

20/83

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
HOUARI BOUMEDIENNE - ALGER

Alex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES



STATION D'AIR COMPRI ME

PROPOSE PAR :

S.N.S.

ETUDIE PAR :

B. DAKICHE

SUIVI PAR :

A. GAHMOUSSE

Promotion : Janvier 1983

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
HCUARI BOUMEDIENNE - ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

STATION D'AIR COMPRI ME

PROPOSE PAR :

S.N.S.

ETUDIE PAR :

B. DAKICHE

SUIVI PAR :

A. GAHMOUSSE

Promotion : Janvier 1983

Remerciements.

A

Tous les professeurs qui ont contribué à ma formation et en particulier Mr. GAHMUSSE pour son suivi et ses précieux conseils tout au long de ce projet.

Mrs BARAKA, BELLILA, Mlle BELAID et tout le personnel de la SNS.

Dédicaces.

A

Mon père , ma mère

mes frères et sœurs

Mon oncle , ma famille

mes amis et camarades

je dédie ce travail

DONNEES DE BASE

Consommations moyennes d'air comprimé au niveau de la tréfilerie de Tiaret.

- atelier de tréfilage	$U = 68 \text{ m}^3/\text{h}$
- atelier de galvanisation	$U = 120 \text{ m}^3/\text{h}$
- atelier de recuit	$U = 100 \text{ m}^3/\text{h}$
- atelier de bobinage	$U = 10 \text{ m}^3/\text{h}$
- atelier des chaînes	$U = 200 \text{ m}^3/\text{h}$

La pression de refoulement du compresseur est:

$$P = 8 \text{ bars}$$

TABLE DES MATIERES.

page

chopitre I : généralités et introduction

- introduction 1
- généralités 4

chopitre II : choix du compresseur

- consommation moyenne 5
- debit du compresseur 6
- puissance theorique 7
- choix du compresseur 8

chopitre III : reservoir

- généralités 17
- régulation 18

chopitre IV : traitement de l'air

- généralités 24
- refroidisseur final 27
- séchage de l'air comprimé 30
- circuit d'éou de refroidissement 40

chopitre V : tuyauterie

- tracé de la conalisation 50
- calcul des diamètres 56

chopitre VI : ventilation 68

conclusion .

I. INTRODUCTION ET GENERALITES.

I₁ - introduction:

Avant d'aborder l'étude proprement dite, on présente l'unité. C'est une unité de tréfilage d'aciers doux de Tiaret appelée à produire 45 000 tonnes par an de produits tréfilés de différents diamètres à partir de fil machine brut de laminage.

Cette unité comprend:

- Des bâtiments de production
 - La tréfilerie aciers doux
 - L'atelier des chaînes
- Des installations de production
 - La centrale technique
 - La neutralisation
 - Le stockage acide
 - La régénération.
- La tréfilerie aciers doux comprend
 - Une ligne de décapage
 - Une batterie de tréfilage
 - Trois lignes de galvanisation
 - Une ligne de cuivrage en continu
 - Un ensemble d'équipement de recuit en continu et en discontinu.

- L'atelier des chaînes comprend :

- Un ensemble des machines pour formage des maillons
- Un ensemble de soudeuses
- Un ensemble de machines à tordre les maillons
- Une ligne de galvanisation par trempage
- Deux tonneaux de polissage

- Tréfilage :

- procédé de tréfilage.

Le tréfilage est un mode d'usinage des métaux par déformation plastique par lequel on produit à partir de fil machine brut de laminage ($\varnothing \approx 13 \text{ mm}$) un fil de section plus réduite. L'opération technologique consiste à exercer une traction sur le fil machine pour l'obliger de traverser une filière lubrifiée fixe.

- mode opératoire.

Le fil machine se présente sur un dévidoir, passe par la filière puis s'enroule sur une bobine qui assure aussi l'entraînement du fil.

- domaine d'application :

Le tréfilage s'exécute à froid et s'applique à tous les métaux présentant une résistance suffisante à la traction et une bonne homogénéité de composition et de structure, car le moindre défaut interne provoque la

rupture du fil. Si la section du fil doit être fortement diminuée

- le tréfilage s'effectue en deux ou plusieurs passes intercalées par un recuit d'adoucissement.

- post-traitements.

ils sont nombreux et dépendent de l'utilisation du produit tréfilé. Ce sont généralement des traitements thermiques ou des traitements de revêtement de surfaces ayant pour but de protéger le métal de base contre les agents corrosifs ou d'augmenter la résistance à l'usure.

- but.

notre projet a pour but de produire et de distribuer l'air comprimé aux unités suivantes :

- atelier de tréfilage
- atelier de recuit
- atelier de galvanisation
- atelier de bobinage
- atelier des chaînes

L'étude d'une station d'air comprimé comporte trois parties principales :

- production de l'air comprimé, constituée du compresseur et ses accessoires
- Traitement de l'air, constituée par les refroidisseurs et les sècheurs
- distribution constitué par le réservoir et la canalisation.

I.2 - généralités :

L'omniprésence de l'air comprimé dans pratiquement toutes les activités industrielles ne signifie pas pour autant que cette forme d'énergie soit une panacée universelle. Si certains domaines lui sont à peu près réservés, l'air comprimé est généralement utilisé en parallèle ou en combinaison avec l'électricité, l'électronique, l'hydraulique selon les conditions particulières des installations et des opérations à réaliser.

Les avantages spécifiques de l'air comprimé résident principalement dans :

- La sécurité du personnel qui n'a plus besoin de se prémunir contre les risques d'électrocution, ni de prévoir des dispositifs de mise à terre, ni d'installation à très basse tension
- La sécurité de l'installation, le matériel pneumatique n'étant nullement affecté par une ambiance très humide, très chaude, très corrosives.
- La souplesse de fonctionnement, alors que l'outil électrique démarre brusquement à la fermeture de l'interrupteur, la machine pneumatique peut prendre progressivement sa vitesse de rotation ou de déplacement au gré de l'opérateur.

II CHOIX DU COMPRESSEUR.

II 1 - Consommation moyenne.

Dans la majorité des cas les appareils pneumatiques fonctionnent de manière intermittente, il n'est pas donc nécessaire que le débit du compresseur soit égal à la somme des consommations. Le débit du compresseur est calculé pour une consommation moyenne des appareils pneumatiques, considérée comme constante. Elle dépend de deux facteurs.

- f coefficient de travail : il varie pour chaque famille d'outils
- s coefficient de synchronisme : qui est égal au rapport du nombre d'appareils en service et du nombre total d'appareils

Supposons que nous avons :

- b, b', b'' le nombre d'appareils dans chaque famille
- u_1, u_2, u_3 consommation par type d'outils et par mn
- f_1, f_2, f_3 coefficient de travail pour chaque famille d'outils

$$U_m = (\sum b u f) s .$$

Nous considérons que les consommations données sont des consommations moyennes et continues que le compresseur doit débiter.

$$U_m = 498 \text{ m}^3/\text{h}$$

II2 - débit du compresseur :

Le temps z (mn) d'un cycle est égal à la somme :

- z_c le temps de compression
- z_d le temps de décompression

$$z = z_c + z_d$$

La charge du compresseur est égal au rapport entre z_c et z

$$X = \frac{z_c}{z}$$

γ : fréquence de remise en compression dont sa valeur dépend du mode de régulation qu'on verra aux chapitres suivants

$$\gamma = \frac{60}{z}$$

En décompression les outils sont alimentés par le réservoir dont la pression passe de P_{max} à P_{min}

$$(P_{max} - P_{min}) \frac{V}{T_i} = U_m z_d \frac{P_0}{T_0}$$

$$V = U_m \frac{60(1-X) P_0 T_i}{\gamma (P_{max} - P_{min}) T_0}$$

Le compresseur comprime pendant le temps z_c il doit assurer :

- Le remplissage du réservoir dont la pression passe de P_{min} à P_{max} .

- L'alimentation des outils

$$z_c \frac{P_0}{T_0} q_v = U_m z_c \frac{P_0}{T_0} + \frac{V}{\pi} (P_{max} - P_{min})$$

d'où on tire : $q_v = U_m \frac{1}{x}$

pour $x = 80\%$ nous aurons :

$$q_v = 10,375 \text{ m}^3/\text{mn.}$$

En tenant compte des fuites qui sont inévitables dans toute installation d'air comprimé, la valeur de ces fuites dépend directement de la conduite de la canalisation. En pratique on les prend égales de 6% à 15% du débit calculé.

Pour des fuites égales à 10% on aura :

$$q_v = 685 \text{ m}^3/\text{h}$$

II 3 - Calcul de la puissance théorique.

Pour le calcul de la puissance théorique, on suppose que la compression est polytropicque, le coefficient polytropicque de l'air n est compris entre 1,3 à 1,35. Vu qu'on s'est pas encore fixé le nombre d'étages on calcule la puissance pour un compresseur mono-étagé et bi-étagé. On a une pression $P = 8 \text{ bars}$ on ne peut pas envisager un nombre d'étages supérieur à deux.

- a Compression mono-étagé :

En appliquant les formules thermodynamiques pour un

comprimé de l'état 1 à l'état 2 on aura:

$$W = \frac{u}{u-1} P_1 V_1 (r^{u-1/u} - 1)$$

La puissance théorique pour la compression d'un débit air libre qv est:

$$N = \frac{u}{u-1} \frac{P_1}{60 \cdot 10^3} qv (r^{u-1/u} - 1) \quad (\text{kW})$$

r : taux de compression

P_1 : pression d'admission (bar)

$$N = 54,676 \text{ kW}$$

b - Compression bi-étagée :

- on admet que le taux de compression est le même pour les deux étages $r_1 = r_2 = \sqrt{r} = 2,82$

- La température d'admission est supposée également la même pour les deux étages entre lesquels il y a un refroidissement

$$N = 47,678 \text{ kW}$$

II 4 - Choix du compresseur :

Nous choisissons entre le compresseur à vis et le compresseur à piston, les autres types de compresseur qui existent sont utilisés pour les gros débits ce qui n'est pas notre cas.

a - Compresseur à vis :

1 - description.

