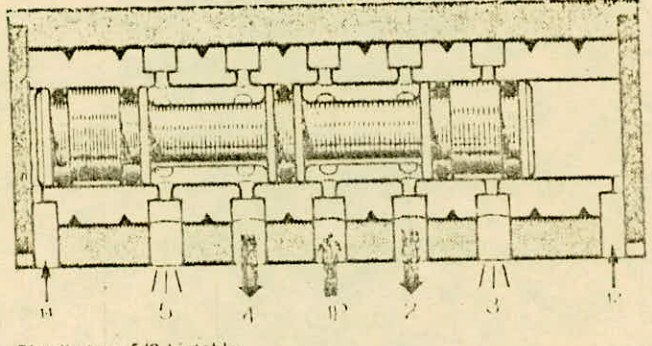
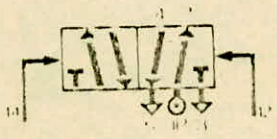


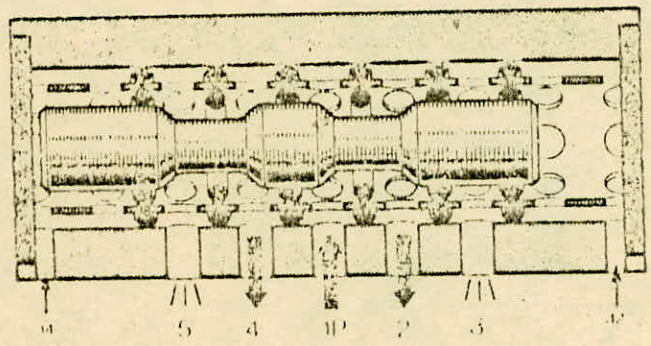
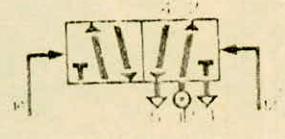
fig I.3 Les deux positions de distributeurs 5/2 associés a un verin a double effet.



Distributeur 5/2 bistable
Construction à tiroir
cylindrique rodé, sans
joint. Indexage magnétique



Distributeur 5/2 bistable
Construction à tiroir
cylindrique avec joints
mobiles



Distributeur 5/2 bistable
Construction à tiroir
cylindrique avec joints
fixes



Different types de distributeurs 5/2

fig I.4

- Une construction à tiroir cylindrique à joints mobiles est permise, grâce à l'emploi de fourrures percées de nombreux petits trous assurant le débit sans risque d'ertention des joint (voir illustrations) (Page 11)

- une construction à tiroir cylindrique à joints fixes est également possible, avec la mise au point de joints spéciaux maintenus au place par des entretourises (voir illustration) (Page .11)

FONCTIONNEMENT DU DISTRIBUTEUR (fig I.3)

- orifice (1) alimentation en air comprimé
- orifices (2) et (4) reliés au voisin
- orifices (5) et (3) reliés à l'atmosphère
- Les tiges (1-4) et (1-2) dites poussoirs de pilotage Pneumatique qui reçoivent des signaux de pilotage de la partie commande. (voir illustration page 10)

Dans cette position le tiroir permet:

- a) De canaliser l'air issue de l'orifice (1) vers l'orifice (2) la voie (1) et (2) est alimentée, c'est à dire le piston entre (A-)
 - b) de canaliser l'air issu de l'orifice (4) vers l'orifice (5) à l'atmosphère, d'où la voie (4) et (5) est à l'échappement
- Si on actionne le poussoir de pilotage (1-4) le tiroir se déplace vers la droite, et dans cette position la voie (1-4)

... et alimentée en air comprimé et (2-3) sera à l'échappement (case gauche des symboles) dans ce cas le piston sort (AT)

REMARQUES:

1) La pression minimale des signaux de pilotage émet par la partie commande vers le distributeur et de $0.5 \div 1,5$ bars suivant la fabrication et les dimensions des distributeurs.

2) Le temps de réponse [l'écart du temps entre l'arrivée de l'ordre de pilotage est l'apparition d'une pression d'utilisation à la sortie correspondante] sont de l'ordre de $10 \div 25$ m.sec.

I.3.4. VERINS EQUIPÉS DE CAPTEURS PNEUMATIQUES:

En général les capteurs sont implantés au fond des verins détectant ainsi l'arrivée du piston en fin de course, et pour homogénéiser le fonctionnement de l'ensemble on prend un capteur pneumatique

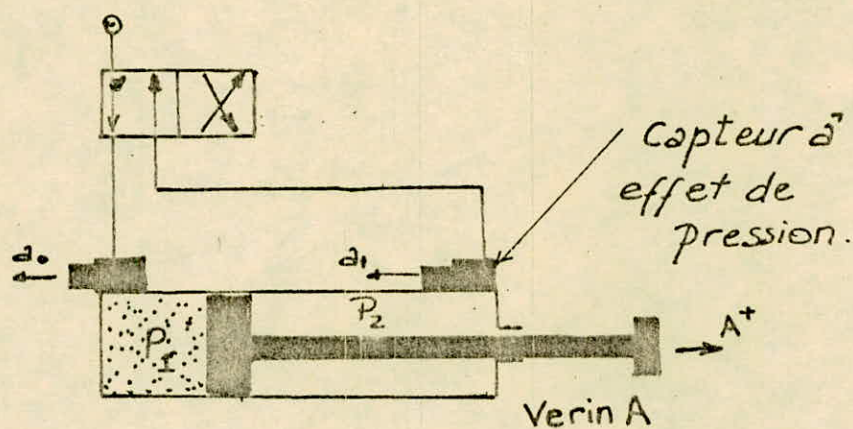
- CAPTEURS À EFFET DE PRESSION

Implantés sur les orifices du verin pneumatique (pour éviter l'encombrement et avoir la possibilité de réglage et une sécurité accrue) de même on peut les trouver aux extrémités de la tige du verin.

Le premier type des capteurs utilisent à profit la chute de pression dans la chambre d'échappement du verin.

- Pour détecter la fin de course et émettre un signal pneumatique vers la partie commande.

- La contre pression P_2 d'échappement ne chute complètement que lorsque le vérin s'arrête. (Voir schéma)



Vérin équipé de 2 capteurs pneumatique à effet de pression, et distributeur associé

fig I.5

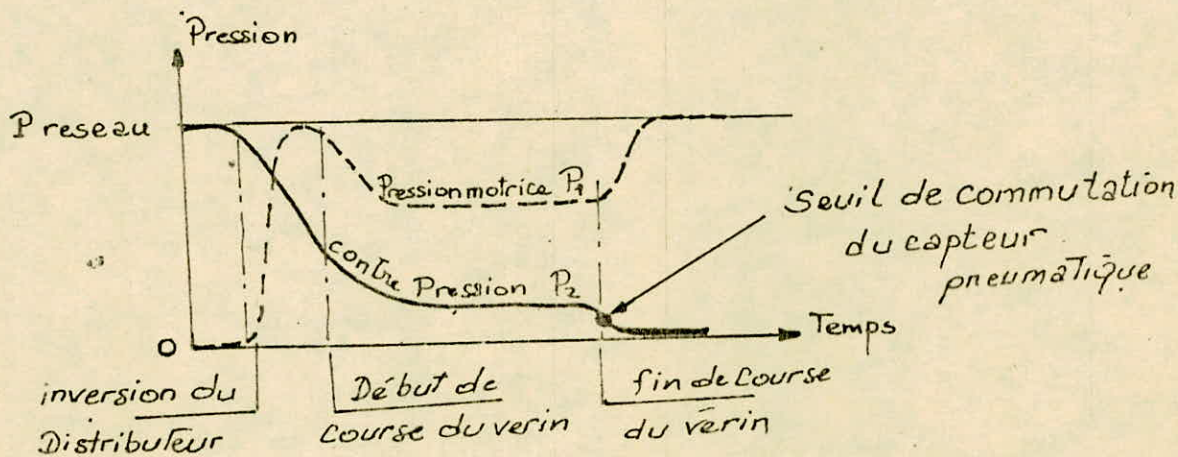


fig I.6 Evolution des pressions dans un vérin, et fonctionnement du capteur pneumatique de fin de course

I.3.5. PARTIE COMMANDE

EN assurant le déroulement du cycle, le sequenceur constitue l'épine dorsale du schéma de commande. Donc dans la partie commande on a le sequenceur qui est véritablement le cerveau recevant des ordres pour assurer le déroulement correcte du cycle en toute sécurité. Ce matériel de composition modulaire, comprend un nombre de modules d'étapes à câblage intégré pour chaque phase d'un cycle correspond à un module d'étape.

. LE MODULE D'ETAPE :

Un module d'étape est constitué par l'association des fonctions OU, ET avec une mémoire bistable; La fonction ET réalisera l'activation de l'étape et la cellule OU la désactivation.

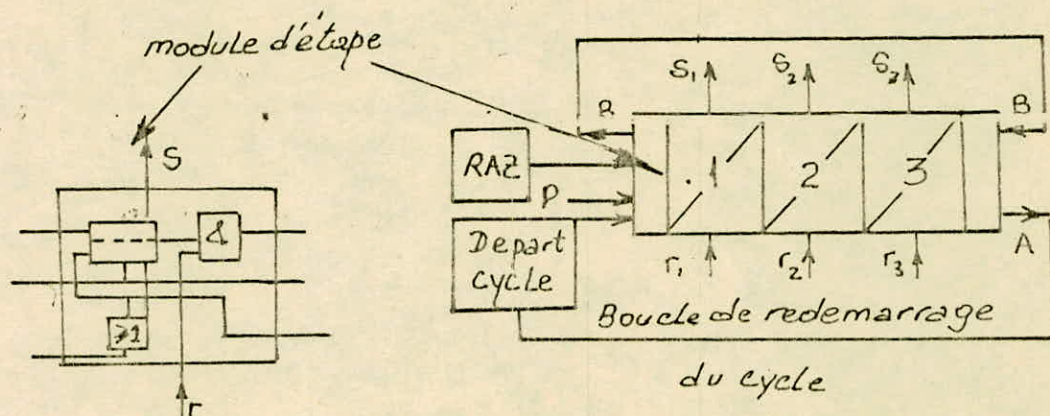


fig I.7 schéma logique general d'un sequenceur (pour 3 étapes d'un cycle)

I.3.6 - FONCTIONNEMENT DE L'ENSEMBLE.

DU SYSTEME.

Soit:

(voir illustration page 18) :

Le système Homogène tout pneumatique (voir page 18) la partie commande émet un signal pneumatique dit signal de pilotage, directement au distributeur de puissance (5/2), la pression du signal varie 0,5 ÷ 1,5 bar pour une pression de réseau égale à 6 bars qui va actionner le tiroir soit par le poussoir (1-2), dans ce cas l'air venant du compresseur puis du distributeur passant par les organes de traitements, arrive par l'orifice d'alimentation (1) puis au vérin^(A) par l'orifice (2); et ce moment le compartiment (II) commence à se remplir et la pression P_2 augmente, par contre le Compartiment (I) est mis à l'échappement par l'intermédiaire de l'orifice (4) puis à l'atmosphère par l'orifice (5) du distributeur, dans ce cas la tige du piston entre (A-).

• Tandis que la pression P_2 diminue jusqu'à la valeur minimale.

• et la fin de course, la tige du piston atteint le capteur pneumatique (C) ce qui entraîne la commutation du capteur qui émet un signal pneumatique de retour vers la partie commande "traitement pneumatique".

Pour actionner le distributeur par un autre signal à l'aide du poussoir (1-4) qui va alimenter la chambre (I) tandis que (IV) est mise à l'échappement (delestage) par l'orifice (2) puis à l'atmosphère par l'orifice (3) du distributeur, la tige du piston sort (A+).

Ce phénomène se répète périodiquement et l'évolution des pressions dans les deux compartiments, indiqué sur la page (14) Figure (I-6)

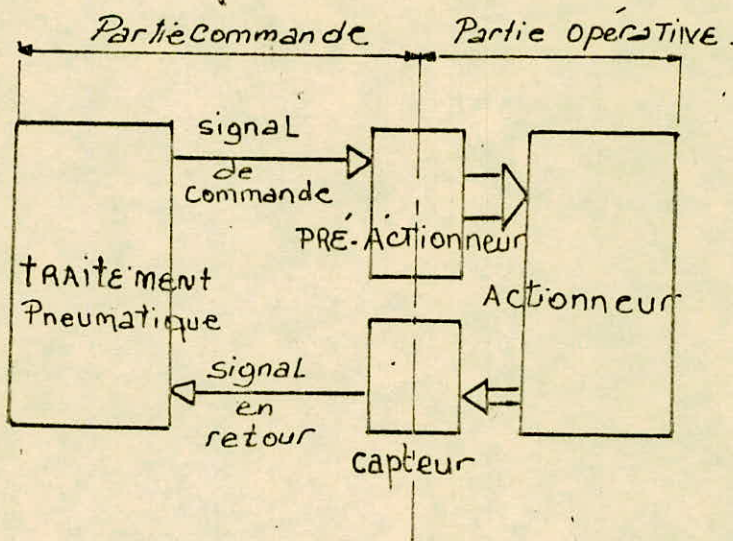


fig I.8 Schema global du Systeme

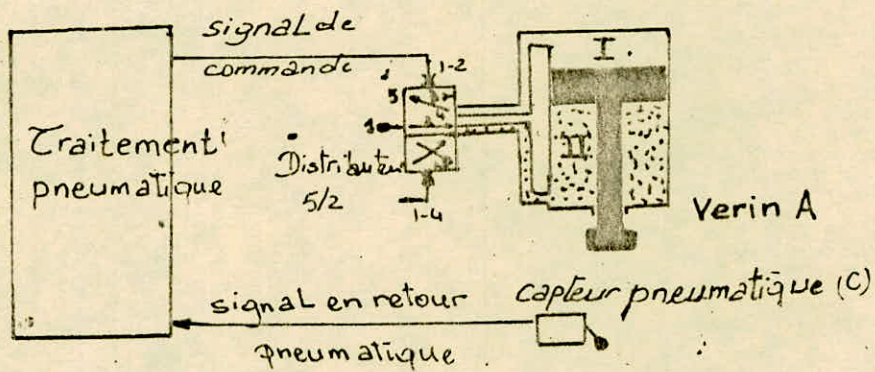


fig I.9 Configuration de la machine pneumatique

Chapitre II

Traitement de l'air comprimé

L'eau contenue dans l'air se présente d'une part sous forme de vapeur d'eau, le gaz qui se mélange à l'air et d'autre part sous forme de brouillard constitué de gouttelettes instables en suspension; cette vapeur d'eau suit les mêmes lois physiques que si elle était seule, elle se condense en brouillard au delà de son point de saturation (ou point de rosé) qui dépend de sa température et de sa pression.

Même si l'air n'est pas saturé d'eau à l'origine, rejette de l'eau au cours de son évolution le long du réseau, il peut en effet se saturer lors de la compression, puis lors d'un refroidissement qui suit cette compression, puis lors d'une détente adiabatique qui le refroidit.

L'eau ainsi condensée en brouillard devra être continuellement éliminée en chaque point du réseau, pour éviter les corrosions.

Cette eau se mélange à l'huile emise par le compresseur et aux poussières de rouille des tuyauteries du réseau, qui va atteindre les machines.

Donc on est obligé de faire quelques traitements d'air, pour éliminer ce problème il y a un ensemble d'appareils qui assurent ce traitement à l'entrée de la machine tel que filtration des impuretés solides et liquides, régulation de pression et si besoin lubrification de l'air comprimé.

En conclusion; les agents nocifs d'un circuit d'air sont:

- l'eau de condensation, elle provient de la vapeur d'eau contenue dans l'air et qui se condense par paliers successifs au point de plus en plus froids du réseau

- Les huiles brûlées du compresseur.

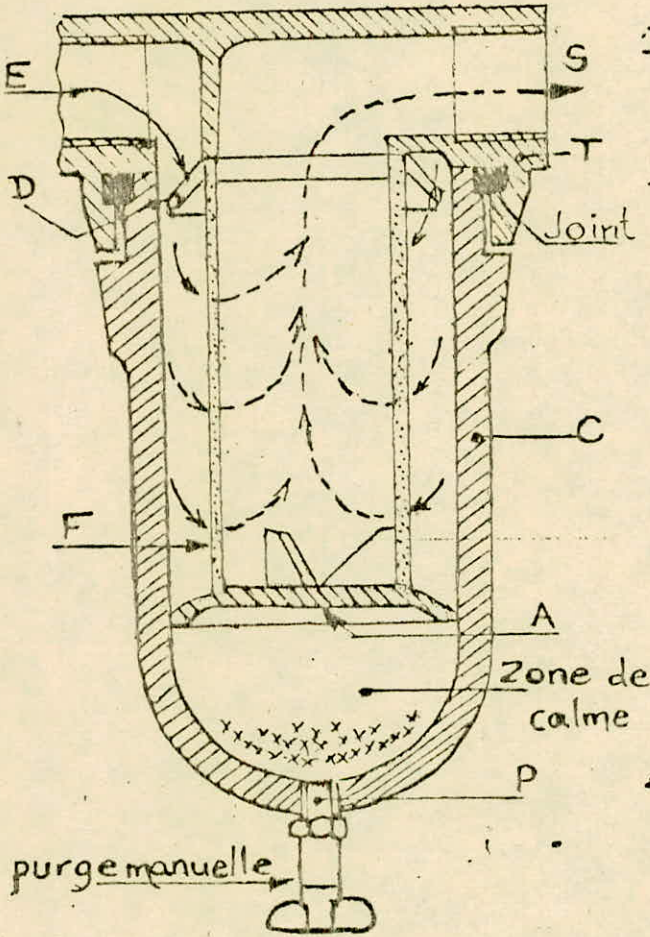
- Les particules solides contenues dans l'eau ou provenant de la corrosion dans les conduites.