Les principales pièces d'un compresseur à vis sont :

- rotors -

ils sont en nombre de deux pour chaque étage, l'un est appelé rotor mâle comportant quatre spires hélicoïdales, l'autre rotor femelle présentant six spires. L'entraînement s'effectue par le rotor mâle. Ces pièces en acier sont usinées à des tolérances très réduites pour limiter les fuites d'air.

- Engrenages de synchronisation

Ces engrenages de précision sont montés aux extrémités des arbres des rotors et ont pour rôle de maintenir un jeu entre les lobes.

- Roulements :

Les charges radiales sont supportées par des roulements à rouleaux, les charges axiales par des roulements à billes.

- Carter

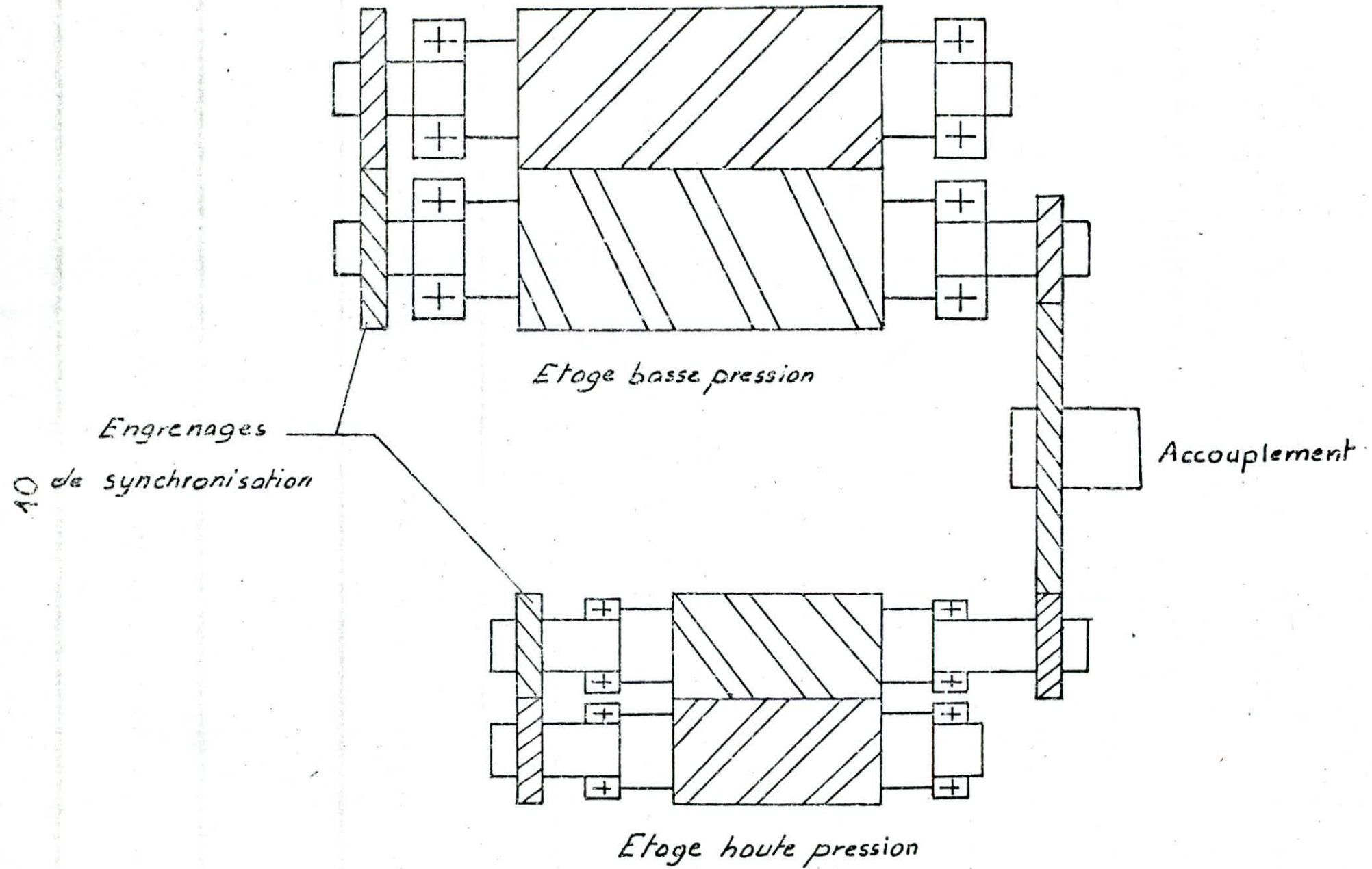
Ce sont des pièces en fonte avec des chambres pour la circulation d'eau si le compresseur est refroidi par eau.

(v. schema p. 10)

2 - principe :

Lorsque la rotation du compresseur commence l'air est attiré dans les poches ouvertes définies entre les lobes du rotor mâle et les gorges du rotor femelle du côté aspiration du compresseur : c'est l'admission.

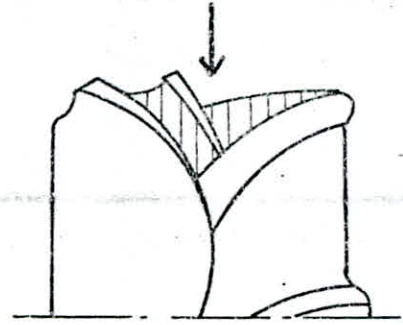
Au cours de la rotation le filet menant du lobe mâle atteint



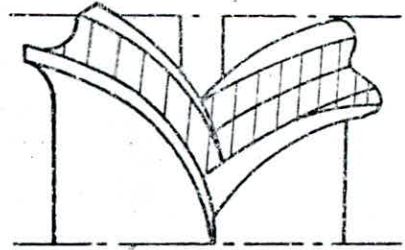
SCHEMA DU COMPRESSEUR A VIS.

PRINCIPE DU COMPRESSEUR A VIS.

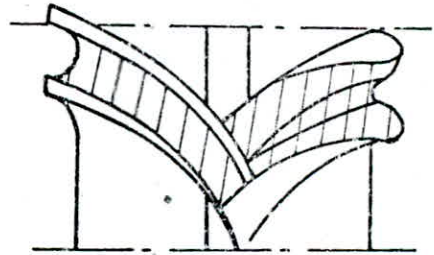
1. *Aspiration*: L'air atmosphérique remplit l'espace total compris entre deux cannelures qui se présentent devant la lumière d'aspiration.



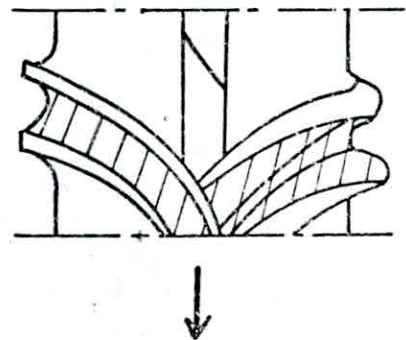
2. *Fermeture de la chambre de compression* par engrenement de lobe mâle et de la cannelure femelle



3. *Compression*: Le volume de la chambre de compression diminue au cours de la rotation. La pression augmente.



4. *Refoulement*: le volume de la chambre de compression se réduit à une valeur nulle. L'air est refoulé.



le profil de la gorge femelle et piège l'air qui se trouve dans la gorge du rotor femelle, le volume diminue et l'air est comprimé : c'est la compression

Lorsque le lobe atteint l'extrémité de la gorge l'air s'échappe

(V.P 11)

nombre d'étages :

pour des pressions de 5 à 6 bars jusqu'à 15 bars on utilise des compresseurs bi-étages. donc pour $P = 8$ bars il faut un compresseur bi-étagé

rendement :

pour une pression $P = 8$ bars et un débit $q_v \approx 12 \text{ m}^3/\text{mn}$ les catalogues Atlas Copco Serie 2 nous donne une puissance réelle $P_r = 73,6 \text{ kW}$.

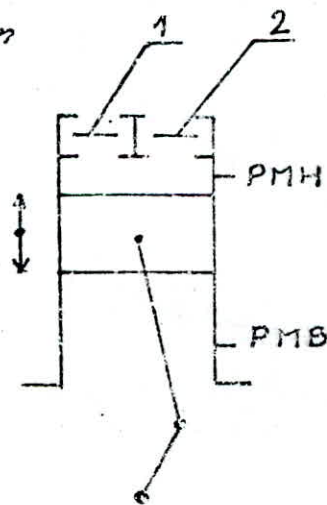
$$\eta = \frac{P_t}{P_r} = 0,68.$$

b. Compresseur à piston

1 - principe :

1 - clapet d'aspiration

2 - clapet de refoulement



A l'aspiration le clapet d'aspiration s'ouvre, le piston en descendant du point mort haut au point mort bas aspire de l'air, une fois que le piston arrive au point mort bas c'est la fin de l'admission le clapet ① se ferme.

Les deux clapets sont fermés, le piston remonte et comprime l'air, arrivé au point mort haut le clapet de refoulement ② s'ouvre et l'air s'échappe

nombre d'étages:

c'est le même cas que pour le compresseur à vis c'est à dire deux étages

rendement:

Le catalogue du constructeur Ingersoll-Rand nous donne une puissance absorbée $P = 68 \text{ kW}$

$$\eta = \frac{P_t}{P_r} = 0,70$$

Comparaison entre compresseur à vis et à piston

Remarque: on utilise le numero ① pour symboliser le compresseur à piston et ② pour le compresseur à vis

a- frais d'exploitation:

- ① Le compresseur à piston est une machine alternative constituée de plusieurs organes en mouvement (piston, bielle...) d'où le nombre de pièces soumises à l'usure est important, d'où il faut disposer d'un stock de pièces de rechange, et l'entretien est important
- ② les seules pièces qui sont en mouvement sont les deux rotors qui s'engrenent sans se toucher grâce aux engrenages de synchronisation d'où un entretien réduit

b- fondation:

- ① Le compresseur à piston est une machine alternative ce qui donne des vibrations importantes ce qui nécessite une bonne fondation
- ② c'est une machine à mouvement rotatif, ce qui donne un couple résistant constant et un bon équilibrage

c- niveau sonore:

- ① niveau sonore élevé
- ② niveau sonore moins élevé.

d. rendement:

- ① bon rendement
- ② son rendement est inférieur à celui du compresseur à piston, mais son rendement est constant dans le temps car il n'y a pas d'usure des organes de compression

e. déshuilage :

- ① pour le compresseur à piston on ne peut pas éviter le mélange air-huile donc il est nécessaire de faire un déshuilage
- ② pour le compresseur à vis on peut obtenir un air exempt d'huile en refroidissant le compresseur par eau, par contre si on utilise l'huile le déshuilage s'impose comme pour ①

f. clapet d'aspiration et de refoulement

- ① il est toujours muni de clapets
- ② absence de clapets, organes sujets à surveillance et entretien constant.

Conclusion :

Un avantage important du compresseur à vis est sa possibilité de fournir de l'air comprimé totalement exempt de traces d'huile puisqu'il n'y a aucun frottement nécessitant une lubrification des organes de compression. Le compresseur à vis demande un entretien moins important

que le compresseur à piston, on peut conclure que le compresseur à vis est plus avantageux.

mode d'entraînement:

Le moteur électrique constitue la forme d'entraînement la moins coûteuse à la fois d'achat, d'exploitation et d'entretien; sa fiabilité est excellente même après une longue durée de service.

Le constructeur Atlas Copco Série Z nous donne

- Compresseur à vis ZR
 - pression $P = 8 \text{ bars}$
 - débit $q_v = 12 \text{ m}^3/\text{mn}$
 - puissance absorbée $P \approx 74 \text{ kW}$
 - vitesse de rotation $N = 2950 \text{ tr}/\text{mn}$.

On doit disposer de deux compresseurs identiques, l'un en service, l'autre de sécurité. Chaque compresseur a son propre système de régulation

Le filtre d'aspiration sera placé à l'extérieur du local technique à trois mètres au dessus du sol où la concentration des poussières est plus importante. Un abri le protège contre la pluie

III. RESERVOIR.

III^e - généralités :

- La pression de première épreuve doit être obligatoirement 1,5 fois supérieure à la pression qui a servi de base pour les calculs.
- il doit comporter au moins un trou d'homme de 800 x 400 mm si le diamètre du réservoir dépasse un mètre.
- des trous de poing de 80 x 100 mm au minimum en nombre égal au rapport de la longueur totale sur deux fois le diamètre extérieur si celui-ci est compris entre un demi mètre et un mètre.
- si c'est il doit être placé à l'extérieur du bâtiment en un endroit où son refroidissement est le meilleur, et on bénéficie d'une sécurité en cas d'accident au réservoir.

III^e - Rôle :

Le réservoir constitue une partie importante de la station d'air comprimé; il absorbe les pulsations de la canalisation à la sortie du compresseur (refoulement) il régularise le débit d'air, accumule l'air comprimé et permet aussi de faire face aux demandes momentanées qui dépassent la capacité du compresseur, permet la condensation de l'humidité contenue dans l'air comprimé.

III3 - dispositifs de sécurité :

Pour le bon fonctionnement de la station d'air comprimé et éviter tout risque d'accident le réservoir doit avoir :

a - manomètre :

C'est un appareil qui permet la lecture directe de la pression qui régné à l'intérieur du réservoir.

b - purgeur :

il permet l'évacuation de l'eau libérée par l'air comprimé, pour permettre une évacuation régulière de l'eau on utilise des purgeurs automatiques

c - soupape de sûreté.

La soupape est tarée pour laisser l'air comprimé s'échapper dès que la pression du réservoir dépasse la pression maximale d'utilisation.

d - clapet de non retour.

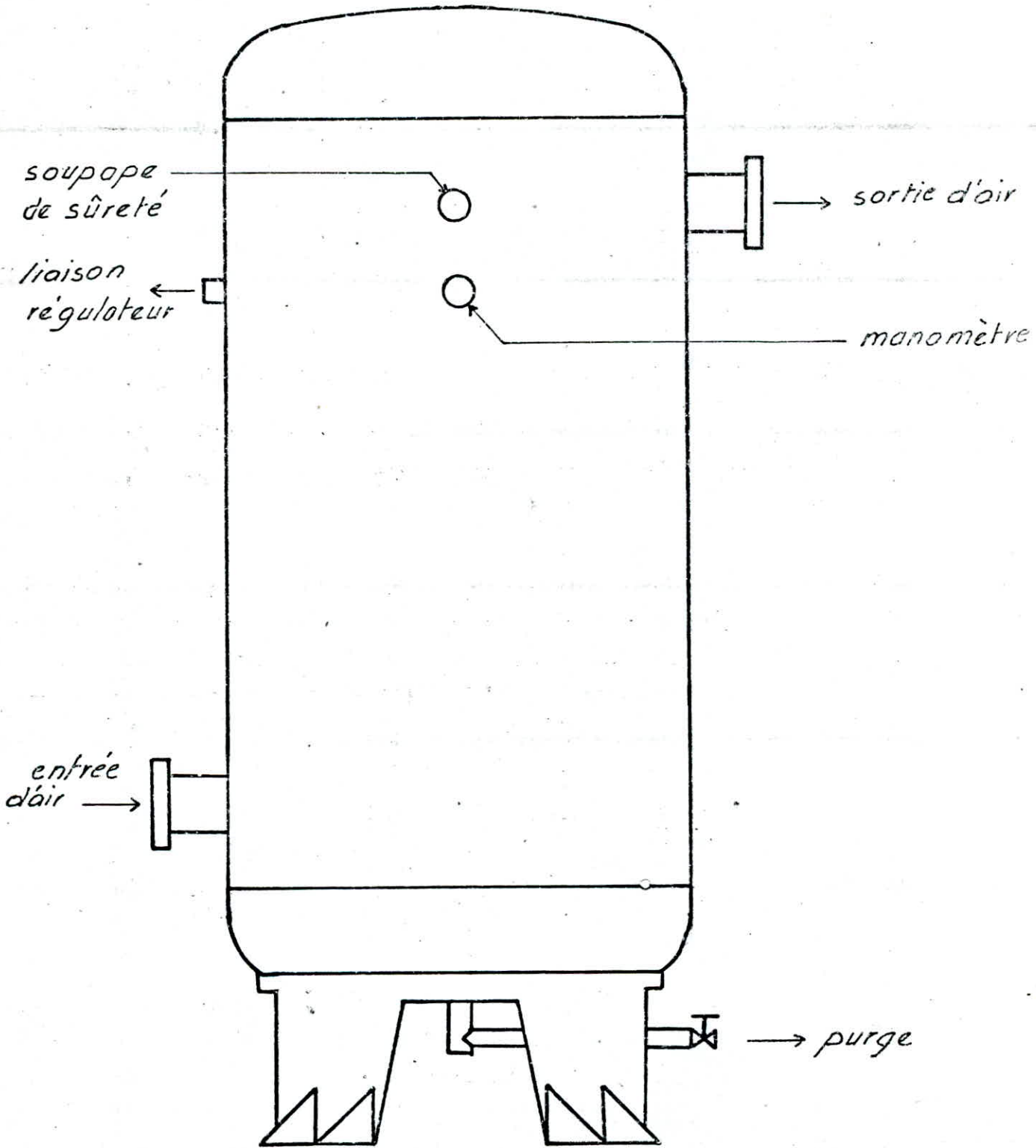
il est placé sur la tuyauterie de refoulement du réservoir et empêche le passage de l'air comprimé en sens inverse au sens de l'écoulement

(voir p 19)

III4 - Régulation :

1 - généralités :

L'alimentation rationnelle des appareils utilisateurs



d'air comprimé exigent que le compresseur satisfasse à deux conditions principales :

- Un débit d'air correspondant à tout instant à la consommation des machines en service.
- Une pression d'air définie aussi constante que possible

Ceci implique que le compresseur doit être doté d'un dispositif de réglage du débit devant permettre à la pression de rester entre deux valeurs désirées et qui n'affectent pas le bon fonctionnement des appareils.

Les moyens d'action sur le débit sont limités, on peut agir uniquement sur la vitesse de rotation ou sur le rendement volumétrique.

La variation de la vitesse de rotation sur les groupes électro-compresseurs ne peut pas pratiquement se concevoir. La variation du rendement volumétrique reste la seule solution possible dans la majorité des cas elle est obtenue par plusieurs processus.

2 - Régulation marche - arrêt :

Le moteur s'arrête automatiquement lorsque la pression maximale est atteinte dans le réservoir et remis en marche automatiquement lorsque la pression minimale est atteinte. Ce mode de régulation est intéressant lorsque le temps simultané de marche des postes sont très variables, avec des

interruptions assez longues et que le débit du compresseur est très large par rapport à la consommation moyenne.

3 - Régulation tout ou rien.

cette méthode est réalisée par la mise à vide du compresseur sans arrêt du moteur lorsque la pression maximale est atteinte dans le réservoir, et remise en compression automatique lorsque la pression minimale est atteinte dans le réservoir.

La mise à vide du compresseur est réalisée par la fermeture de l'aspiration soit par une vanne papillon soit par un piston. Ce mode de régulation est conseillé quand le débit du compresseur est proche de la consommation moyenne, ce qui est notre cas.