- CONSEQUENCES DE CES AGENTS NOCIFS:

Eau de condensation	{	<ul style="list-style-type: none"> - Corrosion des conduites. - Mauvais rendement du verin. - Lavage des lubrifiants
Huile de compression	{	<ul style="list-style-type: none"> - Emulsion collante freinant la vitesse d'action des outils - Calmage des conduites - orifices usés de passages.

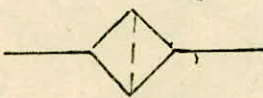
Particules solides

{ usure prématurée des appareils
 de commande, outils
 Grippage



(fig II.1)

symbole



des ailettes obliques - un élément filtrant (F) mainte-
 -nant une coupelle (A)

II.1 - FILTRE À AIR:

(fig. II.1)

Fonction: Les filtres à air doivent:

- éliminer tous les corps étrangers (poussières, calamines)
 - éliminer l'humidité de l'air
- DESCRIPTION:

Ce filtre comporte:

- Une tête support (T) avec un orifice d'entrée et de sortie pour l'accordement au réseau.
- Une cuve transparente iné-
-sable (C) vissée sur (T) et munie d'une purge manuelle ou semi-automatique
- Un déflecteur (D) comporté

des ailettes obliques - un élément filtrant (F) mainte-
 -nant une coupelle (A)

- FONCTIONNEMENT

- Le fluide arrive en (E), Traverse (D); Les ailettes obliques provoquent un effet centrifuge qui élimine les particules solides et liquides.

- La cuve transparente assure le contrôle régulier et évacue les impuretés par (P).

- La température maximale de la cuve transparente dépend de la pression :

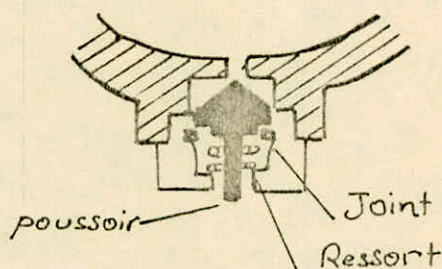
EXEMPLE: 10 bars à 60°C , 8 bars à 70°C

Pour les plus hautes pressions et températures tel que 18 bars à 150°C , on utilise les cuves métalliques

A chaque arrêt d'alimentation en (E), le ressort de rappel relève le poussoir en assurant aussi une purge automatique de la cuve.

(fig II.2)

Purge Semi automatique



II.2 - LES PURGES AUTOMATIQUES:

(fig II.3)

Ces appareils sont placés aux points bas de l'installation d'air comprimé ou sur les points bas des cuves. (Compresseurs, filtres à air, accumulateurs.)

DESCRIPTION DE L'APPAREIL:

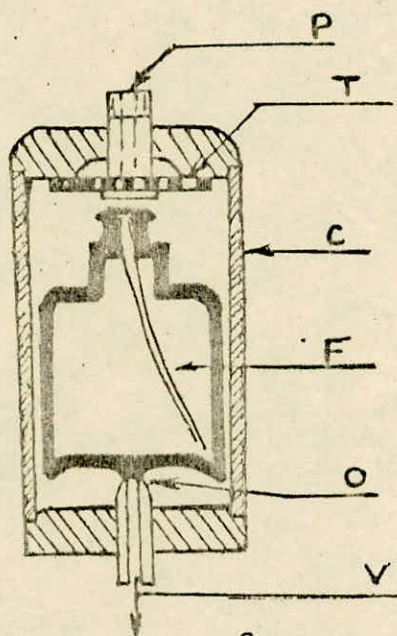


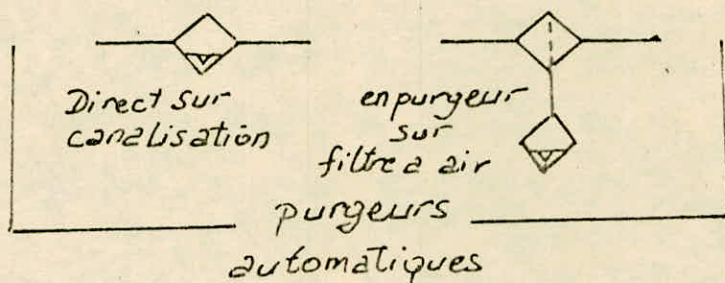
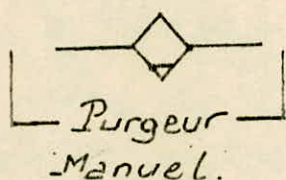
fig II.3.

Symbole

- P: arrivée d'air - raccord
 C: Cuve métallique
 T: Tamis (filtres d'entrée)
 F: Flotteur en plastique
 V: orifice d'évacuation - Vidange

FONCTIONNEMENT

Les gouttes d'eau tombent dans la cuve fermée par le pointeau du flotteur (O), l'ouverture de (O) est obtenue par l'élévation du niveau du liquide reçu.



À un certain niveau, le flotteur se soulève et l'eau est chassée sous pression en une fraction de seconde le flotteur retombe en obturant l'ouverture (O)

II.3 - LES LUBRIFICATEURS. (fig II.4)

L'introduction d'un brouillard d'huile dans l'air comprimée permet d'augmenter la longévité des outils pneumatiques en éliminant les risques d'échauffement et de grippage. Elle permet d'éviter la condensation qui est la cause de corrosion.

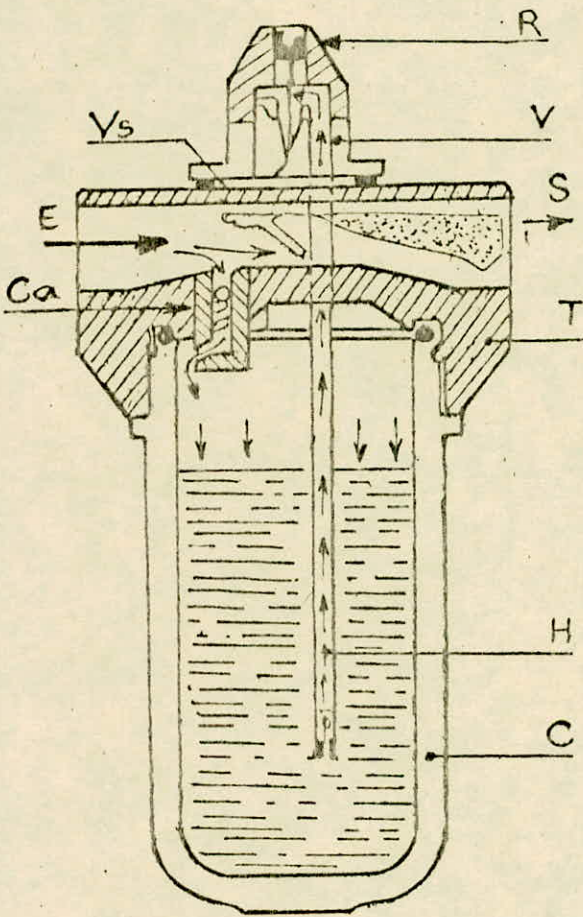
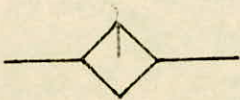


fig II.4

Symbole



LUBRIFICATEUR À BROUILLARD D'HUILE :

DESCRIPTION

T: Tête support avec entrée (E) et sortie (S)

C: Cuve transparente sous pression

Ca: Clapet de prise d'air, il permet aussi le remplissage de (C), l'appareil étant en fonctionnement.

H: tube plongeur

R: pointeau réglant le débit d'huile

V: Réservoir avec visseur de contrôle

V: Visseur de contrôle

FONCTIONNEMENT

L'air sous pression pénètre en (E), la prise d'air (C_a) met sous pression l'huile stockée dans la cuve (C). L'huile sous pression monte par le tube (H) vers le réservoir (V). La vis pointeau (R) règle le débit goutte à goutte, visible à travers le visseur (V) transparent.

Les gouttes sont alors aspirées par le venturi d'automatisation et projetées à grande vitesse sous forme de brouillard dans la veine d'air vers la sortie (S).

II.4. LES REGULATEURS DE PRESSION:

(fig II.5)

Les régulateurs de pression permettent un réglage de la pression.

- Malgré les variations des appels de débit.
- Malgré les variations de la pression d'alimentation.

La pression secondaire obtenue (pression de service) reste constante et inférieure à la pression principale à l'entrée (économie d'air comprimé).

REGULATEUR DE PRESSION:

Description d'un modèle à membrane.

R_f : Ressort principal

m : Membrane en caoutchouc
synthétique

C : Clapet avec piston de guidage

J : Joint d'obturation

R_p : Ressort de rappel

L : Corp en laiton.

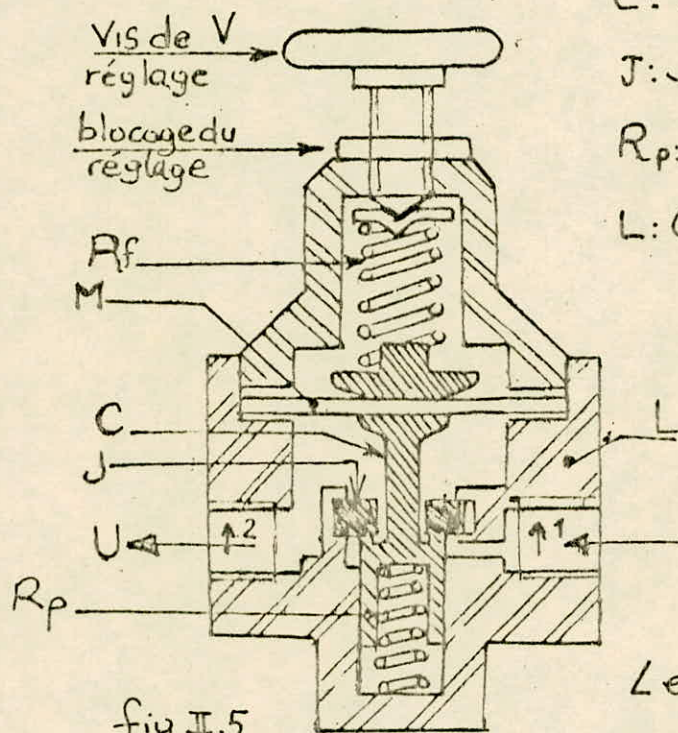
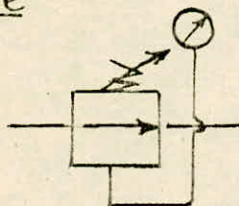


fig II.5

Symbole



FONCTIONNEMENT

1) Vis de réglage dévissé.

Le ressort R_f n'exerce aucun effort, R_p ferme le clapet.

Dans ce cas on aura pas de pression au circuit secondaire P_2 .

2) action sur (V) [serrage]

On comprime R_f en agissant

sur (m) et (C). (C) se sépare de son siège et l'ont obtient l'ouverture du régulateur. L'air passe dans le circuit secondaire en pression réduite P_2 qui est fonction de

$$P_2 = \frac{R_f}{S} \quad \text{avec :}$$

R_f : force du ressort

S : surface membrane

Chapitre III

CARACTERISTIQUE DU VERIN PNEUMATIQUE

- La caractéristique de poussée d'un vérin dépend de deux facteurs :

- La poussée statique nécessaire pour vaincre les frottements au démarrage.

- La poussée dynamique ou de travail qui est estimée à partir d'une perte de puissance, aucun calcul exact n'est réalisable, tout est empirique basé sur l'estimation de la perte de charge.

Generalement on estime que les frottements dans un vérin pneumatique provoque une perte de puissance de 5 à 15% de la puissance utilisée.

Cette perte est en fonction de la taille du vérin et de la nature des joints utilisés

La pression effective de l'air dans le vérin sera inférieure à la pression nominale fournie par le compresseur, il y a toujours des pertes de charge dans tout les raccordements et orifices de l'installation.

Une perte de charge de 10% est en general le taux de perte crée par les canalisations, mais la perte de charge crée à travers les orifices depend à la fois de la dimension de ces orifices et du debit qui les traverse.

Une perte totale de puissance de 20% donc une poussée de travail equivalente à 80% de la poussée théorique peut cependant sous dimensionner serieusement un vérin.

En règle generale il est preferable d'utiliser un vérin surdimensionné plutôt qu'un vérin calculé "juste", les performances d'un vérin surdimensionné peuvent toujours être contrôlées par un regulateur de pression d'alimentation.

Alors qu'on ne peut pas augmenter la pression d'alimentation pour accroître les performances d'un vérin sous dimensionné.

L'effort dynamique developpé par un vérin est :

$$F = \text{Pression} \times \text{surface du piston} \times \text{rendement.}$$

Le rendement d'un vérin ^{depend} de son diametre, de la pression et du parametre d'ordre mecanique.

Les effort dynamiques ^{developpé} par le vérin à la sortie de la tige sont definis à l'aide des abaques, en fonction de la pression d'alimentation.

Pour calculer les efforts disponibles à l'entrée de la tige, il faut reduire les valeurs definies de 20% ($\phi 32 \div \phi 63$) ou 8% pour ($\phi 80 \div \phi 200$) dû à l'effet de la tige.

III. 1. TAUX DE CHARGE :

- C'est le rapport exprimé en % entre la charge réelle à déplacer par le vérin et l'effort dynamique disponible au bout de la tige.

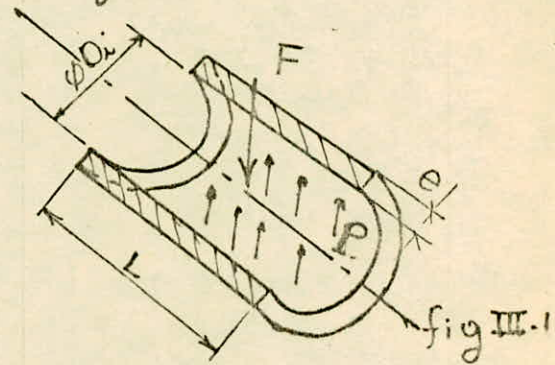
$$\text{Taux de charge (\%)} = \frac{\text{charge réelle}}{\text{effort dynamique}} \times 100$$

Pour une utilisation optimale du vérin, il est recommandé de définir un vérin tel que le taux de charge soit $\leq 75\%$

III. 2. CALCUL DE L'ÉPAISSEUR DE LA PAROI DU CYLINDRE

L'épaisseur (e) de la paroi du cylindre est liée aux éléments suivants :

- Pression de service
- Diamètre intérieur
- Matériaux utilisés
- Contraintes admissibles



Pendant le fonctionnement du vérin, le cylindre est sous pression et travaille à la traction.

EN étudiant le système en équilibre :

en prenant un demi cylindre et en étudiant les forces qui agissent sur le système on trouve :

$2F = P \cdot D_i \cdot L$ où F est l'une des deux forces exercées par le demi cylindre supérieur sur le cylindre inférieur à travers l'une des deux surfaces de coupe, L . Cette force est perpendiculaire à la surface sur laquelle elle agit, par symétrie elle passe au centre de cette surface. F est donc une force de traction, la contrainte de traction correspondante est :

$$N = \frac{F}{L \cdot e} = \frac{P \cdot D_i \cdot \Delta}{2 \cdot L \cdot e} = \frac{P \cdot D_i}{2 \cdot e} \quad \text{D'où } e = \frac{D_i \cdot P}{2 \cdot N}$$

Donc $e \geq \frac{P \cdot D_i}{2 \cdot N_{ad}}$ pour une raison de sécurité
(Voir fig III.1) (Danger d'explosion)

la contrainte admissible N_{ad} est fixé d'avance.

Sous l'effet de la contrainte, le cylindre se dilate et on peut facilement calculer cette dilatation

$$e = \frac{\Delta L}{L_0} = \frac{N}{E} \quad \text{avec } \Delta L = \pi \Delta D_i \quad \text{et } L_0 = \pi D_i$$

$$\text{Donc } \frac{\Delta D_i}{D_i} = \frac{N}{E} = \frac{P \cdot D_i}{2 \cdot E \cdot e}$$

$$\text{d'où } \Delta D_i = P \cdot D_i^2 / 2 \cdot E \cdot e$$

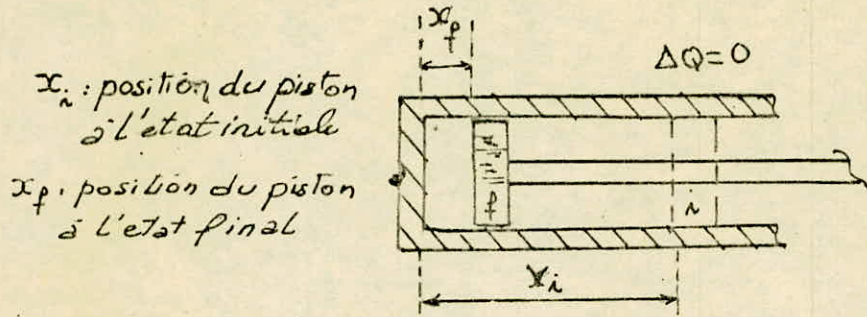
avec E : Module d'élasticité

III.3. CALCUL DE LA TEMPERATURE DE L'AIR

Preons les hypothèses suivantes.

- Considérons que la transformation est adiabatique c'est à dire $\Delta Q = 0$: (pas d'échange de chaleur avec l'extérieur).