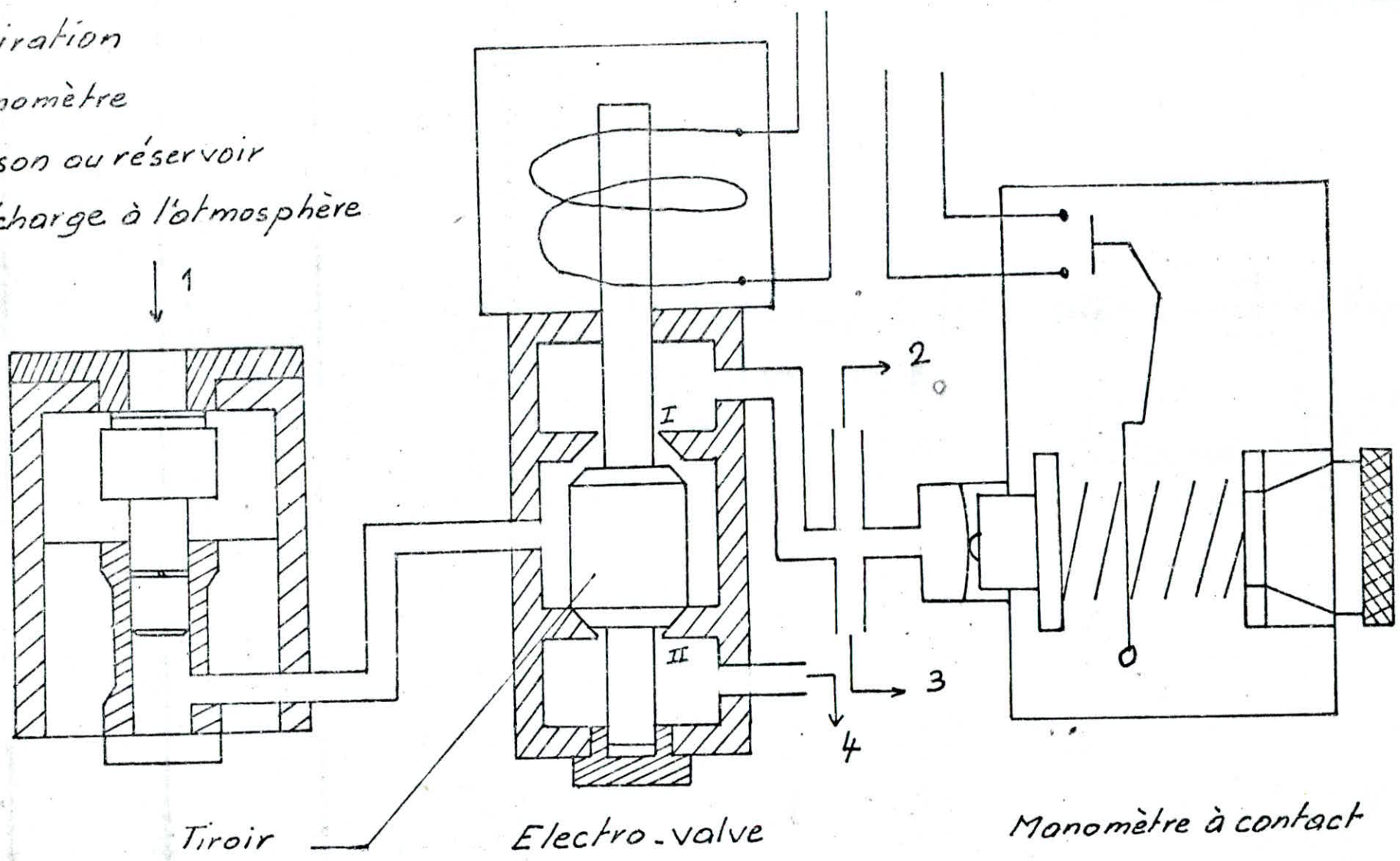
- principe :

A la pression maximale le circuit d'excitation du contacteur est coupé par le manomètre à contact, l'orifice d'aspiration est obturé par le piston, le tiroir est en position II, le compresseur fonctionne à vide.

Lorsque la pression minimale est atteinte dans le réservoir, le manomètre à contact rétablit l'excitation du contacteur disjoncteur le tiroir se déplace vers le haut position II, libérant le piston qui ouvre à nouveau l'aspiration, l'air qui se trouve dans la conduite de liaison entre l'aspiration et l'électro-valve s'échappe à l'atmosphère par l'orifice 4. Le schéma est en position de fermeture CAB que le compresseur marche à vide. (V.P 21)

- 1 aspiration
- 2 manomètre
- 3 liaison au réservoir
- 4 décharge à l'atmosphère

22



Les compresseurs du constructeur Atlas Copco de la série Z sont dotés d'un mode de régulation qui est la combinaison des deux modes de régulation cités ci-dessus. Si la consommation des appareils pneumatiques est voisine du débit du compresseur, le mode de régulation est tout ou rien, si la marche à vide est prolongée cas que la consommation a diminué dans ce cas on a une régulation marche-arrêt automatique. Le temps de marche à vide est réglable.

C'est un système de régulation très avantageux, il s'adapte au régime de fonctionnement de l'installation

III 5 - Calcul du volume du réservoir.

En temps de décompression t_d le réservoir doit assurer l'alimentation des appareils, sa pression passe de P_{max} à P_{min} d'où on a l'équation suivante (voir chapitre choix du compresseur)

$$V = U_m 60 \frac{1-x}{\gamma} \frac{P_0}{P_{max} - P_{min}} \frac{T_1}{T_0}$$

γ - fréquence de remise en compression, pour une régulation tout ou rien $\gamma \leq 60$

$$V = 12.60 \frac{1-0.8}{40} \cdot \frac{1}{1} \frac{303}{303} = 3,6 \text{ m}^3.$$

Le catalogue Atlas-Copco nous donne:

$$V = 4 \text{ m}^3, \text{ diamètre extérieur } d_i = 1,5 \text{ m}$$

Entrée sortie air PN10 DN100 mm, hauteur totale = 2,76 m.

IV TRAITEMENT DE L'AIR

IV₁ - généralités

L'air comprimé contient toujours une certaine quantité d'eau selon l'état hygrométrique de l'air admis dans le réseau de compression.

Lors de la compression la température du mélange (air plus vapeur d'eau) est assez élevée, au moment de son cheminement dans la tuyauterie le mélange se refroidit et la vapeur se condense.

La présence de ces condensats entraîne des nuisances importantes dans toute l'installation

- L'oxydation des organes internes de la tuyauterie et des appareils pneumatiques
- La détérioration du pouvoir lubrifiant des huiles
- La diminution du rendement des outils pneumatiques par givrage à l'échappement.
- La présence de ces condensats entraîne des problèmes d'entretien importants pour toutes les composantes de la station.

En plus de l'eau une certaine quantité d'huile de graissage (compresseur) est toujours transportée par l'air comprimé, elle s'accumule dans le réservoir et dans la tuyauterie, dans des conditions anormales de fonctionnement l'huile peut

s'allumer et provoquer des explosions

Pour diminuer ou maximum ces condensats et ces dépôts d'huile le traitement de l'air est indispensable pour le bon fonctionnement de l'installation et la diminution de son entretien. Le degré du traitement est plus ou moins poussé selon le domaine d'emploi de cet air comprimé.

III. Définitions :

a - humidité absolue :

C'est le rapport entre les poids de la vapeur et d'air sec contenu dans un kilogramme ou dans un mètre cube du mélange.

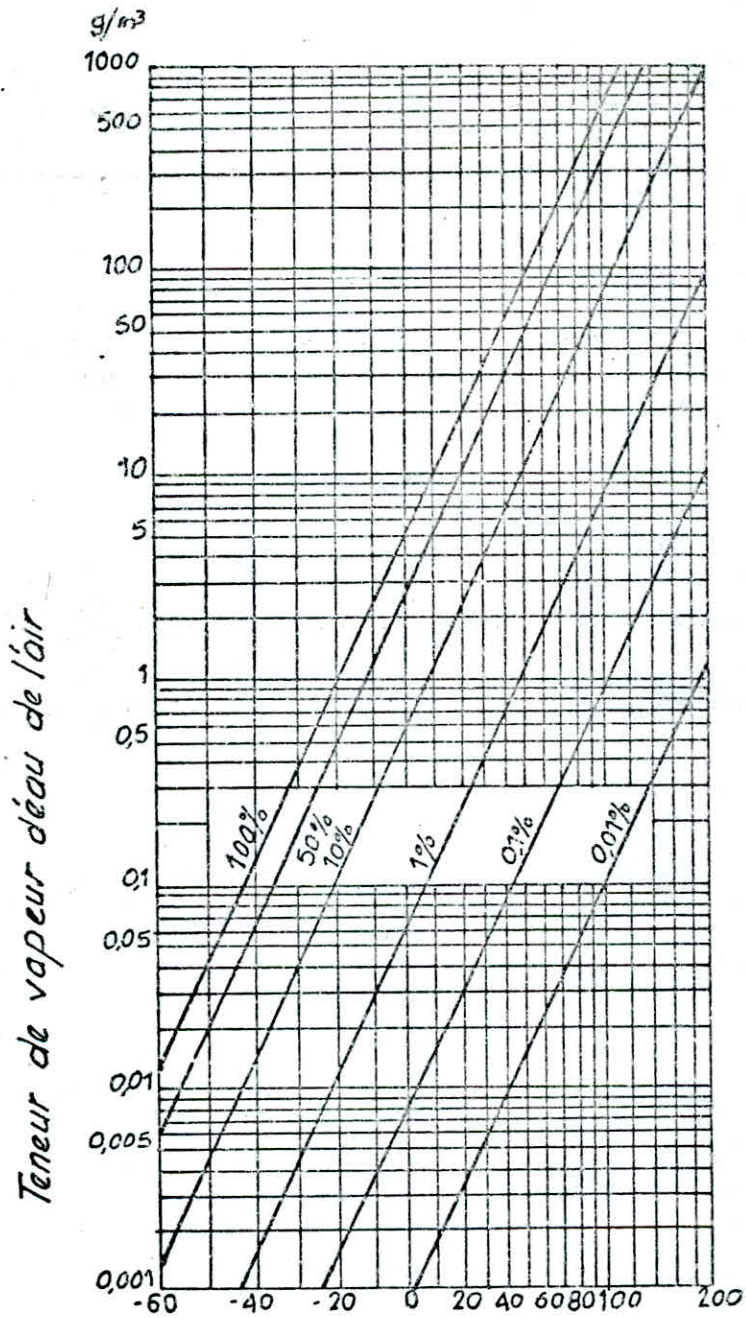
b - humidité relative ou état hygrométrique.

C'est le rapport entre la pression partielle P_v de la vapeur d'eau contenue dans un volume v d'air humide et la pression de cette même vapeur d'eau si le volume v était saturé

$$\varphi = \frac{P_v}{P_{vs}}$$

c - Température de rosée :

Le point de rosée est la température à laquelle toute l'eau contenue dans l'air sera transformée en vapeur et aura saturé l'air



La courbe de la page (26) indique la teneur en eau dans l'air pour différentes températures.

La droite cent pour cent (100%) donne la teneur en eau pour l'état de saturation correspondant au différent point de rosée. Les teneurs en eau à divers autres degrés (humidité relative) sont également indiqués.

IV3 - Refroidisseur final:

a - généralité :

Avant l'introduction de l'air comprimé dans un réservoir ou dans un sécheur, il faut le refroidir, car l'air comprimé provenant du compresseur a une température assez élevée d'où la nécessité de l'emploi d'un refroidisseur final.

Ce refroidisseur final à circulation d'eau est un échangeur de chaleur constitué par un faisceau de tubes placé à l'intérieur d'une enveloppe en tôle, il a à son extrémité un séparateur de condensat.

b - calcul du débit d'eau du refroidisseur

En écrivant le bilan énergétique on obtient l'équation suivante:

$$m_c \cdot C_{pc} [T_c \text{ entrée} - T_c \text{ sortie}] = m_f \cdot C_{pf} [T_f \text{ sortie} - T_f \text{ entrée}]$$

On emploie l'indice "c" pour désigner le fluide chaud et l'indice "f" pour désigner le fluide froid

m : débit massique en kg/h

c_p : chaleur spécifique $kcal/kg^{\circ}C$

$$m_f = \frac{m_c c_{pc} (T_{c\text{entrée}} - T_{c\text{sortie}})}{c_{pf} (T_{f\text{sortie}} - T_{f\text{entrée}})}$$

La variation de la chaleur spécifique de l'air avec la température est faible car la température de l'air n'est pas très élevée.

$$c_{p\text{air}} = 0,24 \text{ kcal/kg}^{\circ}C$$

$$\rho_{\text{air}} =$$

pour le fluide chaud nous avons:

$$T_{c\text{entrée}} = 118^{\circ}C$$

$$T_{c\text{sortie}} = 35^{\circ}C$$

pour le fluide froid nous admettons un écart de températures entre l'entrée et la sortie de $15^{\circ}C$ nous aurons:

$$T_{f\text{entrée}} = 15^{\circ}C$$

$$T_{f\text{sortie}} = 30^{\circ}C$$

nous aurons un débit d'eau de:

$$q_e = m_f = 5,28 \text{ m}^3/h$$

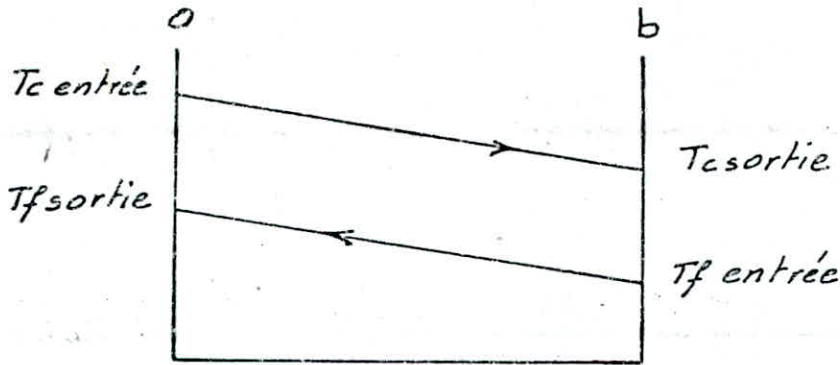
c - Calcul de la surface d'échange:

bilan énergétique:

$$q = UA \bar{\Delta T}$$

A : surface d'échange en m^2

ΔT : différence moyenne de température



$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)}$$

$$\overline{\Delta T} = 41,25^\circ C$$

U : conductance globale en $kcal/h m^2 \cdot ^\circ C$

Pour eau vers air comprimé le coefficient de la transmission se situe entre 50 à 146 $kcal/h m^2 \cdot ^\circ C$

$$A = \frac{Q}{U \overline{\Delta T}}$$

prenons $U = 60 kcal/h m^2 \cdot ^\circ C$ pour avoir une surface d'échange ni très faible ni très grande.

$$A \approx 48,15 m^2$$

III 4 - séchage :

Le séchage a pour but principal d'abaisser le point de rosée de l'air plus ou moins bas selon le

le type de sécheur utilisé, plus le point de rosée est bas plus la teneur en eau de l'air est faible
 il existe trois types de sécheurs employés couramment dans les installations d'air comprimé

- sécheur frigorifique
- sécheur par absorption
- sécheur par adsorption

NB: il faut différentier entre: absorption et adsorption

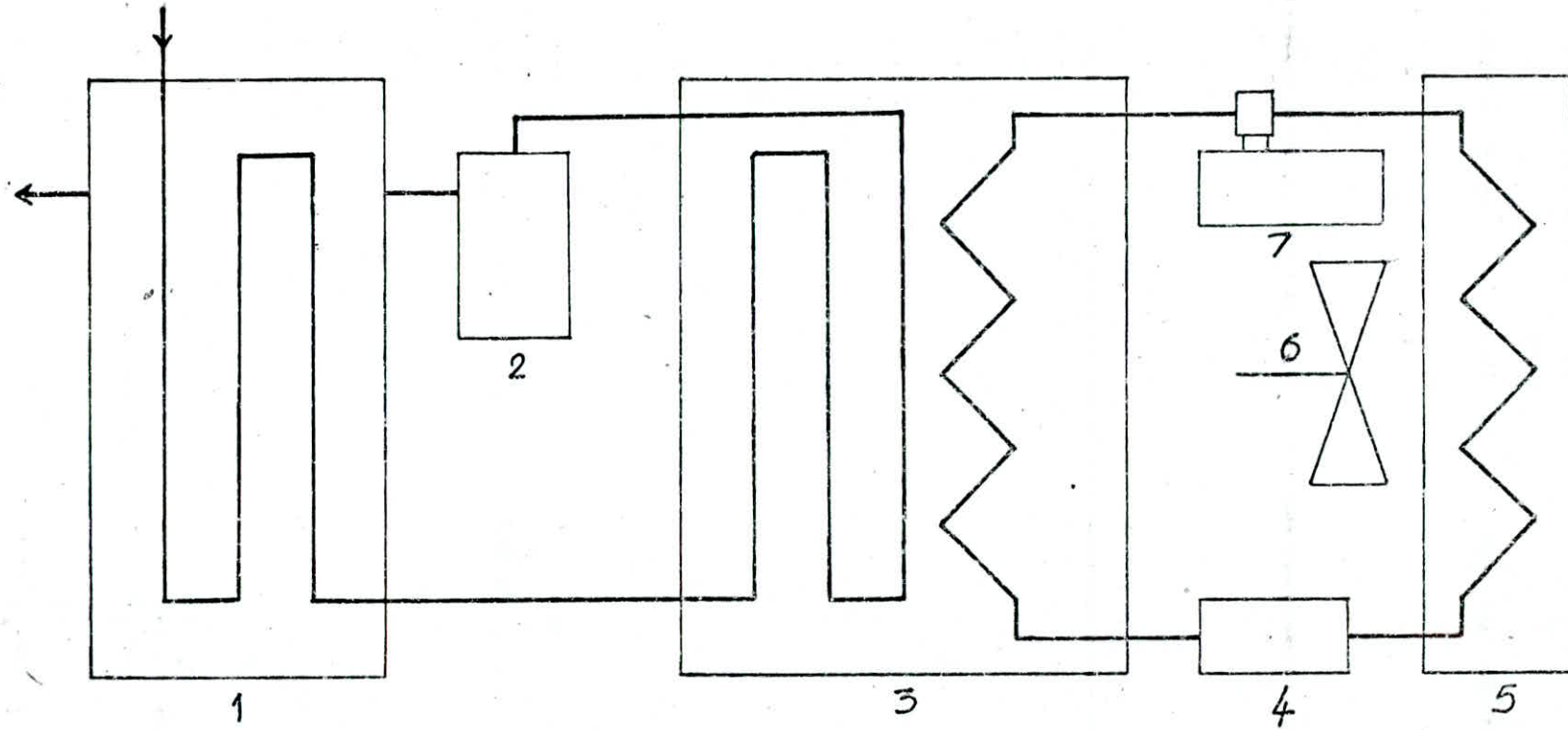
IV41 sécheur frigorifique

a- principe:

Après que l'air comprimé ait été préalablement refroidi dans le refroidisseur, il est admis dans un groupe frigorifique

- L'air est admis dans un échangeur économiseur air/air, subit le premier refroidissement
- il est admis ensuite dans un échangeur évaporateur qui assure un refroidissement complémentaire à l'air par échange de calories avec le fluide frigorifique (fréon par exemple) circulant dans un serpentin. Avant de l'échangeur évaporateur, l'air se libère de ses condensats dans un séparateur muni de purgeur
- L'air est réchauffé dans un échangeur écono-

Sécheur Frigorifique



1 Echangeur économiseur
2 - Purgeur
3 Echangeur évaporateur

4 Réservoir liquide frigorifique
5 Condenseur
6 Ventilateur
7 Compresseur.

miseur avant d'être conduit dans le réservoir et
et le réseau de distribution

Ce sècheur présente comme avantages:

- La consommation d'énergie est faible, il y a consommation d'énergie uniquement au niveau du circuit frigorifique
- Les frais d'entretien sont réduits
- son encombrement est peu important
- son cycle de fonctionnement est continu, il n'y a pas de régénération