- L'air est considéré comme un gaz parfait



(fig III-2)

D'après la loi de Poisson on a :

$$\frac{P}{\rho^{\gamma}} = C^{te} \quad \text{ou bien pour deux états} \quad P_i v_i^{\gamma} = P_f v_f^{\gamma}$$

avec $\gamma = c_p/c_v = 1.405$ pour l'air

- D'après la loi de Saint Venant :

$$\frac{T_f}{T_i} = \left(\frac{P_f}{P_i} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{v_f}{v_i} \right)^{\gamma-1}$$

$$\text{D'où} \quad T_f = T_i \left(\frac{P_f}{P_i} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

avec T_i : Température initiale $\approx 25^{\circ}\text{C}$

T_f : Température finale

P_f : Pression finale

P_i : Pression initiale

Donc pour $T_i = 25^{\circ}\text{C}$ et $P_f = 66020$, $P_i = 1 \text{ bar}$

ce qui donne $T_f = 41,72^{\circ}\text{C}$

Pour cela on a l'augmentation de température

$$\Delta T = T_f - T_i = 16,72^{\circ}\text{C} \approx 17^{\circ}\text{C}$$

- CALCUL DU CYLINDRE À DILATATION THERMIQUE:

Il y a une équation donnant la dilatation thermique (δ) du cylindre comme étant :

$$\delta = \alpha \cdot r (t - t_0).$$

avec :

t : Température finale en ($^{\circ}\text{C}$)

t_0 : Température initiale en ($^{\circ}\text{C}$)

r : Rayon du cylindre en (mm)

α : Coefficient de dilatation ($^{\circ}\text{C}^{-1}$)

Exemple numérique ;

• Si on prend le cas du bronze CuSn8P dont coefficient $\alpha = 17 \times 10^{-6}$, avec un rayon $r = 90$ mm et une augmentation de température $\Delta T = 17^{\circ}\text{C}$

La dilatation (δ) sera :

$$\delta = \alpha r \Delta T = 17 \cdot 10^{-6} \times 17 \times 90 = 0,113 \text{ mm}$$

$$\text{d'où } \delta = 11,3 / 100 \text{ mm}$$

Donc, il faut tenir compte de la valeur de (δ) lors de la fabrication du cylindre et du piston.

III.4 - CONSOMMATION D'AIR

La consommation d'air comprimé dans un vérin pneumatique est fonction de la cadence du travail du vérin,

Donc fonction de la vitesse de déplacement du verin.

Cette consommation peut s'écrire :

$$Q_{air} = A \cdot D^2 \cdot V \cdot r$$

avec A : Facteur constant dépend des unités employées

D : Diamètre du verin

V : Vitesse du piston

r : Taux de compression

Cette formule devient en écrivant r suivant la lecture sur le manomètre.

$$Q [m^3/s] = \frac{D^2 [m] \cdot V [m/s] \cdot (P+1) [bars]}{10^6}$$

III.5. DIMENSIONNEMENT DE LA TUYAUTERIE :

Les dimensions requises pour les tuyauteries d'air comprimé sont très largement fonction des pertes de charges considérées.

Les calculs théoriques des dimensions d'une canalisation sont souvent ennuyeux, et ne sont pas toujours sûrs, alors que la solution empirique a prouvé que les résultats obtenus étaient largement supérieurs. Ces solutions empiriques sont fonctions de la valeur initiale de la perte de charge, un diamètre nominal est alors défini.

- La méthode la plus simple pour déterminer le diamètre d'une tuyauterie pour fournir le débit maximum d'air devant être canalisé, la perte de charge ne doit pas dépasser 10% de la pression amont.

La perte de charge est directement proportionnelle au diamètre exposant 5 c'est à dire D^5 , cette perte de charge est donnée par la formule de HARRIS

$$\Delta P = \frac{C \cdot L \cdot Q^2}{\tau \cdot D^5}$$

avec

C : coefficient

L : Longueur en mètre

Q : Débit en $[m^3/h]$

τ : Coefficient de compression de l'air

D : Diamètre de la tuyauterie en $[mm]$ qui est à déterminer.

III.6 - MATERIAUX DE CONSTRUCTION EMPLOYÉS

1) Cylindres : Les cylindres sont des tubes d'acier rectifiés, rodés, parfois chromés (Fig III.30), il sont parfois en laiton dans le cas des micros vérins, leurs épaisseur doit être suffisante pour éviter les déformations sous l'effet de la pression.

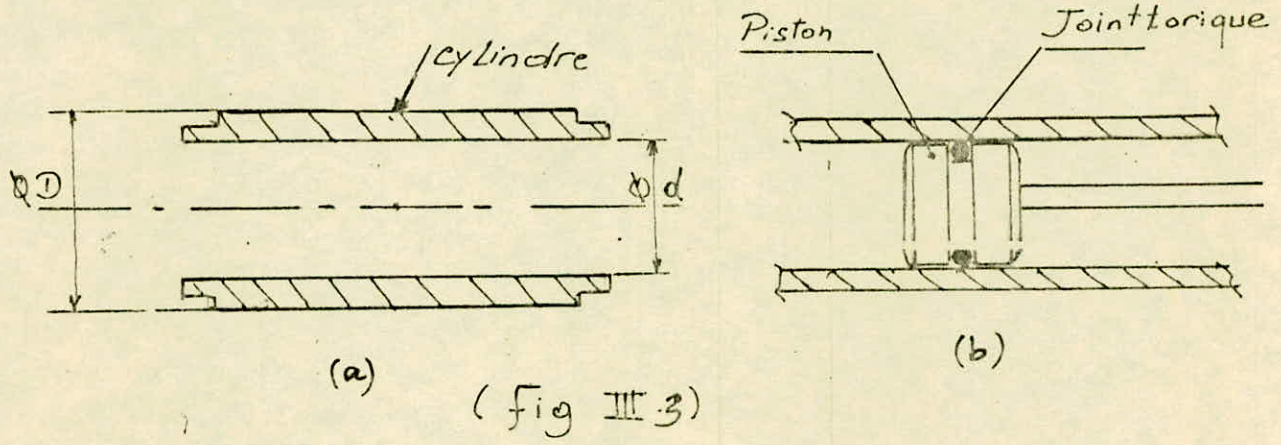
2. PISTONS :

Ils sont en alliage léger, moulé, usiné (faible inertie) ou en acier pour les verins lourds.

Ils sont suivant le nombre de joints, soit en une seule pièce ou en deux pièces (voir Fig III.3(b))

3- TIGES DE PISTONS :

Elles sont en acier rectifié, en acier chromé ou acier inoxyidable pour les atmosphères humides. Elles traversent durant leurs courses, le fond du verin (verin à simple tige) ou les deux fonds (verin à double tige). Leur degré de finition extérieure sera très poussée, leurs dimension (diamètre et longueur) doivent leur permettre de supporter les efforts de poussée sans déformation transversale (flambage)



4. LES JOINTS DU PISTON:

Ce sont des joints dynamiques, pour les petits diamètres du cylindre on utilise des "joints toriques"

5. LES FONDS D'EXTREMITÉS:

En alliage léger, en bronze, en fonte ou en acier moulés et usinés. On distingue deux fonds.

a) FOND ARRIÈRE:

Les deux fonds sont pourvus d'orifices tarodés destinés à recevoir les raccords de canalisation.

b) FOND AVANT:

Laisse passer la tige, comporte une bague de friction et des joints.

III.7. LES PROBLEMES D'ÉTANCHEITÉ:

Le Verin en service partage l'espace en trois régions qui sont soumises à des pressions différentes.

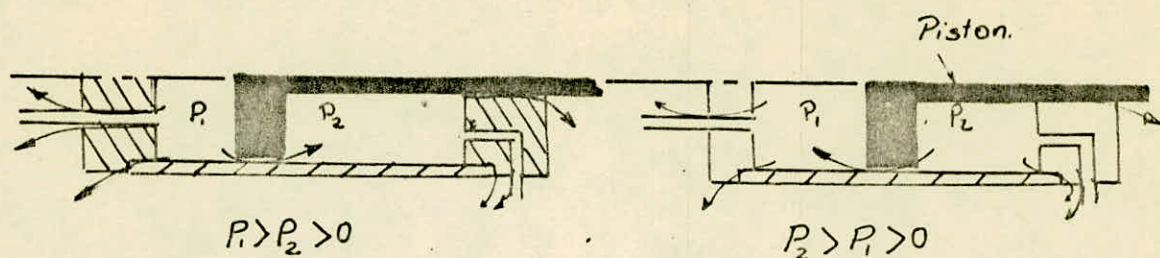
- EXTERIEUR DU VERIN:

Généralement à la pression atmosphérique (la pression absolue voisine à 1 bar) pression relative nulle.

- CHAMBRE ARRIÈRE: Pression relative P_1

- CHAMBRE AVANT: Pression relative P_2

(quant l'orifice n'est pas à l'échappement)



(fig III.4) Localisation des fuites .

Des débits de fuites vont s'établir d'une enceinte vers l'autre .

- Il existe une ΔP entre les deux enceintes (fuites de l'enceinte haute pression vers la basse pression).

- Il existe une section de passage non nulle d'une enceinte à l'autre.

Chapitre IV

Equations generales de la Dynamique des gaz

IV.1. INFLUENCE DE LA COMPRESSIBILITÉ EN MÉCANIQUE DES FLUIDES:

Jusqu'à maintenant les fluides ont généralement été considérés comme incompressibles. Cette hypothèse se justifie naturellement s'il s'agit de liquides. Dans le cas des gaz elle est encore valable tant que les variations de pression mises en jeu restent modérées, mais toujours petite par rapport à la pression absolue du fluide: Les calculs s'effectuent alors en supposant le milieu isotherme.

Si au contraire d'importants changements de pression se produisent dans un fluide, cela entraîne:

- De notables variations de la masse volumique ρ :

la relation entre vitesse et pression doit être différente de celle qu'on utilise dans l'étude des fluides incompressibles; •

- Une répartition différente des particules dans l'espace et dans le temps, c'est à dire des trajectoires ou des lignes de courant et, si les sections sont données, une répartition différente des vitesses.

IV. 2. EQUATIONS GENERALES:

IV. 2. 1) Principe de conservation de la masse: (continuité)

Qui traduit le principe de conservation de la masse le long de la conduite, elle s'écrit pour un écoulement dans une conduite de section S sous la forme

$$q = \int_S \rho v_n ds = C^te.$$

qui peut s'écrire pour un écoulement unidimensionnel et en régime établi sous la forme

$$q = \rho S v = C^te.$$

Avec v : vitesse de l'écoulement, ρ la masse volumique.
ou sous forme différentielle:

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dS}{S} + \frac{dv}{v} = 0 \quad (1)$$

IV.2.2) Principe de Conservation de quantité de mouvement :

Elle s'exprime par la loi fondamentale de la dynamique appliquée à l'unité de volume.

$$\rho \frac{d\vec{v}}{dt} = \rho \vec{F} - \text{grad } p - \vec{f}$$

Pour un écoulement permanent et sur une même ligne de courant, l'intégration de cette équation conduit à ;

$$\frac{v_2^2}{2} - \frac{v_1^2}{2} = g(h_1 - h_2) - \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + w \quad (2)$$

en admettant que les forces de volume se résument au force de l'apresenteur, w est le travail des forces de frottement f

IV.2.3) Principe de conservation de l'énergie.

Considérons que l'unité de masse de fluide, passant de l'état 1 ou son énergie interne E_1 et son énergie cinétique $\frac{v_1^2}{2}$, a l'état 2 ou son énergie interne est E_2

et son énergie cinétique $\frac{v_2^2}{2}$ au cours de la transformation le fluide reçoit de l'extérieur le travail w_{1-2} et la quantité de chaleur q_{1-2} .

Le principe de conservation de l'énergie, tel qu'il est énoncé en thermodynamique permet d'écrire :

$$\left(E_2 + \frac{V_2^2}{2}\right) - \left(E_1 + \frac{V_1^2}{2}\right) = W_{1-2} + Q_{1-2}$$

On sait que l'enthalpie $H = E + Pv = E + \frac{P}{\rho}$

$$\text{avec } E = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{P}{\rho} \text{ d'où } H = \left(\frac{1}{\gamma-1} + 1\right) \frac{P}{\rho}$$

$$H = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{P}{\rho} = C_p T$$

$$\text{avec } C_p - C_v = R, \quad R/C_v = \gamma - 1, \quad E = \frac{1}{\gamma-1} \cdot \frac{P}{\rho} = C_v T$$

L'équation précédente devient :

$$\left(H_2 + \frac{V_2^2}{2}\right) - \left(H_1 + \frac{V_1^2}{2}\right) = W_t + Q$$

W_t est le travail technique

ou bien sous la forme différentielle :

$$dH + \frac{dV^2}{2} = dW_t + dQ \quad (3)$$

IV.2.4. Équation d'état du fluide

aux trois principes de conservation que nous avons vu il faut bien ajouter l'équation d'état du fluide

$$f(P, \rho, T) = 0$$

Donc pour un gaz parfait on a

$$\frac{P}{\rho} = rT \quad (A)$$

IV.3. THÉOREME D'HUGONIOT :

Supposons qu'on a un écoulement permanent et adiabatique ($dQ=0$), sans frottements dans lequel le travail $dW_e = 0$, les quatre équations précédentes sont

$$\text{Donc : (1) } \frac{dS}{S} + \frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} = 0, \text{ (2) } d\left(\frac{P}{\rho}\right) + d\left(\frac{V^2}{2}\right) = 0$$

$$\text{(3) } d\left(\frac{V^2}{2}\right) + dH = 0, \text{ (4) } \frac{P}{\rho} = rT$$

D'après l'équation (2) et (3) on tire $\frac{dP}{\rho} = dH$, or

$$dH = \frac{\gamma}{\gamma-1} d\left(\frac{P}{\rho}\right) = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{dP}{\rho} - \frac{\gamma}{\gamma-1} \rho \frac{d\rho}{\rho^2}$$

Jusqu'à il s'agit d'une transformation isothermique on peut introduire la célérité locale du son $a^2 = \frac{dP}{d\rho}$

en utilisant la relation $dP = a^2 d\rho$ il est facilement d'éliminer $\frac{d\rho}{\rho}$ entre les équations (1) et (2) et obtenir la relation

$$\frac{dS}{S} + \frac{dV}{V} \left(1 - \frac{V^2}{a^2}\right) = 0 \quad (a)$$

connu sous le nom de relation d'HUGONIOT

RELATION entre dV et dP :

D'après l'équation (2) on a $V dV = - \frac{dP}{\rho}$ donc,

$$\frac{dV}{V} = -\frac{1}{V^2} \frac{dP}{\rho} = \frac{1}{M^2 \cdot a^2} \cdot \frac{dP}{\rho} = -\frac{dP}{M^2 \gamma P}$$

$$\text{d'où } \frac{dV}{V} = -\frac{1}{M^2 \gamma} \cdot \frac{dP}{P} \quad (6)$$

L'énoncé du théorème d'HUGONIOT

1^{re} équation : (équation (a))

1) Si $M < 1$ (Vitesse subsonique), la vitesse varie en sens inverse de la section $dV > 0$ si $dS < 0$

2) Si $M > 1$ (Vitesse supersonique), la vitesse varie dans le même sens que la section $dV > 0$ si $dS > 0$

2^e équation : (équation (b))

montre, dans tous les cas, la vitesse et la pression varient en sens inverse.

3) La vitesse d'écoulement des fluides ne peut être égale à la vitesse locale du son ($M=1$) qu'en une section où l'air présente un extrémum. Cet extrémum ne peut être qu'un minimum, d'après (1) et (3) on ne peut pas passer du subsonique au supersonique, ou du supersonique au subsonique qu'en diminuant la section.

IV.A - RELATION DE BARRE ST VENANT :

L'équation thermodynamique (3), s'intègre immédiatement, on trouve $H + \frac{V^2}{2} = \text{Cste}$ qui est la formule de **BEUNER**. Rappelons que pour un gaz parfait nous avons $\frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} = \text{Cste}$. On peut toujours imagi-

-ner un état réel ou fictif où le fluide est au repos avec les caractéristiques définies par l'indice (i) soit

P_i, T_i, ρ_i appelé **ETAT GÉNÉRATEUR** peut être par exemple celui qui correspond à un réservoir de grande dimension à partir duquel s'écoule le gaz d'une manière isentropique on peut donc écrire que : $H + \frac{V^2}{2} = H_i$ ou bien $\frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{P_i}{\rho_i}$ avec $H = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{P}{\rho}$

d'où on tire la vitesse $V = [2 \cdot (H_i - H)]^{1/2}$ ou $V = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(\frac{P_i}{\rho_i} - \frac{P}{\rho} \right)}$

et on introduit la loi d'isentrope $\frac{P}{\rho^\gamma} = \frac{P_i}{\rho_i^\gamma}$. La dernière équation s'écrit $V = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{P_i}{\rho_i} \left(1 - \left(\frac{P}{P_i} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)}$ cette (5)

équation nous permet de calculer la vitesse V régnant dans une section de canalisation où la pression est (P) cette équation connue sous le nom d'équation de **ST VENANT**.

On exprime souvent les équations de l'écoulement en fonction du nombre de MACH tel que $M = \frac{V}{a}$ plutôt qu'en fonction de la vitesse. c'est ainsi que la relation de ST VENANT peut s'écrire :

$$H + \frac{V^2}{2} = H_i \text{ avec } H = C_p T, H_i = C_p T_i \text{ et } \frac{P}{\rho} = hT$$

$$\frac{P_i}{P} = \frac{\rho_i}{\rho} \text{ et } \left(\frac{P}{P_i}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{\rho}{\rho_i}\right)^{\gamma-1} = \frac{T}{T_i} \quad | \quad M = \frac{V}{a}$$

On combinant ces équations on obtient :

$$\left\{ 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 = \frac{T_i}{T} = \left(\frac{P_i}{P}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{\rho_i}{\rho}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{a_i}{a}\right)^2 \right\}$$

Cette relation de Saint VENANT

Il existe des tables ou des graphes permettant de calculer les caractéristiques de l'écoulement en fonction de M .

IV.5 - EXISTANCE D'UNE LIMITE SUPERIEURE POUR LA VITESSE DE L'ÉCOULEMENT :

Si on effectue la détente du gaz depuis le réservoir (P_i, ρ_i, T_i) jusqu'au vide $(P=0)$, ce qui entraîne d'ailleurs $T=0$ la relation (5) nous donne une valeur maximale de V .

$$V = V_{\max} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{P_i}{\rho_i}} = \sqrt{2C_p T_i} = \sqrt{2H_i}$$

En introduisant la célérité locale du son a_i ,

$$a_i^2 = \gamma \frac{P_i}{\rho_i} = \gamma r T_i = (\gamma - 1) c_p T_i$$

Nous trouvons $V_{\max} = a_i \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1}}$.

IV.6 - CARACTERISTIQUE DE L'ETAT CRITIQUE :

L'état critique qui est donc l'état du gaz en mouvement ou sa vitesse est égale à celle du son, joue un rôle très important dans les problèmes d'écoulement.

Le point de l'écoulement où $V = a$ soit $M = 1$ les caractéristiques du fluide en ce point sont dites

CARACTERISTIQUE A L'ETAT CRITIQUE. On les désigne par l'indice (c) on peut les calculer en fonction de l'état générateur en appliquant les équations précédentes avec $M=1$ pour l'air $\gamma = 1.405$ On a.

$$\frac{P_c}{P_i} = \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} = 0,528, \quad \frac{T_c}{T_i} = \frac{2}{\gamma + 1} = 0,832.$$

$$\frac{\rho_c}{\rho_i} = \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} = 0,634. \quad \frac{a_c}{a_i} = \sqrt{\frac{2}{\gamma + 1}} = 0,912.$$

Les valeurs numériques des caractéristiques physiques de l'état critique sont toujours inférieures à celles de l'état générateur. $P_c < P_i$, $T_c < T_i$, $\rho_c < \rho_i$, $a_c < a_i$.

IV.7 - DEBIT EN MASSE DE LA CANALISATION :

Le débit en masse de la canalisation est celui qui traverse

... une tranche quelconque, soit : $q = \rho S V$ avec

$$V = \left[\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma - 1} \cdot \frac{P_i}{\rho_i} \left(1 - \left(\frac{P}{P_i} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \text{ et puisque}$$

$$\rho = \rho_i \left(\frac{P}{P_i} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \text{ d'où } q = \rho_i S \left(\frac{P}{P_i} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left[\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma - 1} \cdot \frac{P_i}{\rho_i} \left(1 - \left(\frac{P}{P_i} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \text{ ou}$$

$$q = \rho_i S \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma - 1} \frac{P_i}{\rho_i}} \cdot \left(\frac{P}{P_i} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P}{P_i} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

Qui on peut écrire sous la forme $q = \rho_i V_{max} \cdot S \cdot Y = C_{ste} \cdot S \cdot Y$
 nous posons : $Y = \left(\frac{P}{P_i} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{1 - \left(\frac{P}{P_i} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$

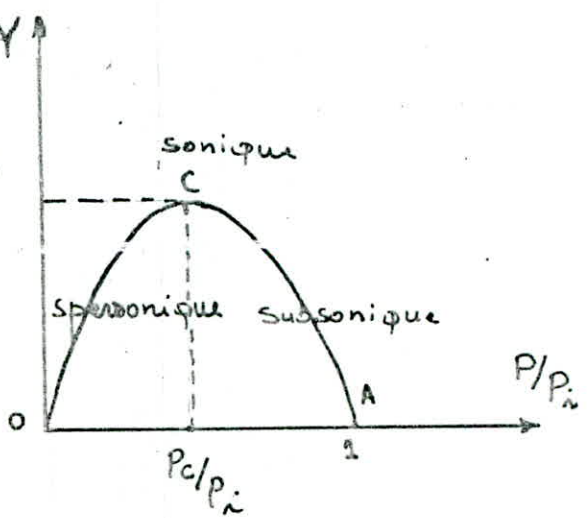
La vitesse V_{max} étant la vitesse limite trouvée précédemment.
 Si on maintient constantes les caractéristiques ρ_i, ρ_i , de l'état générateur (réservoir amont), le débit reste constant tout le long de la conduite. Y varie donc en sens inverse de S et atteint sa valeur maximale sous la section d'aire minimale (col de la tuyère) or Y est une fonction de $\frac{P}{P_i}$ voir ci dessous : qui s'annule pour $P=0$ et $P=P_i$ et passe par un maximum C pour la valeur P_c tel que

$$\frac{P_c}{P_i} = \frac{P}{P_i} = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \left(\frac{\gamma-1}{\gamma+1} \right)^{\frac{1}{2}}$$

fig IV.1

Variation de Y avec P/P_i



Le maximum ne peut être atteint que dans la section la plus étroite, c'est à dire celle du col. Sous ces conditions d'ailleurs la vitesse d'écoulement v_c est aisément calculable par la formule de St. VENANT (5) et on constate qu'elle est égale à la célérité du son a_c dans cette section

$$v_c = a_c = a_i \sqrt{\frac{2}{\gamma + 1}}$$

Le débit en masse est alors égal à :

$$q_c = \rho_c S_c v_c = S_c \rho_i a_i \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}}$$

Cette valeur représente un maximum pour le débit possible de la tuyère.

INTERPRETATION DU GRAPHE :

Quand on fait décroître progressivement la pression aval d'une tuyère donnée, le débit en masse augmente progressivement comme l'indique la formule :

- Si la détente est faible, $\frac{P}{P_i}$ reste voisin de 1 tout le long de la tuyère et le point figuratif donnant γ se déplace sur la branche AC de la courbe précédente

- Si la détente est suffisamment forte, $\frac{P}{P_i}$ peut devenir nettement inférieure à 1 et le point figuratif passer sur la branche CO de cette même courbe mais alors

... il existe dans la tuyère une section pour laquelle γ est maximal (Point C), le calcul vient de nous montrer qu'il s'agit alors du col de la tuyère et que les conditions qui y règnent sont celles de l'état critique

($V_c = A_c$, $P = P_c$). pour toute autre section, on a $S > S_c$ donc $V < V_c$ et la pression P qui y règnent conduit au résultat suivant:

- Là où $P > P_c$ (branche AC) l'écoulement a lieu à vitesse supérieure à celle du son, il est super sonique. De coté de la tuyère (section d'air minimale), disons celle-ci en deux domaines distincts: En amont du col l'écoulement est toujours subsonique, en aval il est selon les cas soit subsonique ou super sonique.

- Si nous considérons maintenant la valeur du débit en masse, celle-ci augmente d'abord quand la pression aval diminue, puis se fixe à sa valeur maximale q_c obtenue au moment où le col devient sonique: le débit ne varie plus même si la pression aval continue à diminuer.

Chapitre V

Etude dynamique Du Verin pneumatique

V.1 - Schéma Général Du Systeme:

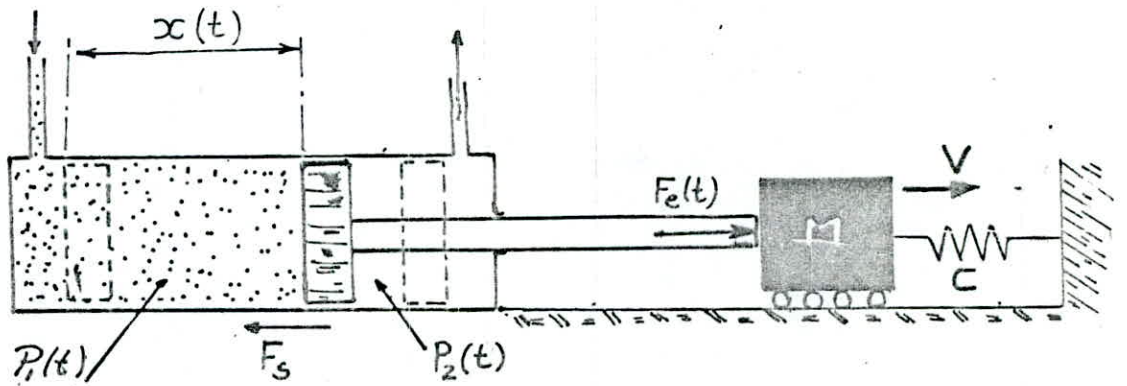


fig V.1

V.2 - Mise en evidence d'equations caracteristiques du verin :

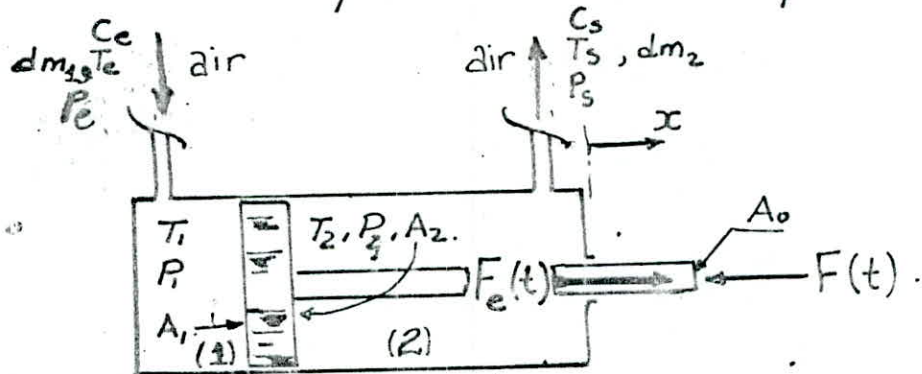


fig V.2

La charge du verin est provoquée par les paramètres suivants :

- "m" Masse à accélérer (y compris celle du piston).
- "R" Ressort de raideur - C -
- "F(t)" force extérieure.
- "F_s" force de frottement.

On faisant le bilan de toutes les forces on trouve :

$$P_1 A_1 - P_2 A_2 - m \ddot{x} - F(t) - \text{Sign}(\dot{x}) \cdot F_s - P_0 A_0 = 0$$

ou bien $P_1 A_1 - P_2 A_2 = m \ddot{x} + F(t) + \text{Sign}(\dot{x}) F_s + P_0 A_0$

d'où la charge du verin

$$F_e(t) = m \ddot{x} + F(t) + \text{Sign}(\dot{x}) \cdot F_s + P_0 A_0.$$

avec P₀ : pression atmosphérique

Dans notre cas la force extérieure $F(t) = Cx$ [tension du ressort R]

d'où $F_e(t) = m \ddot{x} + Cx + \text{Sign}(\dot{x}) F_s + P_0 A_0$. (I)

Nous savons que l'énergie ne peut pas naître dans un espace fermé, c'est à dire qu'il ne peut pas exister que la différence des énergies entrées et sorties.

Au cours du déplacement élémentaire d'un piston, l'énergie stockée dans le cylindre varie de la valeur d' e_s .

- L'énergie interne du milieu étant dans la chambre 1

$$U_1 = C_v m_1 T_1 \text{ sa dérivée donne :}$$

$$dU_1 = C_v (T_1 dm_1 + m_1 dT_1).$$

On sait que pour un système fermé $dQ = dU + p dv = dU + p A dx$.

d'où

$$dT_2 = \frac{1}{C_p m_2} (R T_2 dm_2 + P_2 A_2 dx - dQ_2) \quad (2)$$

Comme On a besoin des pressions au lieu des variations de température, on utilise la loi générale des gaz parfait (qui reste valable dans le cas des phénomènes infiniment lents, on fait ici qu'une approximation).

$$pV = mRT \quad \text{d'où} \quad T = \frac{pV}{mR}$$

Sous la forme différentielle on aura :

$$dT = \frac{V}{mR} dp + \frac{P}{mR} dV - \frac{pV}{m^2 R} dm$$

en introduisant de nouveau $T = pV/mR$.

$$\text{On trouve} \quad dT = \frac{V}{mR} dp + \frac{P}{mR} dV - \frac{T}{m} dm \quad (3)$$

Appliquons la relation (3) pour la chambre 1.

$$\frac{V_1}{m_1 R} dp_1 + \frac{P_1}{m_1 R} dV_1 - \frac{T_1}{m_1} dm_1 = \frac{1}{C_p m_1} (R T_1 dm_1 - P_1 A_1 dx - dQ_1)$$

sachant que $R = C_p - C_v$ et $\gamma = C_p / C_v$.

$$\frac{V_1}{R} dp_1 + \frac{P_1}{R} dV_1 - T_1 dm_1 = \frac{R T_1}{C_p} dm_1 - \frac{P_1 A_1 dx}{C_v} - \frac{dQ_1}{C_v}$$

$$\text{or} \quad \frac{R}{C_v} = \frac{C_p - C_v}{C_v} = \gamma - 1$$

$$\text{donc} \quad \frac{V_1}{R} dp_1 + \frac{P_1}{R} dV_1 - \cancel{T_1} dm_1 = \frac{C_p}{C_v} T_1 dm_1 - \cancel{T_1} dm_1 - \frac{P_1 A_1 dx}{C_v} - \frac{dQ_1}{C_v}$$

$$\text{c.à.d} \quad \frac{V_1}{R} dp_1 + \frac{P_1}{R} dV_1 = \gamma T_1 dm_1 - \frac{P_1}{C_v} dV_1 - \frac{dQ_1}{C_v}$$

Dans notre cas on a :

$$-dQ_1 = dU_1 + P_1 A_1 dx \quad [\text{Energie recue par le systeme}]$$

L'énergie du gaz entré va augmenter celle de la chambre 1 de dw_1 , donc $dw_1 - dQ_1 = dU_1 + P_1 A_1 dx$.

$$\text{avec } dw_1 = dm_1 \left(c_p T_e + \frac{C_e^2}{2} \right).$$

$$\text{d'où } dm_1 \left(c_p T_e + \frac{C_e^2}{2} \right) - dQ_1 = C_v (T_1 dm_1 + m_1 dT_1) + P_1 A_1 dx.$$

$$\text{On sait aussi que } c_p T_e + \frac{C_e^2}{2} = c_p T_1 = C^T_e$$

$$\text{donc : } -dQ_1 = dm_1 (C_v - c_p) T_1 + C_v m_1 dT_1 + P_1 A_1 dx.$$

$$\text{d'où } dT_1 = \frac{1}{C_v m_1} (R T_1 dm_1 - P_1 A_1 dx - dQ_1) \quad (1)$$

Pour la chambre 2 :

$$\text{L'énergie interne est } U_2 = m_2 C_v T_2.$$

$$\text{Sa dérivée : } dU_2 = C_v (T_2 dm_2 + m_2 dT_2).$$

L'énergie fournie par le gaz de masse dm_2 est :

$$dw_2 = dm_2 \left(c_p T_s + \frac{C_s^2}{2} \right).$$

le piston donne l'énergie $P_2 A_2 dx$

alors

$$-dw_2 - dQ_2 = dU_2 - P_2 A_2 dx$$

$$\text{Soit : } -dm_2 \left(c_p T_s + \frac{C_s^2}{2} \right) - dQ_2 = C_v (T_2 dm_2 + m_2 dT_2) - P_2 A_2 dx.$$

dm_2 est négatif si le gaz sort de la chambre.

$$\text{d'autre part } c_p T_e = \frac{C_e^2}{2} + c_p T_s = C^T_e.$$

(On minimise ici la vitesse du gaz entrant derrière le piston).

$$\text{donc : } dm_2 c_p T_2 - dQ_2 = C_v T_2 dm_2 + C_v m_2 dT_2 - P_2 A_2 dx.$$

$$\frac{V_1}{R} dP_1 = \gamma T_1 dm_1 - \frac{P_1}{R} dv_1 - \frac{P_1}{C_v} dv_1 - \frac{dQ_1}{C_v}$$

multiplier les deux termes par R/γ , ce qui donne:

$$dP_1 = \gamma \frac{R}{V_1} T_1 dm_1 - \frac{P_1}{V_1} dv_1 - \frac{R P_1}{C_v V_1} dv_1 - \frac{R}{V_1} \frac{dQ_1}{C_v}$$

$$dP_1 = \gamma \frac{R}{V_1} T_1 dm_1 - \frac{C_v + R}{C_v} \frac{P_1}{V_1} dv_1 - \frac{R}{C_v} \frac{dQ_1}{V_1}$$

$$\text{avec } \frac{C_v + R}{C_v} = \frac{C_p}{C_v} = \gamma$$

$$\text{d'où } dP_1 = \gamma \frac{R}{V_1} T_1 dm_1 - \gamma \frac{P_1}{V_1} dv_1 - (\gamma - 1) \frac{dQ_1}{V_1}$$

$$dP_1 = \frac{\gamma}{V_1} \left[RT_1 dm_1 - P_1 dv_1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma} dQ_1 \right]$$

En général on a $V_1 = V_{10} + A_1 x$.

donc

$$dP_1 = \frac{\gamma}{V_{10} + A_1 x} \left[RT_1 dm_1 - P_1 A_1 dx - \frac{\gamma - 1}{\gamma} dQ_1 \right] \quad (4)$$