Avec ce procédé on ne peut pas obtenir des points de rosée inférieurs à 2°C sous pression, à des points de rosée plus bas les échangeurs givrent, ce qui diminue fortement le rendement de l'échange calorifique

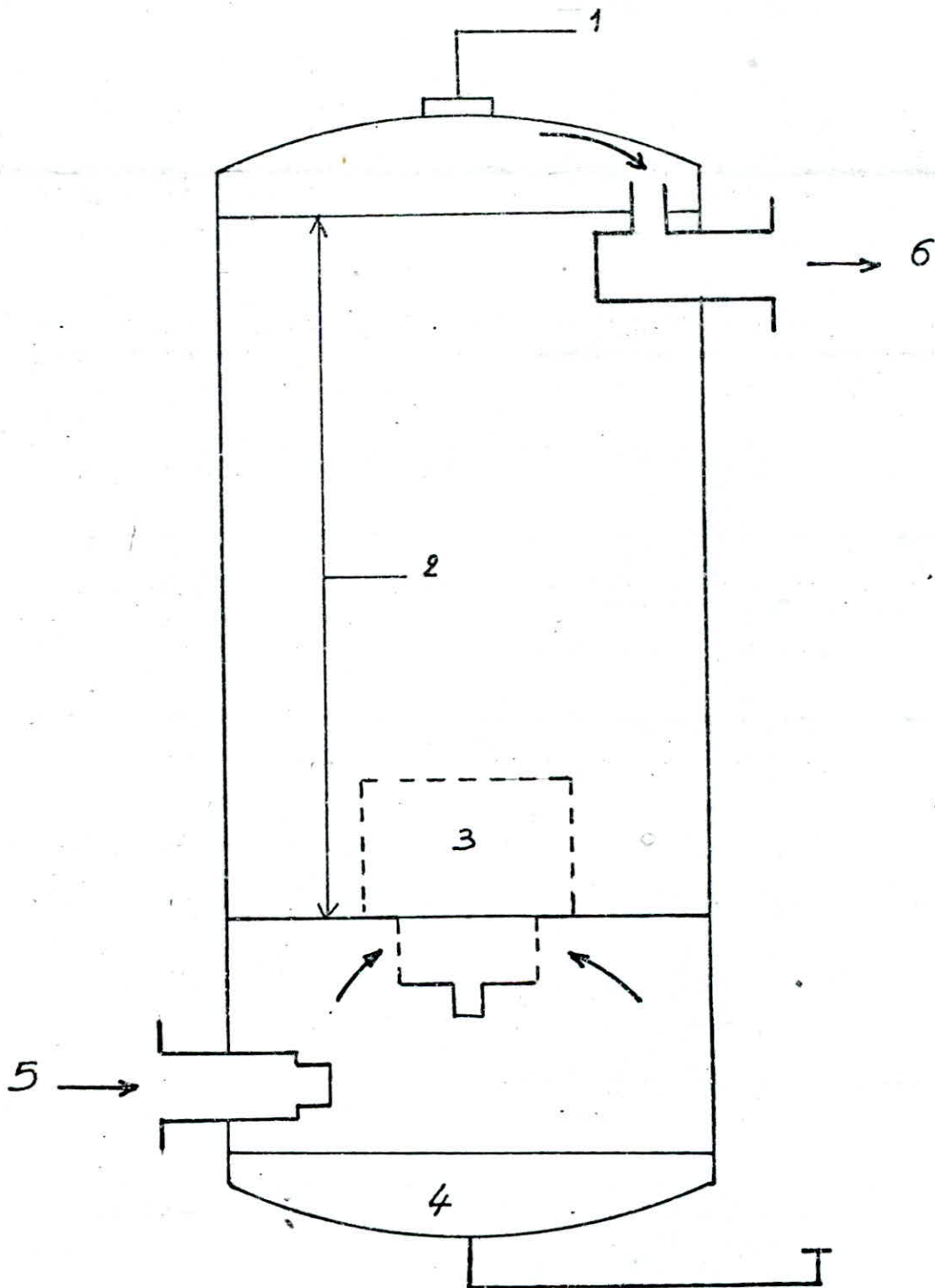
IV 42 Sècheur par absorption

1. description

C'est un réservoir renfermant un produit qui a la propriété de se laisser pénétrer par la vapeur d'eau.

L'appareil se compose de :

- Le réservoir recevant le produit absorbant
- Le compartiment inférieur faisant office de séparateur primaire
- Le distributeur diffusant le gaz humide dans le réservoir

Sécheur par absorption

1 Remplissage

2 Produit absorbant

5 Entrée d'air

3 Distributeur

4 Séparateur

6 Sortie d'air sec.

2. Principe .

Les particules de l'absorbant fixent l'humidité jusqu'à ce qu'elles ^{atteignent} leur point de saturation, elles se dissolvent en formant une émulsion avec l'eau et les impuretés diverses, cette émulsion s'écoule jusqu'au distributeur où elle est transformée en un fin brouillard très hygroscopique par le passage de l'air en sens inverse. Ce brouillard subissant l'effet ascendant est à nouveau dispersé dans la masse du produit absorbant, il coapte les fines impuretés, les agglomère et les entraîne par gravité dans le séparateur.

il présente comme avantages:

- il n'y a aucune dépense d'énergie
- l'emcombrement se limitant à l'emplacement du réservoir
- l'entretien se limitant à la surveillance du produit absorbant
- Très efficace, ce procédé donne des points de rosée très bas, le point de rosée dépend de la pression et de la température d'entrée de l'air dans le sécheur.

Pour air admis à 7 bars le point de rosée est d'environ:

- 11°C avec air entrant dans l'appareil à 40°C
- 22°C avec air entrant dans l'appareil à 20°C
- 25°C avec air entrant dans l'appareil à 15°C

Pour air admis à 4 bars le point de rosée est d'environ:

2°C pour air admis dans l'appareil à 40°C

-10°C pour air admis dans l'appareil à 20°C

-13°C pour air admis dans l'appareil à 15°C

il présente comme inconvénients :

- Le produit absorbant demande un renouvellement important si l'air est très et très humide, or le prix du produit absorbant est assez élevé.

- La manutention et le stockage du produit absorbant risque de nécessiter une main d'œuvre importante pour les débits élevés.

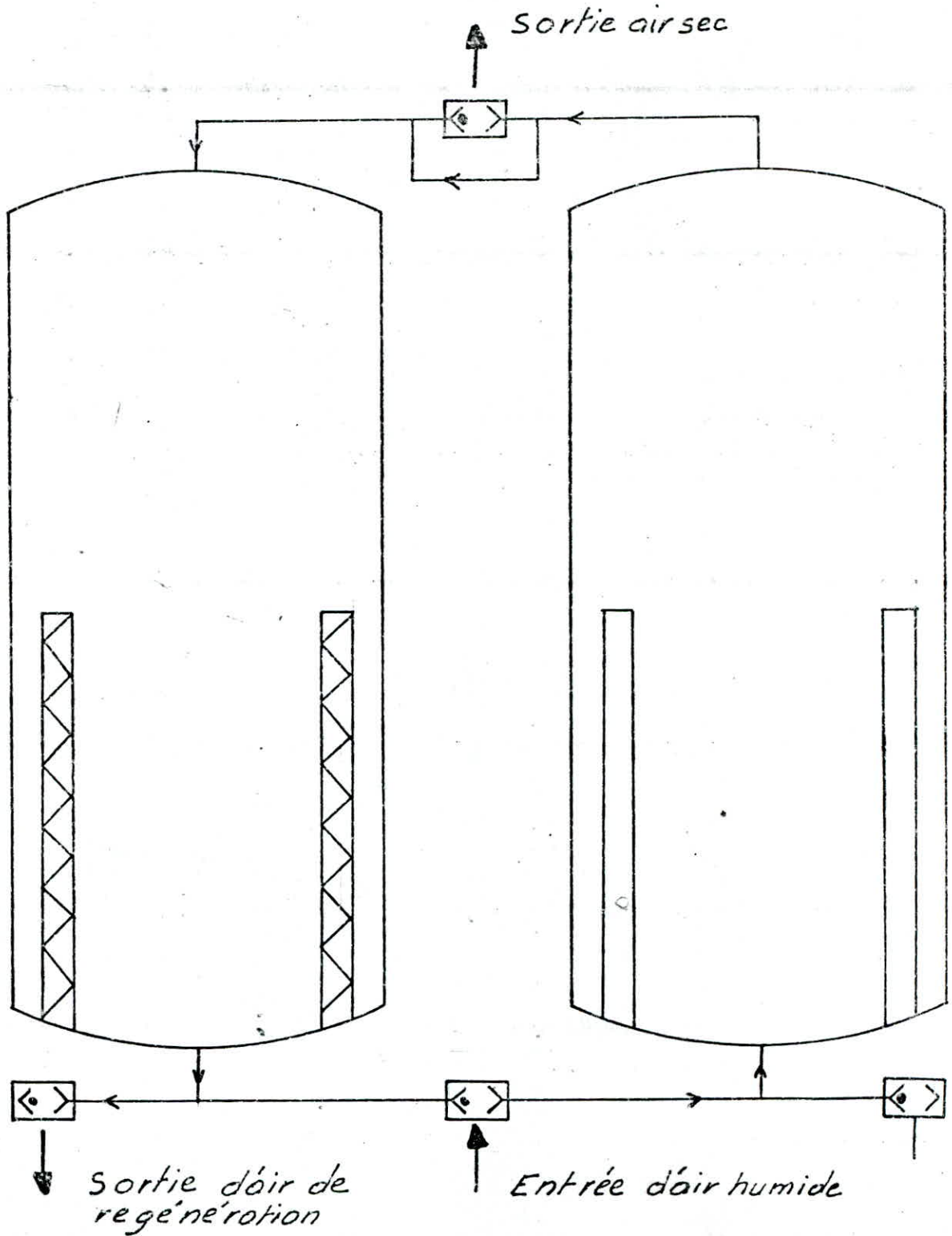
IV 43 Sécheur par adsorption :

1 - description :

Ce sécheur est constitué de deux réservoirs verticaux montés en parallèle reçoivent le produit absorbant. Pour obtenir un séchage continu de l'air comprimé, l'un des réservoirs est en service tandis que l'autre est en régénération. Les produits utilisés sont : le gel de silice l'alumine activée ...