- Appliquons la relation (3) pour la chambre 2. avec $dv_2 = -A_2 dx$.
d'après l'équation de dT_2 et dT de la page 53 =

$$\frac{V_2}{M_2 R} dP_2 + \frac{P_2}{M_2 R} dv_2 - \frac{T_2}{M_2} dm_2 = \frac{1}{C_v M_2} (RT_2 dm_2 + P_2 A_2 dx - dQ_2)$$

$$\frac{V_2}{R} dP_2 + \frac{P_2}{R} dv_2 - T_2 dm_2 = \frac{RT_2}{C_v} dm_2 - \frac{P_2}{C_v} dv_2 - \frac{dQ_2}{C_v}$$

$$\frac{V_2}{R} dP_2 + \frac{P_2}{R} dv_2 - T_2 dm_2 = (\gamma - 1) T_2 dm_2 - \frac{P_2}{C_v} dv_2 - \frac{dQ_2}{C_v}$$

$$\frac{V_2}{R} dP_2 + \frac{P_2}{R} dv_2 - \cancel{T_2} dm_2 = \gamma T_2 dm_2 - \cancel{T_2} dm_2 - \frac{P_2}{C_v} dv_2 - \frac{dQ_2}{C_v}$$

$$\frac{V_2}{R} dP_2 = \gamma T_2 dm_2 - \frac{P_2}{R} dv_2 - \frac{P_2}{C_v} dv_2 - \frac{dQ_2}{C_v}$$

en multipliant par R/V_2 on trouve :

$$dP_2 = \frac{R}{v_2} \gamma T_2 dm_2 - \frac{P_2}{v_2} dv_2 - \frac{P_2 R}{C_v v_2} d\theta_2 - \frac{R}{v_2} \frac{d\theta_2}{C_v}$$

$$dP_2 = \frac{R}{v_2} \gamma T_2 dm_2 - \frac{C_v + R}{C_v v_2} P_2 dv_2 - \frac{R}{v_2} \frac{d\theta_2}{C_v}$$

avec $C_v + R = C_p$ on trouve.

$$dP_2 = \frac{R}{v_2} \gamma T_2 dm_2 - \frac{\gamma}{v_2} P_2 dv_2 - (\gamma - 1) \frac{d\theta_2}{v_2}$$

d'où on trouve l'équation finale de dP_2

$$dP_2 = \frac{\gamma}{v_2} \left[R T_2 dm_2 - P_2 dv_2 - \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) d\theta_2 \right]$$

Sachant qu'en général $v_2 = v_{20} + A_2(L - x)$ et $dv_2 = -A_2 dx$
ou L est la course totale du piston

$$dP_2 = \frac{\gamma}{v_{20} + A_2(L - x)} \left(R T_2 dm_2 + P_2 A_2 dx - \frac{\gamma - 1}{\gamma} d\theta_2 \right) \quad (5)$$

- Étudions les variations de pression en Cas :

- Isothermique

- Adiabatique

1) Cas isothermique : $dT = 0$

En partant de la forme différentielle de la loi
des gaz parfait

$$\frac{dT}{T} = \frac{1}{\gamma} \frac{dP}{P} + \frac{P dv}{\gamma P v} dm = 0$$

$$\text{d'où } dP_{\text{isot}} = \frac{1}{v} (RT dm - P dv)$$

Pour les chambres du vérin

- Chambre 1

$$dP_{1 \text{ isoth}} = \frac{1}{v_{10} + A_1 x} (RT_1 dm_1 - P_1 A_1 dx)$$

- chambre 2.

$$dP_{2 \text{ isot}} = \frac{1}{v_{20} + A_2(L-x)} (RT_2 dm_2 + P_2 A_2 dx)$$

2) Cas adiabatique ($dQ=0$) - isolation parfaite

A partir des équations (4) et (5) on peut écrire que pour la

Chambre 1

$$dP_{1 \text{ ad}} = \frac{\gamma}{v_{10} + A_1 dx} (RT_1 dm_1 - P_1 A_1 dx) = \gamma dP_{1 \text{ isot}}$$

Chambre 2.

$$dP_{2 \text{ ad}} = \frac{\gamma}{v_{20} + A_2(L-x)} (RT_2 dm_2 + P_2 A_2 dx) = \gamma dP_{2 \text{ isot}}$$

Les transformations réelles se situent entre ces deux cas qui viennent d'être établis et déduits.

Les variations de pression considérées dans le cas de transformations polytropiques seront :

$$dP_{1, poly} = \frac{n}{v_{10} + A_1 x} (RT_1 dm_1 - P_1 A_1 dx)$$

$$dP_{2, poly} = \frac{n_2}{v_{20} + A_2(L-x)} (RT_2 dm_2 + P_2 A_2 dx)$$

En prenant la dérivée par rapport au temps on aura :

$$\left. \begin{aligned} \dot{P}_1 poly &= \frac{n_1}{v_{10} + A_1 x} (RT_1 \dot{m}_1 - P_1 A_1 \dot{x}) \\ \dot{P}_2 poly &= \frac{n_2}{v_{20} + A_2(L-x)} (RT_2 \dot{m}_2 + P_2 A_2 \dot{x}) \end{aligned} \right\} \text{(II)}$$

Donc nous aboutit à deux équations différentielles non linéaires, pour les résoudre il faut utiliser des méthodes approchées tel que la méthode de RUNGE KUTTA.

Détermination des débits massiques (\dot{m}_1 et \dot{m}_2).

Considérons l'écoulement de sortie par un étrangleur. L'équation d'Euler pour un état donné s'écrit :

$$\frac{c^2}{2} + c_p T = c_p T_0$$

Remarque :

• L'indice "0" réservé à l'état générateur.

Comme $C_p = \frac{C_p}{C_v} \cdot \frac{C_p - C_v}{C_p - C_v} = \frac{\gamma P}{\gamma - 1} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} R$

et $T = \frac{1}{R} \frac{P}{\rho}$

$$\frac{C^2}{2} + \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P}{\rho} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_0}{\rho_0}$$

Sachant que $\frac{P}{\rho_0} = \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \Rightarrow P = \rho_0 \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}$ [Loi d'isentroquie]

alors $\frac{P}{\rho} = \frac{P}{\rho_0 \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{1}{\gamma}}} = \frac{P_0^{\frac{1}{\gamma}} P}{\rho_0 P^{\frac{1}{\gamma}}}$

$$= \frac{P_0^{\frac{1}{\gamma}} \cdot P^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}}{\rho_0 \frac{P_0^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}}{P_0^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}}} = \frac{P_0}{\rho_0} \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}$$

L'équation énergétique devient en y remplaçant $\frac{P}{\rho}$:

$$\frac{C^2}{2} + \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_0}{\rho_0} \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_0}{\rho_0}$$

D'où la vitesse

$$C = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_0}{\rho_0} \left(1 - \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}\right)}$$

avec laquelle sort le débit massique suivant une section F où règne la pression P .

donc le débit massique m sera égale :

$$m = \mu \rho C F = \mu \rho F \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_0}{\rho_0} \left(1 - \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}\right)}$$

et puisque $\rho = \rho_0 \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{1}{\gamma}}$

$$\dot{m} = \mu F p_0 \left(\frac{P}{p_0}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{p_0}{p_0} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}$$

$$\dot{m} = \mu F \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma-1} \cdot p_0 \cdot p_0 \left(\frac{P}{p_0}\right)^{\frac{2}{\gamma}} \cdot \left[1 - \left(\frac{P}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]}$$

avec μ : Coefficient du débit massique \dot{m} .

F : Section de passage.

Donc le débit massique \dot{m} est une fonction de $\left(\frac{P}{p_0}\right)$.

$$\text{C.à.d } \dot{m} = f\left(\frac{P}{p_0}\right).$$

qui prend l'allure suivante :

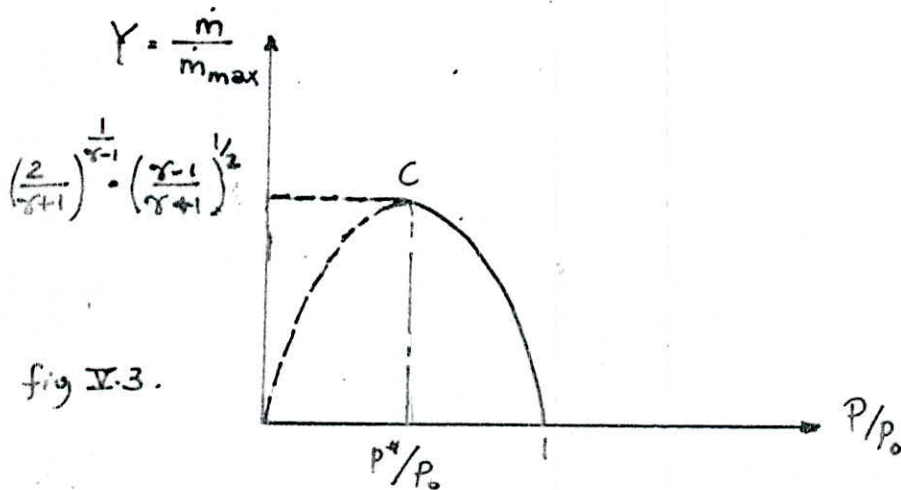


fig. V.3.

Le lieu du maximum (point critique)

$$P^*/p_0 = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 0,528.$$

qui correspond au rapport $Y = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \cdot \left(\frac{\gamma-1}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{2}}$

Lorsque le rapport $P_1/P_0 < 0,528$ le débit reste

constant c.à.d. $\dot{m}_1 = \dot{m}_{\max}$.

au point critique (C), la vitesse d'écoulement $c = a^*$ qui est la vitesse sonique relative à la température d'écoulement.

$$\dot{m}_{\max} = \mu F \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma - 1} P_0 \rho_0 \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{2}{\gamma - 1}} \left[1 - \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \frac{\gamma}{\gamma - 1}\right]}$$

$$\dot{m}_{\max} = \mu \cdot F \cdot \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \cdot \sqrt{P_0 \rho_0} \cdot \sqrt{\frac{2 \gamma}{\gamma + 1}}$$

Écoulement d'entrée dans la chambre 1 (fig. V.9)

L'équation d'énergie s'écrit : $\frac{C_1^2}{2} + c_p T_1 = c_p T_0$.

$$\frac{C_1^2}{2} + \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_0}{\rho_0} \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_0}{\rho_0}$$

Le débit massique égale :

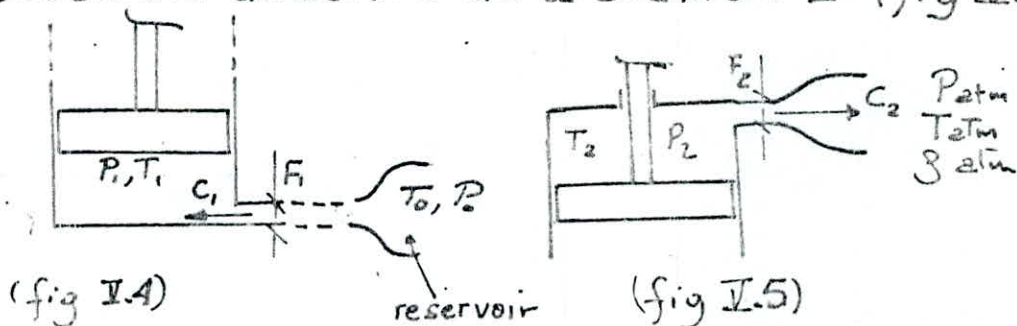
$$\dot{m}_1 = \mu_1 F_1 \sqrt{\frac{2 \gamma}{\gamma - 1} P_0 \rho_0 \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{2}{\gamma}} \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}\right]}$$

avec $\mu_1 = \varphi \cdot \alpha$ où $\alpha =$ Coefficient de contraction

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + f}} \quad \text{si } \frac{P_1}{P_0} < 0,528 \quad \text{(III)}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{1 \max} = \mu_1 F_1 \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \sqrt{P_0 \rho_0} \sqrt{\frac{2 \gamma}{\gamma + 1}}$$

Écoulement de sortie de la chambre 2 (fig V.5)



L'équation d'énergie s'écrit :

$$\frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{P_2}{\rho_2} = \frac{C_{2atm}^2}{2} + \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P_2}{\rho_2} \left(\frac{P_{atm}}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\text{Ce qui donne } C_{2atm} = \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma-1} \frac{P_2}{\rho_2} \left[1 - \left(\frac{P_{atm}}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}$$

• Débit massique \dot{m}_2 :

$$\dot{m}_2 = \mu_2 F_2 \rho_{2atm} C_{2atm} = \mu_2 F_2 \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma-1} P_2 \rho_2 \left(\frac{P_{atm}}{P_2} \right)^{2/\gamma} \left[1 - \left(\frac{P_{atm}}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}$$

si $P_{atm}/P_2 < 0,528$

alors le débit reste constant et égale à

$$\dot{m}_{2max} = \mu_2 F_2 \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \sqrt{P_2 \rho_2 \cdot \frac{2\gamma}{\gamma+1}} \quad (IV)$$

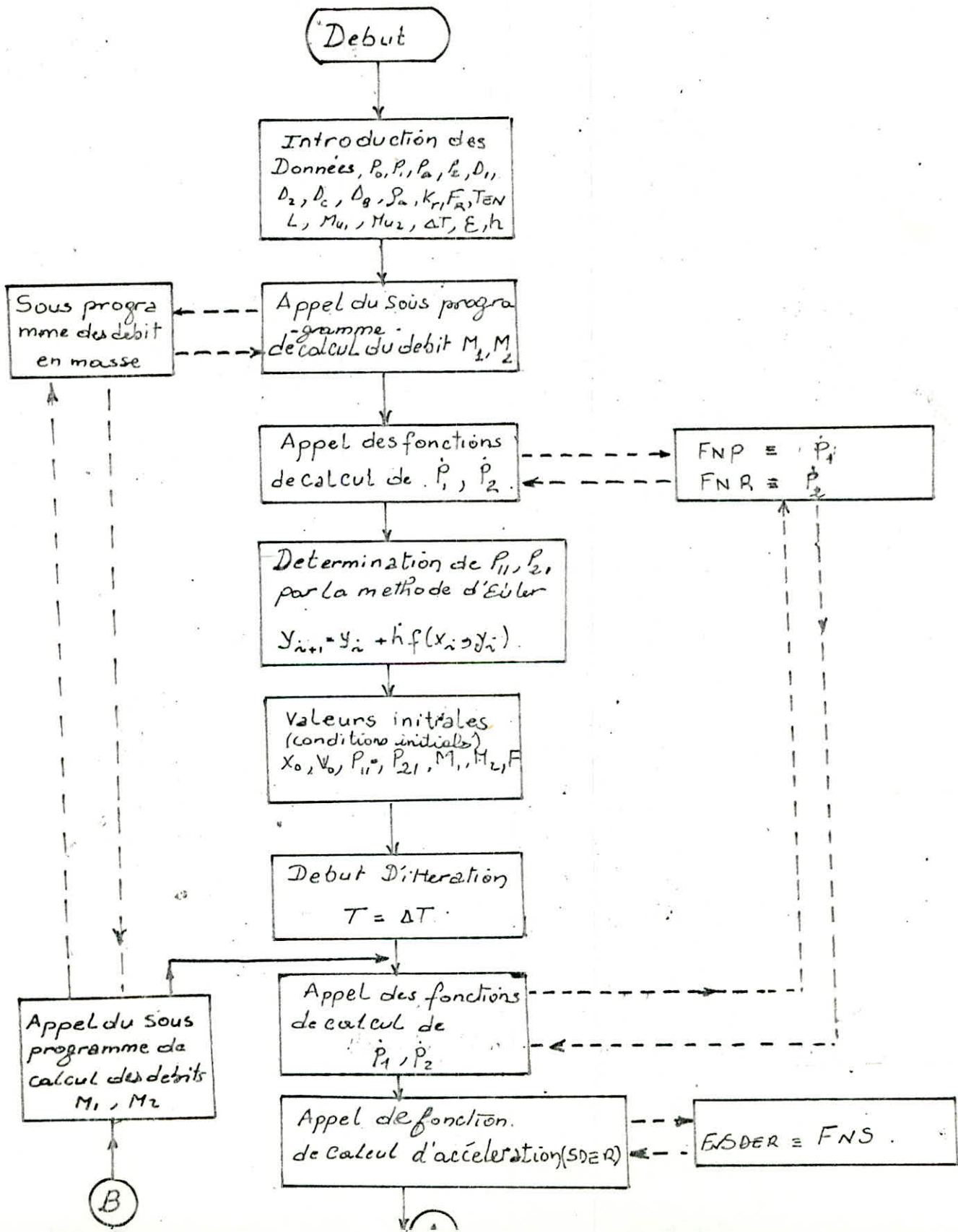
Remarques :