2 - principe :

Les molécules de vapeur sont attirées et fixées par les porosités de la surface d'un produit adsorbant où elles se concentrent sans le pénétrer. il n'y a ni mélange intime

Sécheur par absorption

ni modification de la structure, ni l'état de surface de l'adsorbant, l'opération se fait sans réaction chimique. Lorsque les pores du produit adsorbant sont saturés d'eau le sécheur devient inactif et doit être regeneré. La regeneration s'obtient par l'introduction dans le réservoir saturé de l'air sec provenant du reservoir en service, après son utilisation cet air devient humide est évacué dans l'atmosphère. L'inversion des cycles des reservoirs est automatique.

il présente comme avantages:

- il n'y a aucune consommation d'énergie
- La mise en place est facile, l'encombrement est relativement peu important
- Ce sécheur est très efficace

Pour l'air comprimé à 8 bars nous obtenons les points de rosée suivants:

- 30°C pour l'air admis dans l'appareil à 50°C
- 80°C pour l'air admis dans l'appareil à 30°C
- 90°C pour l'air admis dans l'appareil à 20°C
- Ce sécheur ne demande aucun entretien

il présente comme inconvenients:

- détérioration du produit adsorbant par l'huile donc un déshuilage doit être prévu à l'omont de

de l'appareil.

- La perte du débit d'air utilisé pour la régénération

Conclusion:

Nous pouvons éliminer en premier le sècheur frigorifique, pour sa faible efficacité, c'est à dire point de rosée de 2°C sous pression.

il nous reste à choisir entre le sècheur par absorption et le sècheur par adsorption.

Pour l'air comprimé a 8 bars et admis à la température $T = 30^{\circ}\text{C}$

procédé	pt de rosée	chg ^t produit	Energie	Entretien
absorption	-30°C	Régulier	nulle	Régulier
adsorption	-80°C	nul	nulle	nul

- Dans les même conditions d'admission pour les deux sècheurs, l'efficacité du sècheur par adsorption est meilleure que celle du sècheur par absorption

- Pour la consommation d'énergie les deux sècheurs ne consomment pas d'énergie.

- Le sècheur par absorption demande le stockage et la manutention du produit absorbant, ce qui n'est pas pour le sècheur par adsorption

Nous optons pour un sècheur d'air comprimé par adsorption qui est plus avantageux que le sècheur par absorption sur plusieurs points comme on vient de le voir.

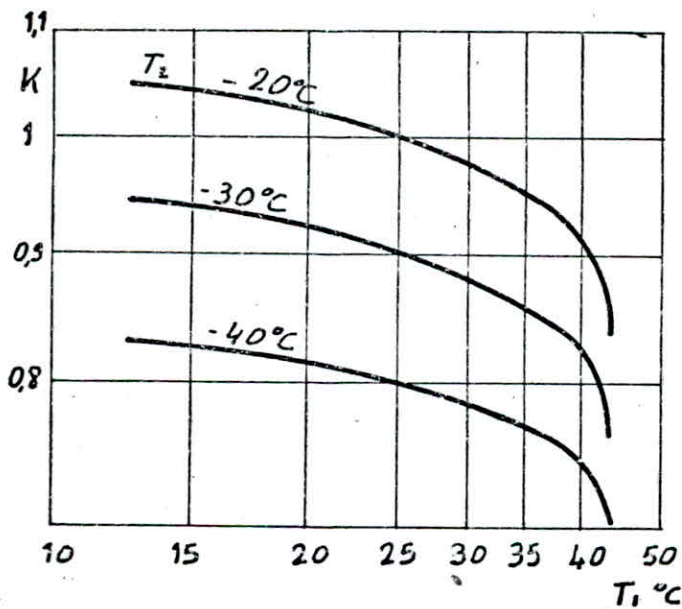
Type de sècheur :

les catalogues Atlas Copco nous donnent les débits des sècheurs par adsorption dans les conditions nominales.

Pour des températures d'entrée et des points de rosée autres que nominaux, le débit nominal ^{s'obtient} en appliquant la formule suivante :

$$K = \frac{Q_{\text{réel}}}{Q_{\text{nom}}}$$

K : facteur de correction



T₁ : Température d'entrée

T₂ : point de rosée à la sortie

pour $Q_{\text{réel}} = 13 \text{ m}^3/\text{mn}$ et pt de rosée = -30°C

nous aurons $K = 0,88 \Rightarrow Q_n = 13,6 \text{ m}^3/\text{mn}$

type sècheur CD 10 et $Q_n = 14,4 \text{ m}^3/\text{mn}$.

IV5 - circuit d'eau de refroidissement.

Le choix est à faire entre un circuit d'eau de refroidissement ouvert et fermé.

1 - circuit fermé.

cette méthode est avantageuse lorsque l'eau dont on dispose est rare, très calcaireuse ou encore son prix au mètre cube est très élevé, ce circuit peut recevoir une protection anti-gel, évite l'entartage et la corrosion. Mais il faut par ailleurs refroidir cette eau ce qui exige l'installation d'un système qui peut être parfois assez coûteux, l'encombrement peut être aussi un facteur à considérer. Cette méthode conduit souvent à accepter une température d'entrée d'eau aux appareils à refroidir supérieure à celle permise par une distribution d'eau de ville, si le refroidisseur est à l'intérieur du local technique il risque d'y élever la température

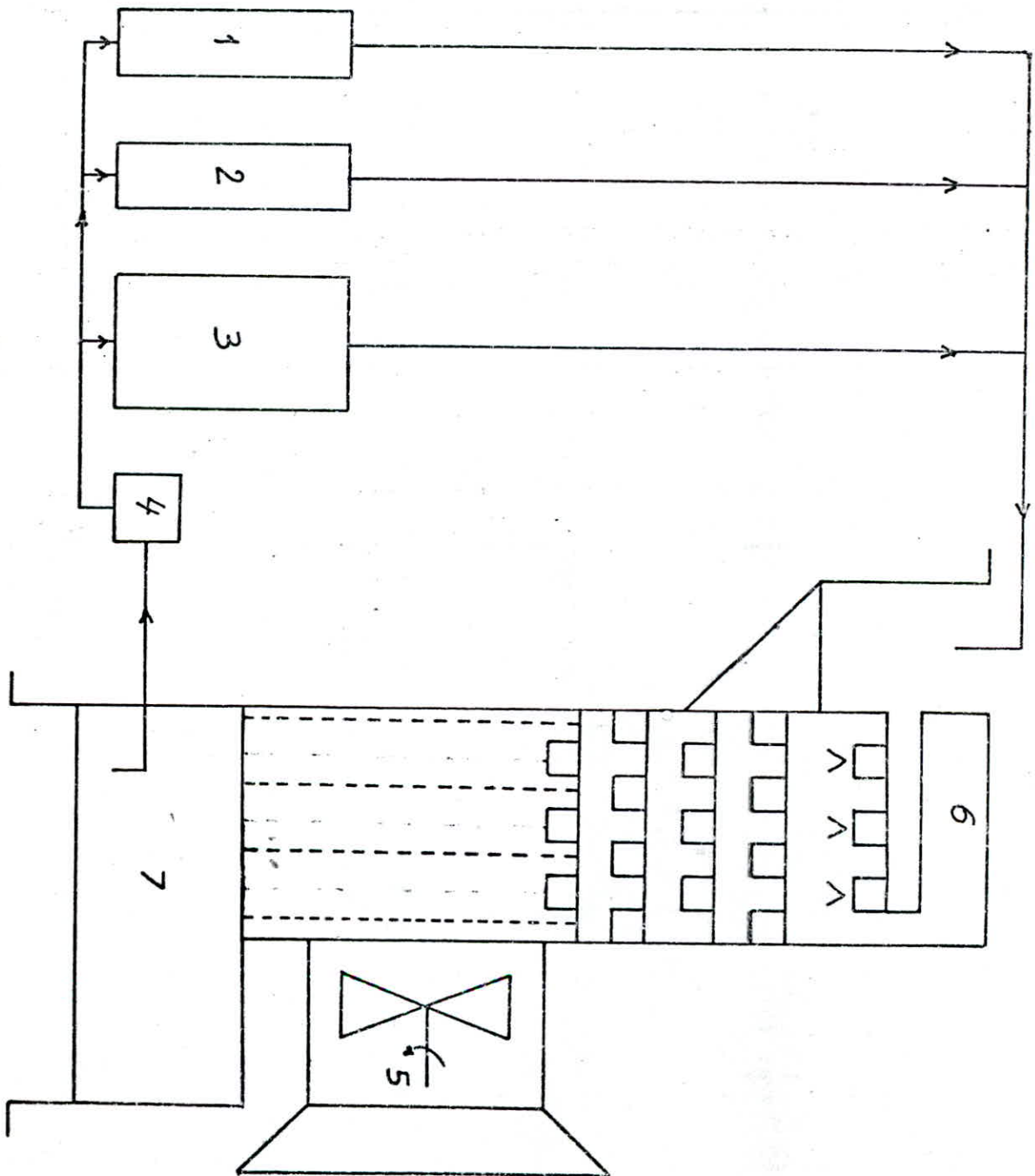
principe :

il existe plusieurs méthodes (appareils) pour le refroidissement de l'eau parmi lesquels on cite le système typique suivant. (voir schéma p

L'eau retombe par gravité dans une tour 6 où elle est finement divisée et soumise à l'action d'un ventilateur 5; L'eau est collectée dans un réservoir inférieur 7 où elle est renvoyée