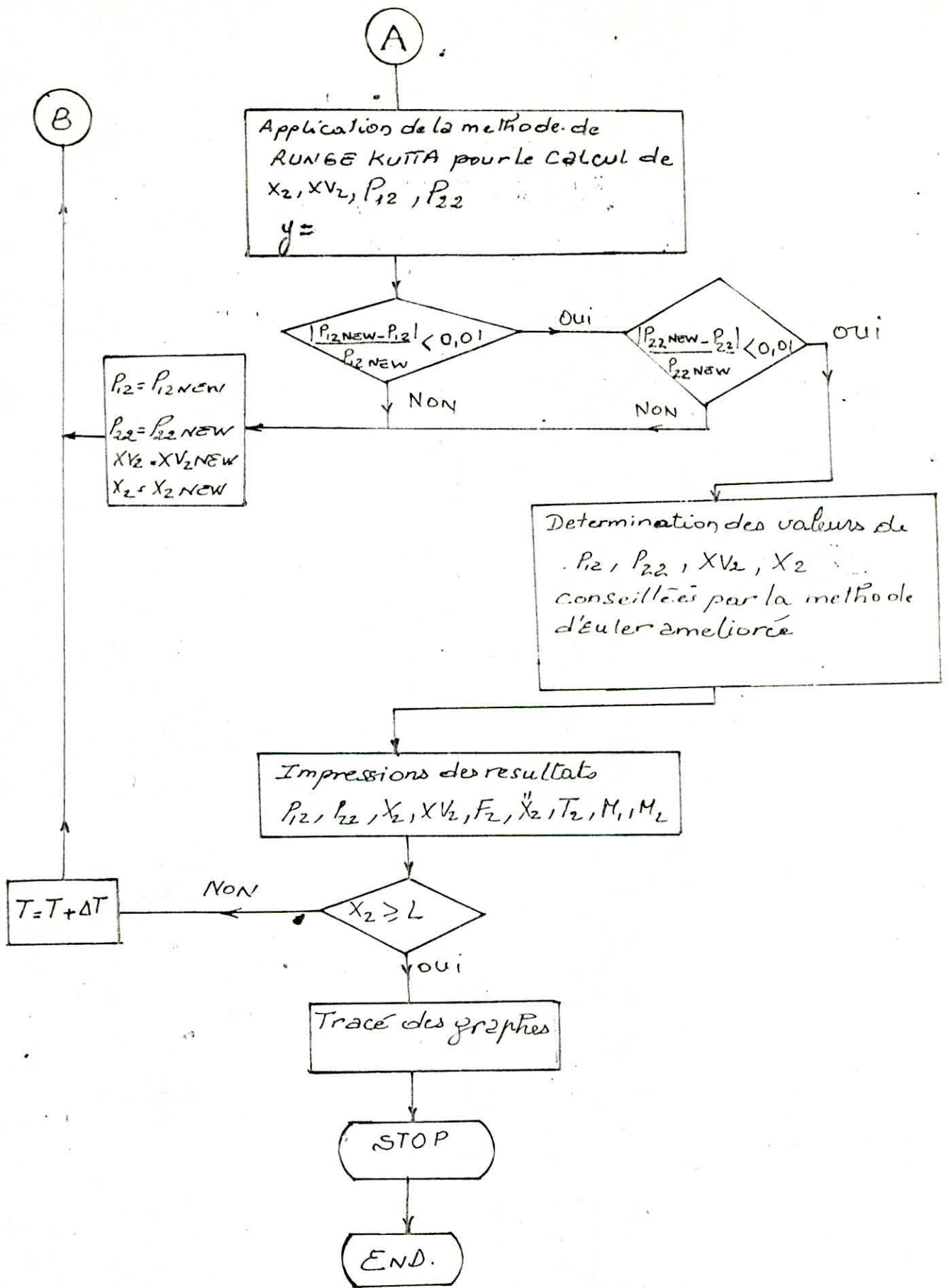
- On peut trouver quelques détails sur la courbe du débit dans le chapitre IV.
- Les quatre équations doivent essentiellement être utilisées pour aboutir aux courbes caractéristiques du vérin pneumatique.

CH: VI

RESULTATS ET INTERPRETATIONS
GRAPHIQUES

Organigramme.

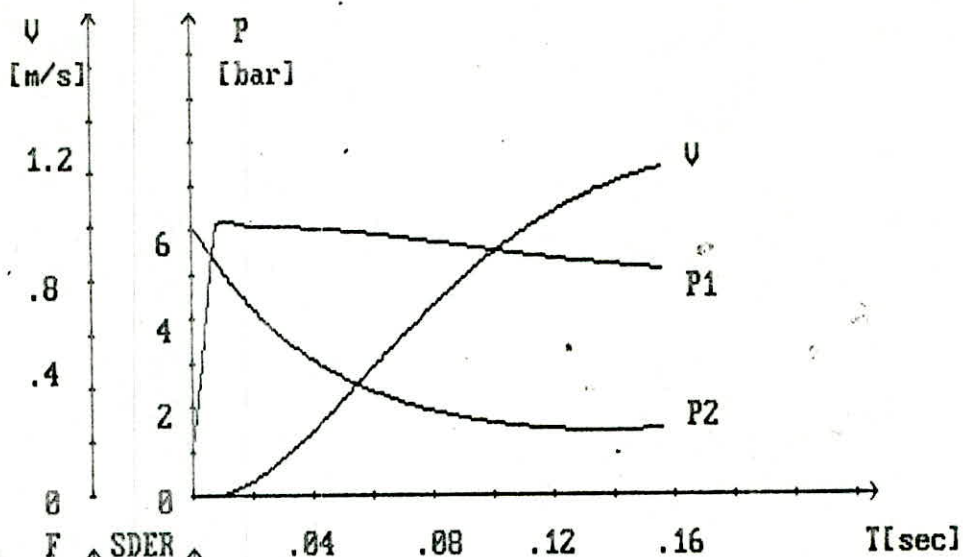




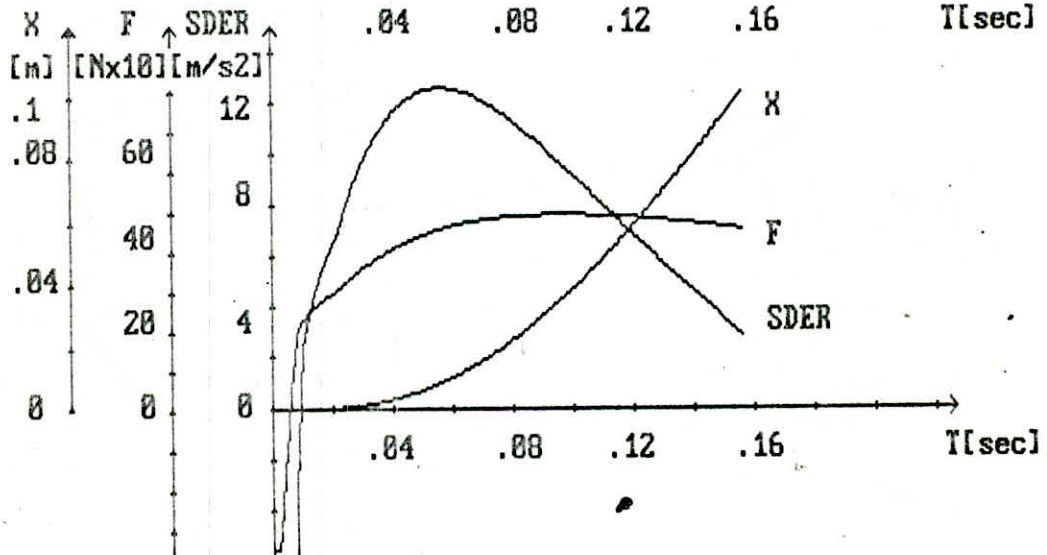
P12	P22	F2	X2	XV2	M1	M2	SDER	T2
215377	580221	-369.800	0.000000000	0.000000	0.009	-.007	-37.011	0.002
289302	569704	-265.432	0.000000000	0.000000	0.009	-.007	-32.746	0.003
365031	559222	-159.182	0.000000000	0.000000	0.009	-.007	-26.606	0.004
441159	548996	-53.068	0.000000000	0.000000	0.008	-.007	-20.356	0.005
511220	538981	46.633	0.000000000	0.000000	0.007	-.007	-14.114	0.006
568042	529162	131.829	0.000000000	0.000000	0.005	-.007	-8.250	0.007
603819	519537	193.996	0.000000000	0.000000	0.002	-.007	-3.238	0.008
614735	510104	227.263	0.000000581	0.001278	0.000	-.007	0.419	0.009
612415	500862	241.219	0.000002908	0.004173	0.000	-.007	2.361	0.010
612509	491807	247.738	0.000008781	0.007509	0.000	-.006	3.148	0.011
611869	482955	257.057	0.000018081	0.011234	0.000	-.006	3.492	0.012
611092	474299	265.207	0.000031361	0.015457	0.000	-.006	3.996	0.013
610027	465837	272.962	0.000049079	0.020084	0.000	-.006	4.426	0.014
608678	457568	280.128	0.000071617	0.025097	0.000	-.006	4.828	0.015
607018	449487	286.719	0.00009345	0.030453	0.000	-.006	5.190	0.016
605035	441592	292.709	0.000132586	0.036114	0.000	-.006	5.515	0.017
602715	433879	298.088	0.000171626	0.042041	0.000	-.006	5.801	0.018
600050	426344	302.847	0.000216712	0.048196	0.000	-.006	6.047	0.019
598141	418989	308.222	0.000268103	0.054567	0.001	-.006	6.255	0.020
599146	411813	315.328	0.000325983	0.061224	0.001	-.005	6.496	0.021
599332	404793	323.623	0.000390715	0.068257	0.001	-.005	6.836	0.022
598215	397954	331.018	0.000462661	0.075678	0.001	-.005	7.241	0.023
598342	391268	338.043	0.000542138	0.083430	0.001	-.005	7.589	0.024
601080	384731	344.803	0.000629634	0.091493	0.001	-.005	7.911	0.025
598783	378355	352.715	0.000725260	0.099883	0.000	-.005	8.213	0.026
598692	372144	356.829	0.000829486	0.108557	0.001	-.005	8.580	0.027
597833	366080	364.504	0.000942451	0.117425	0.001	-.005	8.720	0.028
599122	360161	370.079	0.001064458	0.126620	0.001	-.005	9.067	0.029
598133	354386	377.079	0.001195760	0.136046	0.001	-.005	9.287	0.030
598403	348751	382.003	0.001336634	0.145736	0.001	-.005	9.588	0.031
598087	343250	388.275	0.001487269	0.155616	0.001	-.005	9.763	0.032
598059	337872	392.887	0.001647913	0.165720	0.001	-.005	10.016	0.033
597609	332628	398.912	0.001818739	0.175995	0.001	-.004	10.169	0.034
597391	327511	403.323	0.001999947	0.186478	0.001	-.004	10.402	0.035
597102	322519	408.651	0.002191717	0.197103	0.001	-.004	10.538	0.036
596707	317650	413.305	0.002394191	0.207909	0.001	-.004	10.727	0.037
596469	312900	417.836	0.002607555	0.218851	0.001	-.004	10.873	0.038
595990	308266	422.512	0.002831919	0.229934	0.001	-.004	11.011	0.039
595705	303745	426.586	0.003067443	0.241147	0.002	-.004	11.156	0.040
595211	299335	430.998	0.003314230	0.252472	0.002	-.004	11.264	0.041
594849	295033	434.840	0.003572405	0.263911	0.002	-.004	11.390	0.042
594347	290836	438.889	0.003842063	0.275442	0.002	-.004	11.481	0.043
593912	286742	442.542	0.004123302	0.287068	0.002	-.004	11.584	0.044
593391	282747	446.250	0.004416205	0.298769	0.002	-.004	11.662	0.045
592896	278850	449.695	0.004720848	0.310545	0.002	-.004	11.742	0.046
592346	275048	453.105	0.005037299	0.322382	0.002	-.004	11.806	0.047
591799	271339	456.329	0.005365616	0.334276	0.002	-.004	11.868	0.048
591216	267719	459.472	0.005705852	0.346216	0.002	-.004	11.917	0.049
590623	264187	462.470	0.006058048	0.358197	0.002	-.004	11.962	0.050
590003	260741	465.370	0.006422242	0.370210	0.002	-.004	11.997	0.051
589369	257378	468.146	0.006798463	0.382248	0.002	-.004	12.027	0.052
588713	254096	470.819	0.007186731	0.394304	0.002	-.004	12.048	0.053
588040	250894	473.381	0.007587063	0.406373	0.003	-.003	12.064	0.054
587348	247768	475.840	0.007999467	0.418447	0.003	-.003	12.072	0.055
586639	244717	478.196	0.008423946	0.430521	0.003	-.003	12.075	0.056
585913	241740	480.454	0.008860496	0.442588	0.003	-.003	12.072	0.057
585171	238833	482.615	0.009309108	0.454644	0.003	-.003	12.062	0.058
584413	235996	484.682	0.009769769	0.466682	0.003	-.003	12.048	0.059
583639	233226	486.658	0.010242460	0.478698	0.003	-.003	12.028	0.060
582851	230522	488.546	0.010727150	0.490685	0.003	-.003	12.003	0.061
582048	227883	490.347	0.011223810	0.502641	0.003	-.003	11.973	0.062
581232	225305	492.065	0.011732410	0.514560	0.003	-.003	11.938	0.063
580403	222789	493.702	0.012252910	0.526437	0.003	-.003	11.899	0.064
579562	220332	495.260	0.012785260	0.538269	0.003	-.003	11.855	0.065
578709	217932	496.742	0.013329420	0.550051	0.003	-.003	11.808	0.066
577845	215589	498.150	0.013885340	0.561780	0.003	-.003	11.756	0.067
576970	213301	499.486	0.014452960	0.573452	0.004	-.003	11.701	0.068
576085	211066	500.752	0.015032220	0.585064	0.004	-.003	11.642	0.069
575191	208883	501.951	0.015623060	0.596611	0.004	-.003	11.580	0.070
574288	206751	503.085	0.016225410	0.608092	0.004	-.003	11.515	0.071
573377	204669	504.156	0.016839210	0.619504	0.004	-.003	11.447	0.072
572459	202635	505.166	0.017464390	0.630842	0.004	-.003	11.375	0.073
571534	200648	506.117	0.018100870	0.642105	0.004	-.003	11.301	0.074

570602	198707	507.012	0.018748570	0.653291	0.004	-.003	11.225	0.075
569664	196810	507.851	0.019407420	0.664396	0.004	-.003	11.146	0.076
568722	194958	508.636	0.020077330	0.675419	0.004	-.003	11.064	0.077
567774	193148	509.371	0.020758220	0.686357	0.004	-.003	10.981	0.078
566822	191379	510.055	0.021450010	0.697209	0.004	-.003	10.895	0.079
565867	189651	510.692	0.022152610	0.707973	0.004	-.003	10.808	0.080
564908	187963	511.283	0.022865920	0.718647	0.004	-.003	10.719	0.081
563947	186314	511.828	0.023589870	0.729229	0.004	-.003	10.628	0.082
562984	184703	512.331	0.024324350	0.739717	0.004	-.003	10.536	0.083
562019	183130	512.790	0.025069270	0.750112	0.004	-.003	10.442	0.084
561052	181594	513.209	0.025824540	0.760410	0.005	-.003	10.347	0.085
560085	180095	513.587	0.026590060	0.770611	0.005	-.003	10.250	0.086
559118	178633	513.925	0.027365730	0.780714	0.005	-.003	10.152	0.087
558150	177156	514.227	0.028152450	0.790731	0.005	-.003	10.052	0.088
547618	163770	515.277	0.037428690	0.893939	0.005	-.002	8.908	0.099
546680	162743	515.189	0.038327010	0.902686	0.005	-.002	8.801	0.100
545746	161748	515.073	0.039234030	0.911324	0.005	-.002	8.693	0.101
544816	160784	514.930	0.040149630	0.919854	0.005	-.002	8.584	0.102
543892	159851	514.761	0.041073700	0.928275	0.005	-.002	8.475	0.103
542973	158947	514.567	0.042006140	0.936587	0.005	-.002	8.366	0.104
542059	158074	514.347	0.042946840	0.944790	0.005	-.002	8.257	0.105
541151	157231	514.103	0.043895680	0.952883	0.005	-.002	8.148	0.106
540248	156417	513.835	0.044852560	0.960866	0.005	-.002	8.038	0.107
539352	155632	513.543	0.045817380	0.968740	0.006	-.002	7.929	0.108
538462	154877	513.229	0.046790010	0.976503	0.006	-.002	7.819	0.109
537578	154150	512.892	0.047770350	0.984157	0.006	-.002	7.709	0.110
536702	153452	512.532	0.048758290	0.991702	0.006	-.002	7.599	0.111
535831	152782	512.152	0.049753710	0.999136	0.006	-.002	7.489	0.112
534968	152141	511.750	0.050756520	1.006460	0.006	-.002	7.379	0.113
534112	151528	511.327	0.051766600	1.013675	0.006	-.002	7.269	0.114
533263	150943	510.884	0.052783830	1.020780	0.006	-.002	7.160	0.115
532422	150385	510.420	0.053808120	1.027775	0.006	-.002	7.050	0.116
531577	149852	510.067	0.054839340	1.034664	0.006	-.002	6.941	0.117
530710	149341	509.514	0.055877410	1.041447	0.006	-.002	6.839	0.118
529854	148855	508.983	0.056922200	1.048119	0.006	-.002	6.726	0.119
529009	148397	508.412	0.057973610	1.054680	0.006	-.002	6.617	0.120
528177	147967	507.827	0.059031520	1.061131	0.006	-.002	6.506	0.121
527356	147564	507.228	0.060095830	1.067471	0.006	-.002	6.396	0.122
526547	147188	506.615	0.061166430	1.073702	0.006	-.002	6.286	0.123
525748	146839	505.988	0.062243200	1.079824	0.006	-.002	6.176	0.124
524961	146517	505.345	0.063326030	1.085837	0.006	-.002	6.067	0.125
524185	146222	504.689	0.064414830	1.091742	0.006	-.002	5.959	0.126
523419	145954	504.017	0.065509480	1.097539	0.006	-.002	5.851	0.127
522664	145713	503.329	0.066609870	1.103229	0.006	-.002	5.743	0.128
521918	145498	502.627	0.067715900	1.108811	0.006	-.002	5.636	0.129
521183	145310	501.910	0.068827450	1.114286	0.006	-.002	5.529	0.130
520458	145149	501.176	0.069944420	1.119655	0.006	-.002	5.422	0.131
519743	145014	500.428	0.071066710	1.124918	0.006	-.002	5.316	0.132
519037	144906	499.663	0.072194220	1.130075	0.006	-.002	5.210	0.133
518342	144824	498.883	0.073326830	1.135127	0.006	-.002	5.104	0.134
517656	144770	498.087	0.074464430	1.140073	0.006	-.002	4.999	0.135
516980	144742	497.275	0.075606940	1.144914	0.006	-.002	4.894	0.136
516314	144741	496.446	0.076754230	1.149651	0.006	-.002	4.789	0.137
515657	144767	495.602	0.077906200	1.154284	0.006	-.002	4.685	0.138
515010	144820	494.741	0.079062750	1.158812	0.006	-.002	4.581	0.139
514372	144900	493.863	0.080223780	1.163237	0.006	-.002	4.477	0.140
513745	145008	492.969	0.081389190	1.167558	0.006	-.002	4.373	0.141
513126	145144	492.057	0.082558860	1.171776	0.006	-.002	4.269	0.142
512518	145308	491.128	0.083732700	1.175891	0.006	-.002	4.166	0.143
511919	145501	490.180	0.084910610	1.179903	0.006	-.002	4.063	0.144
511329	145723	489.214	0.086092480	1.183811	0.006	-.002	3.960	0.145
510749	145974	488.230	0.087278190	1.187617	0.006	-.002	3.857	0.146
510179	146256	487.225	0.088467680	1.191321	0.007	-.002	3.755	0.147
509618	146569	486.200	0.089660800	1.194921	0.007	-.002	3.652	0.148
509067	146913	485.155	0.090857480	1.198420	0.007	-.002	3.549	0.149

F MAX=515.629
 F MIN=-369.8
 SDER MAX=12.86
 SDER MIN=-37.81
 T MAX=.157
 U MAX=1.21
 X MAX= .1



DT=.001
 M = 17
 FR= .18
 KR= 0
 TEN=0



Courbes Caractéristiques Du verin (Pneumatiques à Double effet Non Amorti

. RESULTATS ET INTERPRETATIONS DES COURBES:

- D'après l'étude faite précédemment, nous avons aboutis au tracé des courbes caractéristiques qui décrivent les différents changements que subit l'air durant son évolution dans le Verin, qui est traduit par les paramètres suivants:

(Vitesse, accélération, force, déplacement et pressions.)

Pour les données suivantes:

- . Intervalle de temps $\Delta T = 1/1000 \text{ sec}$
 - . Masse à déplacer (y. compris celle du piston) $m = 17 \text{ kg.}$
 - . Coefficient de frottement $FR =$
 - . Raideur du ressort $K_n = 0$
 - . Tension initiale $TEN = 0$
 - . Pression du réseau $P_r = 6 \text{ bars}$
- } on néglige la tension du joint sur le cylindre

Pour cela on va examiner les différentes courbes:

VI.1) Chambre motrice - P₂-

Dans la chambre motrice la pression P₂ croît rapidement de 1 bar à 6 bars, (avec plus ou moins quelques dixièmes de bar qui est dû au perturbation qui peuvent exister), en passant par la valeur proche de 5,11 bars où on a l'équilibre des forces (F_e(t) = 0) qui correspond au temps T = 6/1000 sec mais le déplacement du piston commence lorsque la

La pression soit suffisante pour vaincre les frottements, ceci est réalisé avec l'augmentation de la pression P_2 et la diminution de P_1 , jusqu'au temps $9/1000$ sec ou on a le déplacement du piston.

Cette période est dite (de démarrage) qui correspond au temps $9/1000$ sec puis la pression P_2 essaie de se stabiliser en diminuant de valeur $= P_2 - \Delta P_2$ avec P_2 :

pression du réseau et ΔP_2 : la perte de charge entre le conditionneur d'air et la chambre motrice qui dépend du débit d'air Q , et donc de la vitesse du piston.

La force créée par la pression P_1 est égale à $F_1 = P_1 \cdot S$ appliquée sur la face arrière du piston qui entraîne la sortie de la tige (A^+)

VI.2. Contre chambre - P_2

Pour la contre chambre P_2 la pression varie en diminuant de ϵ bars absolu à une pression ΔP_2 avec ΔP_2 : la perte de charge due à l'échappement qui dépend aussi de la vitesse du piston V , la force créée par cette pression est $F_2 = -P_2 \cdot x$ qui tend à retarder le déplacement du verin, donc on constate que la pression P_2 décroît plus ou moins rapidement avec le temps puis elle commence à se stabiliser avant le choc,

a une pression voisine à 1 bar. Cette décroissance peut prendre plusieurs allures suivant les accessoires existants dans le système tel que régulateur de vitesse à l'échappement ou de la charge à déplacer.

La différence de pression entre l'amont et l'aval du piston définit bien la charge à vaincre durant la course du piston.

VI.3. Courbe de déplacement - x -

La courbe de déplacement du piston (x) a une allure croissante pour atteindre la valeur maximale en fin de course qui est égale à 0,1 m.

Cette allure prend la forme linéaire à partir du temps $T = 9/100$ sec qui est une valeur approximative du temps.

VI.4. Courbe de Vitesse - v -

Durant la course du piston la vitesse croît plus ou moins vite suivant les accessoires implantés dans le système, qui influent de façon remarquable sur l'allure de la courbe. La vitesse prend une allure parabolique pour avoir une valeur en fin de course égale à 1,21 m/s.

Pour les vitesses amorties cette vitesse va prendre une forme décroissante en terminant la course et avoir une valeur nulle.

VI.5. Courbe d'accélération \ddot{x} (SDER)

Au démarrage l'accélération prend des valeurs négatives et elle s'annule à un temps égal à $9/1000$ sec puis elle prend une forme parabolique en passant par la valeur maximale de $12,06 \text{ m/s}^2$ puis la valeur en fin de course qui est égale à $2,65 \text{ m/s}^2$

VI.6. Courbe de la Force $F_e(t)$

Cette force permet l'entraînement de la masse M à déplacer (y compris celle du piston), au démarrage elle prend une forme quasi-linéaire avec une augmentation rapide pour atteindre la valeur 200 N en passant par la valeur nulle à $t = 6/1000$ sec, et elle continue à augmenter sous une forme parabolique pour atteindre la valeur maximale de $515,63 \text{ N}$. après quoi elle tend vers une certaine stabilité qui s'explique par l'écart observé sur les pressions en fin de course.

-REMARQUES:

- 1) Les valeurs négatives de l'accélération S_{DER} et la force $F_2(t)$ sont dues au moment de l'inversion de pilotage du distributeur pour passer de la course précédente et aborder la course qui suit (course étudiée).
- 2) Pour la résolution de l'équation différentielle (IV) du chapitre (II), qui est une équation non linéaire qu'on peut la résoudre par des méthodes approchées de linéarisation, pour cela on adopte la méthode de prédiction - correction qui est la méthode de Runge Kutta. auquel on a la valeur initiale prédite par la méthode d'Euler.
Pour voir d'une façon explicite les différentes étapes de calcul voir l'organigramme (page 62)

Cette étude permet de voir de près le fonctionnement du Verin pneumatique non amorti au point de vue cinématique et dynamique, qui est valable pour n'importe quel verin non-amorti ou extérieurement amorti en fin de course.

Pour cela il suffit d'injecter dans le programme les données correspondantes au verin choisi, tel que la pression du réservoir, diamètres d'embranchements, section et la course du piston E.T.C

Cette étude que j'espère devient un outil pour les étudiants qui nous succéderont, peut être améliorée par une étude complémentaire qui traite les VERINS PNEUMATIQUES amortis en faisant intervenir d'autres équations relatives à l'amortissement.

Malgré le manque de documentations en ce qui concerne la pneumatique en général et les VERINS PNEUMATIQUES en particulier;

J'espère que ce modeste travail complet et comble ce vide qui existe dans ce domaine.

Anexe

Notions d'algèbres de boole et de fonctions Logiques

- En automatisation, l'algèbre logique est utilisée :

Pour exprimer les cahiers de charges, en particulier le GRAFCET [Graphe Fonctionnel de Commande Etapes-Transitions]. Sachant que le GRAFCET est un langage fonctionnel graphique destinée à préciser les cycles et les conditions de fonctionnement d'une machine automatisée. Il permet au prescripteur d'être complet dès la rédaction du cahier de charge, puis il aide à la réalisation de la machine pour les dépannages et pour d'éventuelles modifications.

Pour réaliser le système de commande, par exemple en technologie de commande pneumatique, il est donc important de bien connaître les bases et les règles.

1 - DEFINITIONS.

ORGANE BINAIRE.

Un organe est dit binaire si seuls deux états différents

en opposition en opposition et incompatibles (indépendant) peuvent caractériser son fonctionnement.

C'est le cas des contacts électriques, des relais pneumatiques, de composants logiques électroniques

- VARIABLES BINAIRES:

Qui deux états caractéristiques d'un organe binaire, on attribue deux valeurs "1" et "0" d'une manière arbitraire, "1" est affecté à l'un des états, et "0" à l'autre

Par exemple,

En technologie électrique, l'état d'un conducteur est "1" quand il est sous tension, et "0" quand il est à la masse.

- En technologie pneumatique l'état d'une tuyauterie est "1" quand elle est sous pression et "0" quand elle est à l'échappement.

- Un capteur électrique ou pneumatique prend la valeur "1" en position de travail et la valeur "0" en position de repos.

2. TECHNOLOGIE DES FONCTIONS LOGIQUES

2.1 - FONCTIONS LOGIQUES DE BASE

(LOGIQUE À TIROIRS)

Généralement un verin qui constitue la variable de sortie,

qui est égale à 1 lorsque le vérin est sous pression quand il se déplace et même lorsqu'il arrive au fin de course, il reste immobile. D'autre part, on attribue à un distributeur le chiffre "1" lorsqu'il est actionné et le chiffre "0" dans le cas contraire.

Fonction OUI

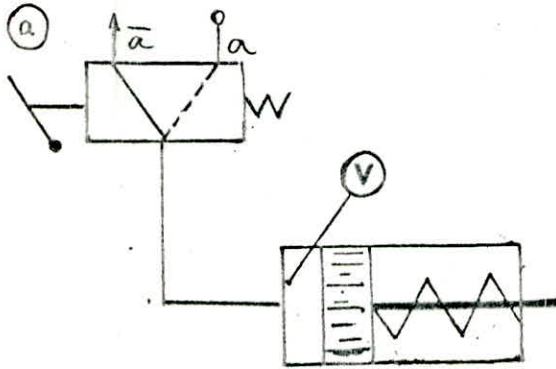


Fig 1

- Equation du circuit

$$V = a$$

- Il faut agir sur le levier pour mettre la chambre (V) du vérin en pression. Si a est à l'état technologique 1, V est à l'état 1

$$V = 1 \text{ si } a = 1$$

$$\text{et } V = 0 \text{ si } a = 0$$

Fonction NON

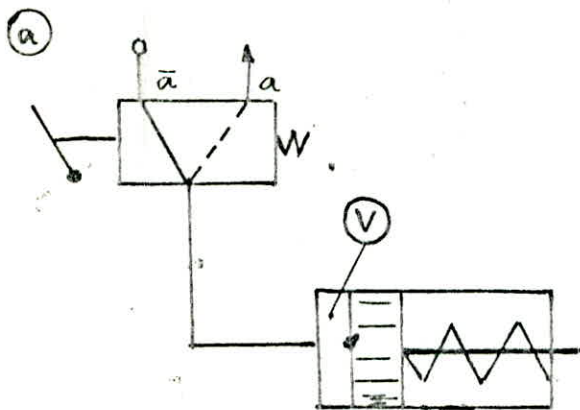


Fig 2

- Equation du circuit

$$V = \bar{a}$$

- La chambre V est en pression si on n'exerce pas d'action sur le levier

$$V = 1 \text{ si } a = 0$$

$$\text{et } V = 0 \text{ si } a = 1$$

Fonction OU

- Equation du circuit :

$$V = a + b$$

- Si l'on actionne le distributeur a seul, le verin V est alimenté

- Si l'on actionne le distributeur b seul le verin V est alimenté

- Si l'on agit sur les deux simultanément le verin V est alimenté

Ce schema (fig 3) realise une fonction ou

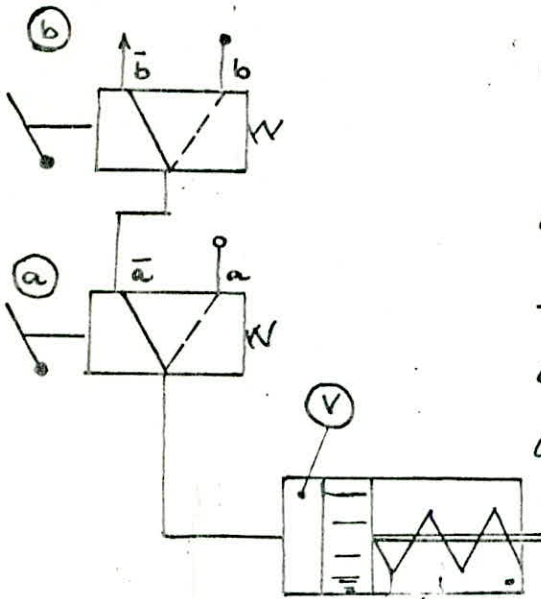


fig 3

Fonction ET

- Equation du circuit :

$$V = a \cdot b$$

Le verin V est alimenté si l'on agit simultanément sur les deux distributeurs a et b

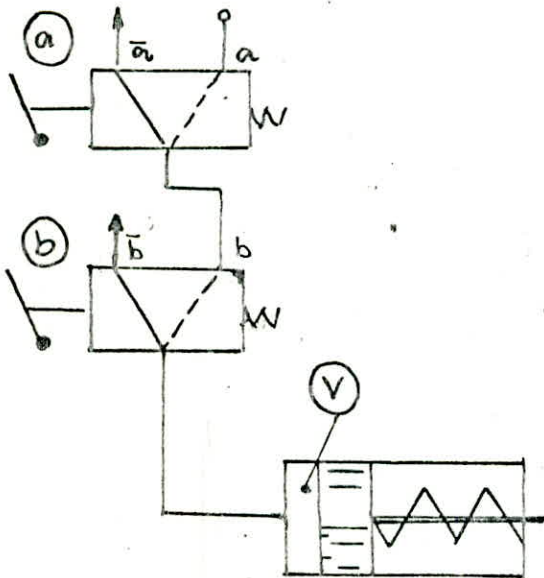
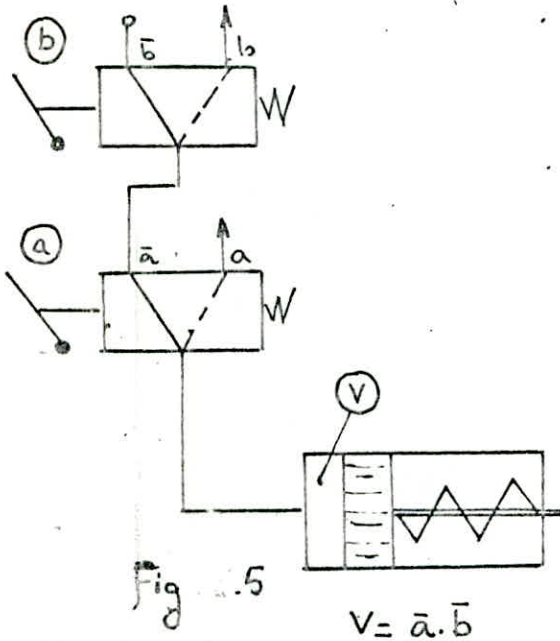


fig 4

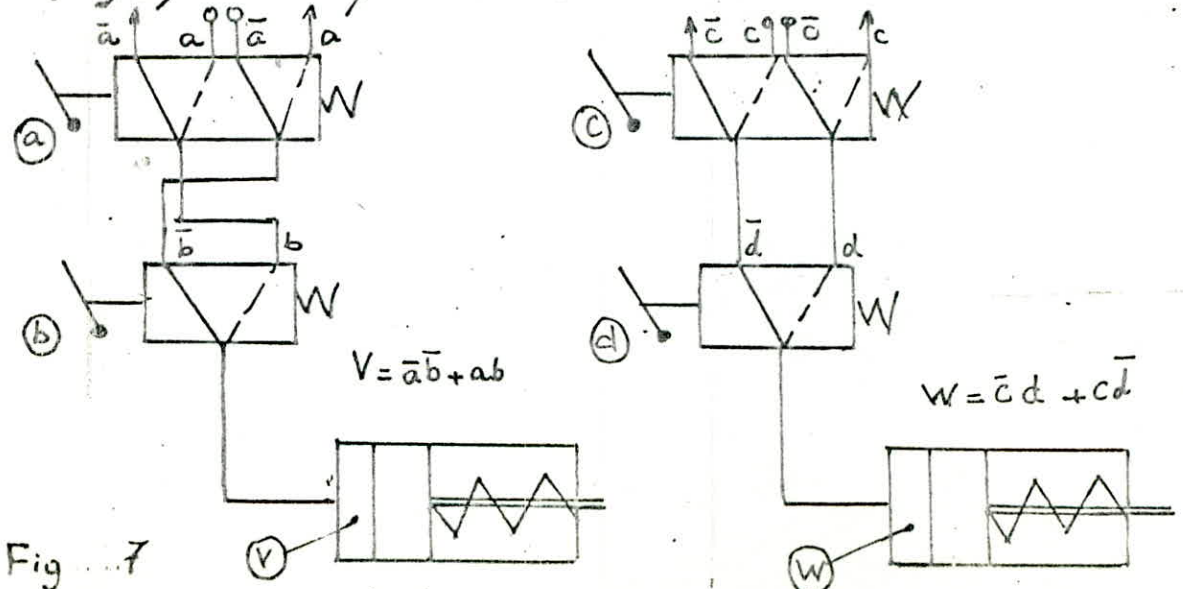
Fonctions NI et NAND

Les schémas correspondant aux fonctions NI (Fig. 5) et NAND (Fig. 6) découlent directement de ce qui a été vu plus haut.



Disjonction et conjonction de deux variables

Les schémas correspondant aux fonctions Conjonction (Fig. 7) et disjonction (Fig. 8) sont représentés ci-dessous.



Fonction d'entretien. Mémoire.

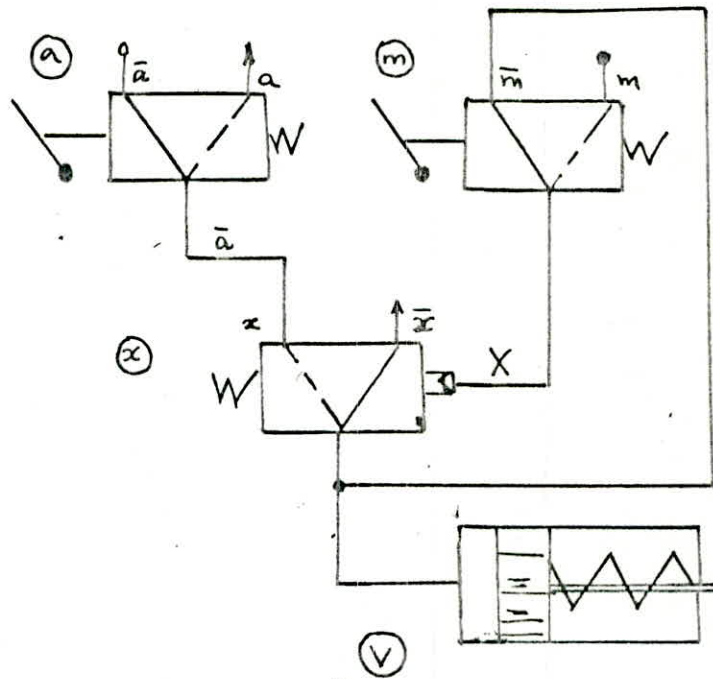


Fig. 9

Une impulsion sur m provoque la mise sous pression du Verin, une impulsion sur a provoque le délestage. Les équations du circuit sont :

$$V = x \bar{a}$$

$$X = m \bar{a} + \bar{a} x$$

x étant la fonction qui actionne la variable secondaire x ; dans notre cas X correspond à l'alimentation du pilote.

Fonctions logiques de base (logique à cellules)

La tendance actuelle est de substituer des installations à cellules aux installations à distributeurs, pour des raisons d'économie et de plus faible encombrement. Les constructeurs de tous les pays livrent des cellules correspondant aux fonctions logiques de base: OUI-NON et OU-IN (inhibition).

Les principes de commutation adoptés s'inspirent des clapets à lilles qui se retrouve dans presque toutes les cellules, quelles que soit les technologies adaptées.

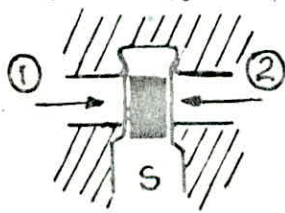


Fig. 10

Double clapet intérieur

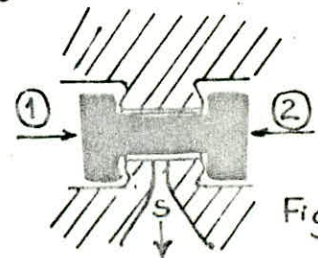


Fig. 11

Double clapet extérieur

Dans les deux cas: en (1) et (2) (arrivée d'air comprimé), signaux de commande; en (S) (sortie d'air comprimé) signal de sortie

Double clapet intérieur

(fonctions OU-NON-IN)

Cellule OU

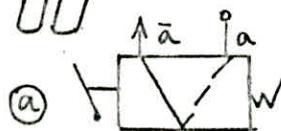
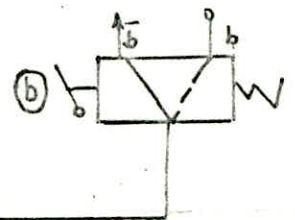
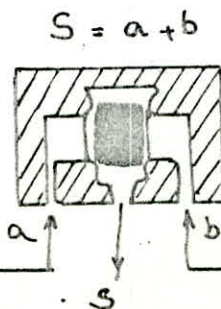
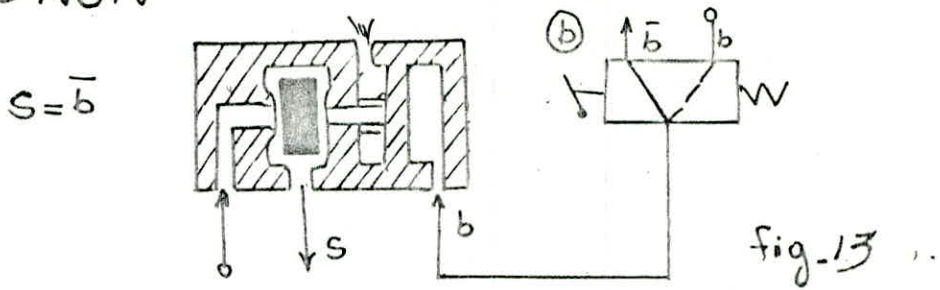


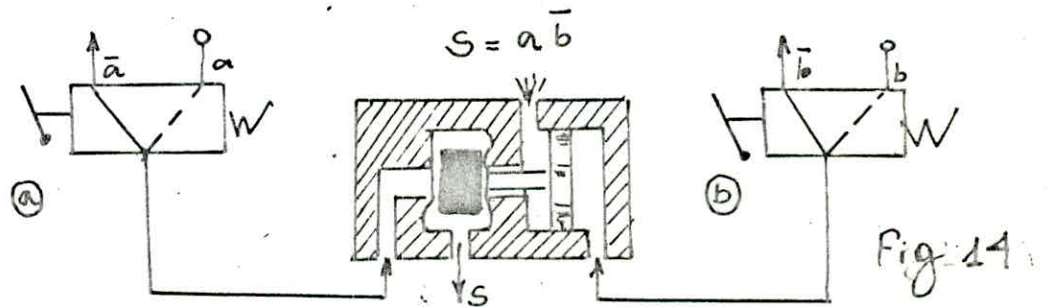
Fig. 12



Cellule NON



Ce type de cellules, dites actives, sont destinées à régénérer la pression de l'air comprimé, car lorsque les schémas sont compliqués, la pression de l'air comprimé peut diminuer par suite des pertes de charges le long des canalisations ou du laminage qui peut se produire lors du passage dans les distributeurs et les cellules.



Double clapet extérieur
(fonctions - ET - OU)
Cellule - ET

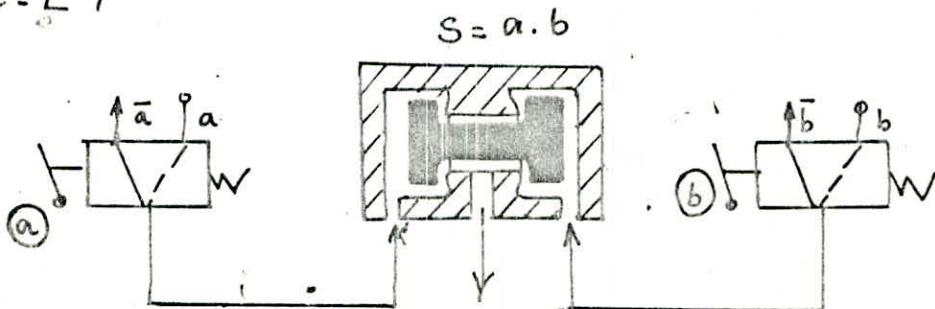
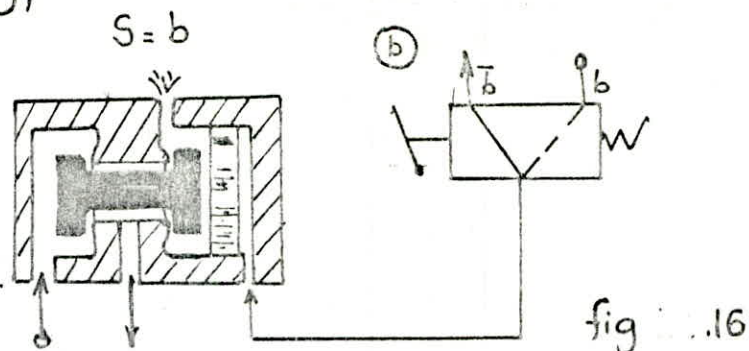


fig 15

Cellule OUI



Indiquant seulement pour mémoire les cellules licence ARO (Fig 17) et les cellules à membranes qui fonctionnent sous pression réduite [0,5 à 3 bars] et qui sont principalement utilisées dans les pays de l'Est.

Cellules ARO

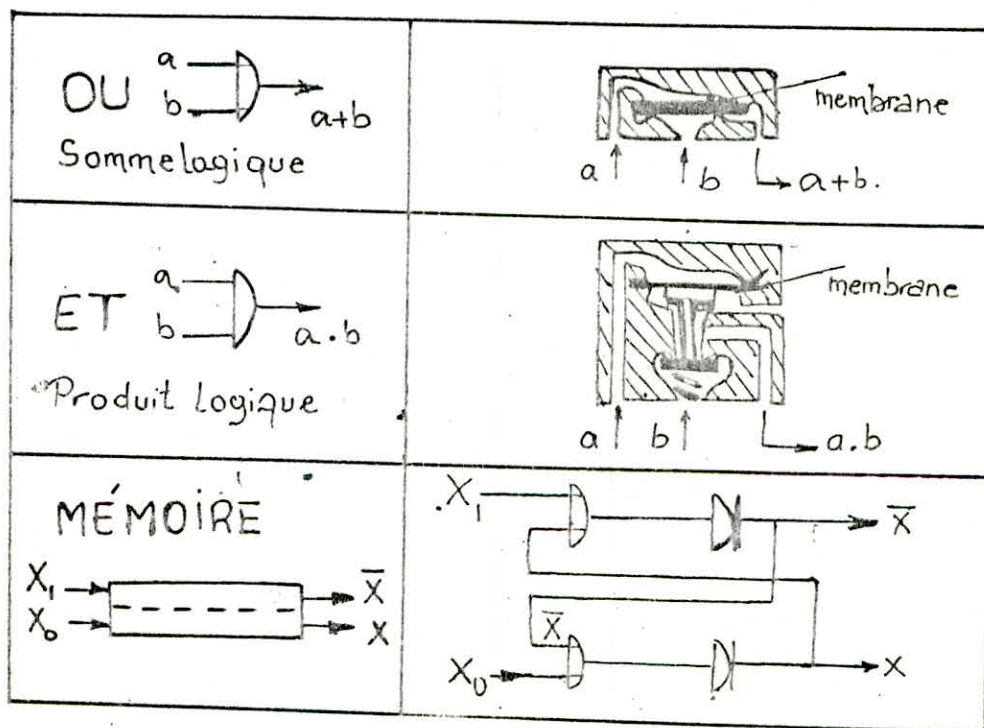


Fig 17

3 - MISE EN ŒUVRE DE CES FONCTIONS :

- L'exemple suivant montre comment ces fonctions logiques de base peuvent s'associer :

- Soit sous la forme d'équation logique .

- Soit sous la forme d'un logigramme .

- Soit la machine semi-automatique (voir Fig), le cycle commence par l'avancée de la pièce lorsque les conditions suivantes sont réunies .

- Verin de presse remonté en (a) ----- $\rightarrow a$

- ET pas de pièce en (b) ----- $\rightarrow \bar{b}$

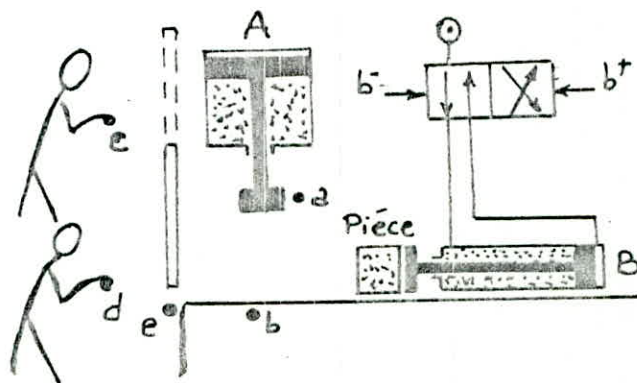
- ET protecteur descend en (e) ----- $\rightarrow e$

- ET action opérateur en (c) ou (d) ---- $\rightarrow c+d$

ce fonctionnement peut être exprimé par l'expression :

Signal b^+ si (a) ET NON (b) ET (e) (c ou d)

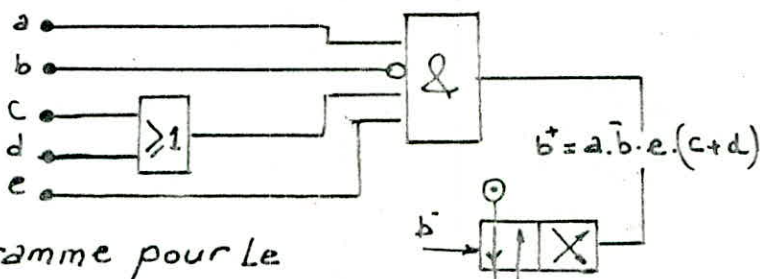
ce qui se traduit par l'équation : $b^+ = a \cdot \bar{b} \cdot e \cdot (c+d)$



(fig 18) Cycle Semi-automatique

- Ou par le logigramme :

Dans l'équation comme dans le logigramme, sont associés les fonctions logiques: OUI, NON, ET, OU tandis que la fonction mémoire est remplie par le distributeur bistable garde par la position qu'il prend, la mémoire de l'information b^+ reçue, jusqu'à l'apparition de (b^-) qui le remet à (0)



(fig 19) Logigramme pour le démarrage du cycle semi automatique.

4 - PROPRIÉTÉ DE L'ALGÈBRE LOGIQUE

Comme en algèbre classique, les opérations de base (égalité OUI, inversion NON, produit ET et somme OU) se combinent en équations sur lesquelles on opère des transformations en respectant les règles suivantes :

5 - RELATIONS LOGIQUES CARACTÉRISTIQUES

Ces relations caractéristiques sont précieuses pour la simplification d'équations logiques.

$$\bar{\bar{a}} = a$$

$$\bar{1} = 0$$

$$\bar{0} = 1$$

$$1 \cdot 1 = 1$$

$$a \cdot 0 = 0$$

$$a \cdot 1 = a$$

$$a \cdot a = a$$

$$a \cdot \bar{a} = 0$$

$$1 + 1 = 1$$

$$a + 0 = a$$

$$a + 1 = 1$$

$$a + a = a$$

$$a + \bar{a} = 1$$

- COMMUTATIVITES, ASSOCIATIVITES, DISTRIBUTIVITES:

COMMUTATIVITE. $\begin{cases} a \cdot b = b \cdot a \\ a + b = b + a \end{cases}$

ASSOCIATIVITE. $\begin{cases} a \cdot (b \cdot c) = (a \cdot b) \cdot c \\ a + (b + c) = (a + b) + c \end{cases}$

DISTRIBUTIVITE. $\begin{cases} a \cdot (b + c) = a \cdot b + a \cdot c \\ (a + b) \cdot (c + d) = a \cdot c + a \cdot d + b \cdot c + b \cdot d \end{cases}$

6 - REGLE DE COMPLEMENTATION:

Egalement appelée "Relation de MORGAN" cette règle est propre à l'algèbre logique, elle s'explique ainsi:

Une inversion logique peut s'appliquer à l'ensemble d'une expression, on peut écrire par exemple:

$$X = a \cdot \bar{b}, \quad Y = \overline{a + b + c}, \quad Z = \overline{(a + b) \cdot c}$$

La règle de complémentation permet de transformer ces inverses et s'énonces:

" Le complément d'une expression logique s'obtient en complémentant chacun des termes et en changeant les signes (+) en signes (·) et inversement ".

Exemples :

$$\overline{(a+b) \cdot c} = \overline{a+b} + c = (\bar{a} \cdot \bar{b}) + c$$

$$\bar{a} \cdot b + \bar{c} \cdot d = \overline{\bar{a} \cdot b \cdot \bar{c} \cdot d} = (a + \bar{b}) \cdot (c + \bar{d})$$

$$\begin{aligned} \overline{(\bar{a} \cdot b \cdot \bar{c} \cdot d) \cdot e} &= \overline{\bar{a} \cdot b \cdot \bar{c} + d} + \bar{e} \\ &= \overline{\bar{a} \cdot b \cdot \bar{c}} \cdot \bar{d} + \bar{e} \\ &= (a + \bar{b} + c) \cdot \bar{d} + \bar{e} \end{aligned}$$

BIBLIOGRAPHIE

- L'Automatique par les problèmes
R. CHAPPERT, J. COJEANU, L. THIBEVILLE
Les éditions . Paris 1979 .
- Les Automatismes électropneumatiques
et pneumatiques .
Pierre Bertrand, Daniel Bouteille,
Jean Claude Garnier, Jean François Hénau .
Editions de L'usine nouvelle . Paris 1986 .
- Mécaniques des fluides appliquée
R. duziaux J. Pierre
Le éditions BORDAS . Paris 1978 .
- Mécaniques expérimentale des fluides (T I)
R. Comolet .
Les éditions MASSON 1979 .