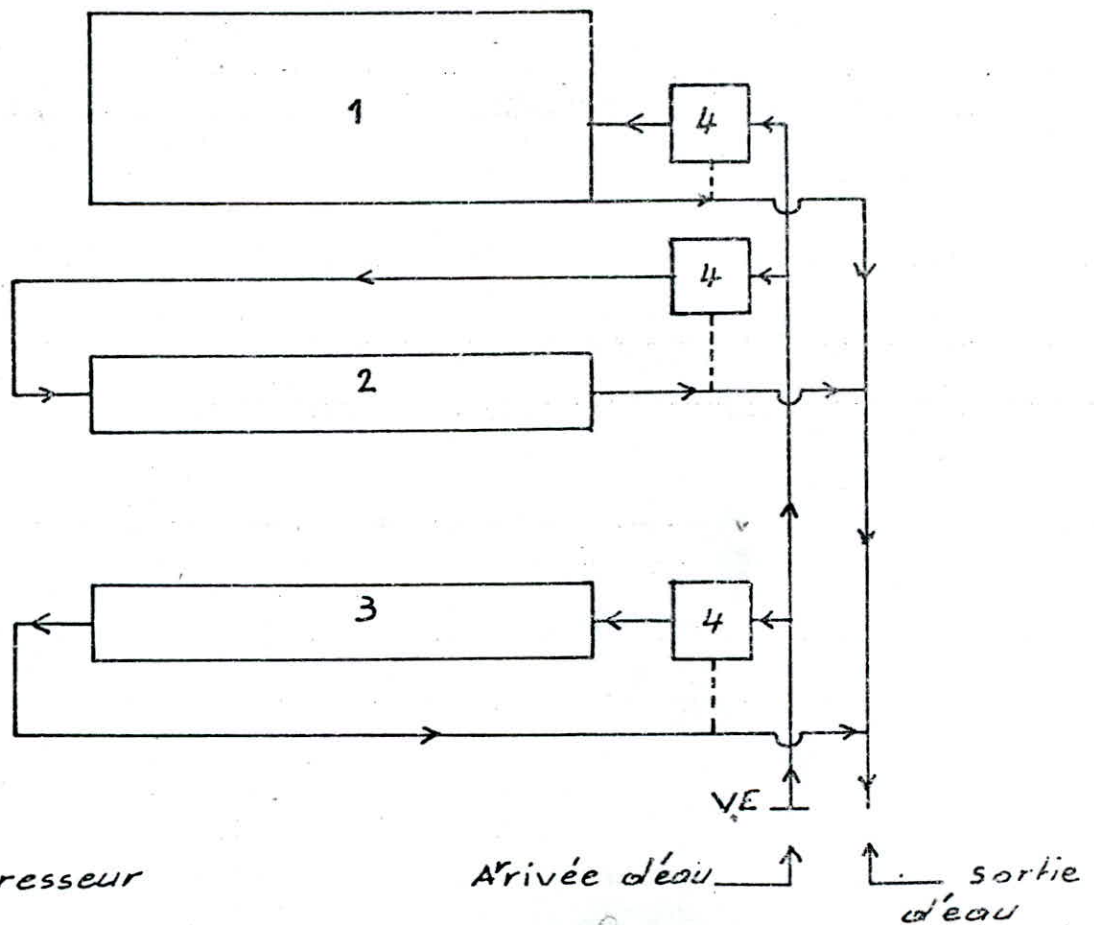
CIRCUIT D'EAU DE REFROIDISSEMENT

- | | |
|---------------------------------|-----------------------------|
| 1 - Refroidisseur final | 4 - pompe |
| 2 - Refroidisseur intermediaire | 5 - ventilateur |
| 3 - Compresseur | 6 - tour de refroidissement |
| 7 - Réservoir | |



aux appareils à refroidir par une pompe 4. On peut noter aussi une consommation d'énergie non négligeable nécessaire aux moteurs de la pompe et du ventilateur.

2 - circuit ouvert.



- 1 - compresseur
- 2 - refroidisseur intermédiaire
- 3 - refroidisseur final
- 4 - vanne thermostatique
- VE - vanne de coupure d'eau

Techniquement cette installation est plus simple puisqu'elle se résume en une pose de tuyauterie et la plus efficace

car on dispose toujours d'eau à température ambiante. On utilise l'eau de ville ou du château d'eau il n'y a plus à prévoir de pompe. La vanne thermostatique règle le débit en fonction de sa température de sortie.

- Conclusion :

Dans notre cas l'eau est disponible et n'est pas très calcaireuse, le circuit ouvert est plus avantageux que le circuit fermé qui est plus coûteux et moins efficace et consomme de l'énergie.

IV 6 - Calcul des diamètres du circuit d'eau de refroidissement

1 - débit d'eau pour le refroidissement du compresseur.

La différence entre les quantités de chaleur correspondant d'une part à la puissance absorbée d'autre part à l'échauffement de l'air refoulé est égale à la quantité de chaleur absorbée par l'eau de refroidissement

$$c_p \cdot q_e \cdot \Delta T_e = N - c_p \Delta T_a q_{pa}$$

q_{pa} : débit d'air refoulé kg/h

c_p : chaleur massique $\text{kcal/kg}^\circ\text{C}$

ΔT_a : écart de température de l'air

ΔT_e : écart de température de l'eau

N : puissance absorbée kcal/h

q_e : débit d'eau

$$q_e = \frac{68839 - 0,24 \cdot 80 \cdot 2064}{15} = 1,95 \text{ m}^3/\text{h}$$

2 - débit d'eau pour le refroidisseur intermédiaire.

$$q_e = \frac{q_a \cdot \Delta T_a \cdot c_{pa}}{\Delta T_e \cdot c_{pe}}$$

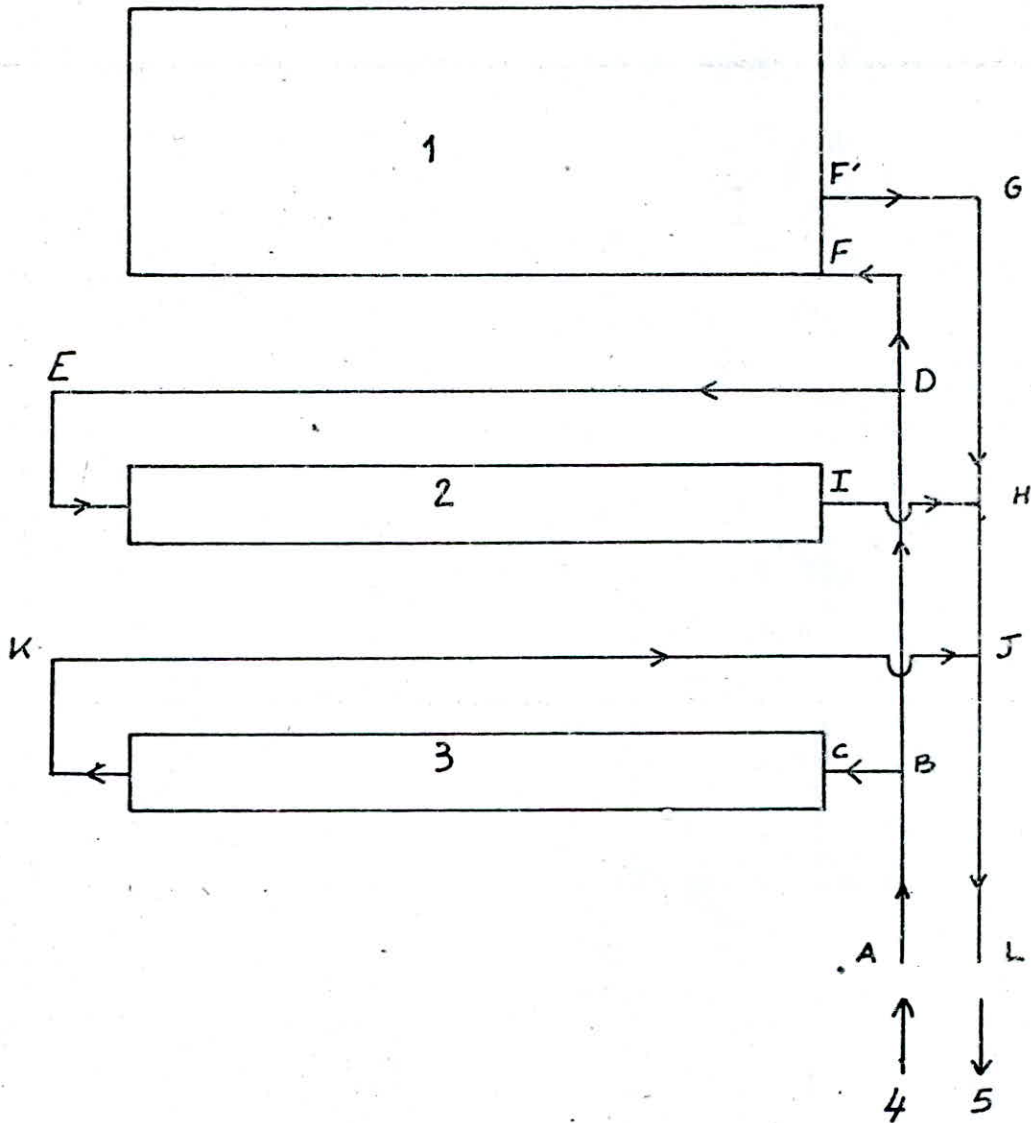
$$q_e = \frac{1926,4 \cdot 80 \cdot 0,24}{15} = 2,46 \text{ m}^3/\text{h}$$

Tirons

d'où nous le débit total d'eau :

$$q_T = 1,95 + 2,46 + 5,28 = 9,69 \text{ m}^3/\text{h}$$

Circuit d'eau de refroidissement



1 - Compresseur

2 - refroidisseur intermediaire

3 - refroidisseur final

4 - Entrée d'eau

5 - sortie d'eau

Les vitesses de l'écoulement de l'eau doivent être maintenues dans les limites suivantes :

- Tuyauterie d'absorption $0,7 \div 1 \text{ m/s}$
- Tuyauterie de refoulement $1 \div 2 \text{ m/s}$

3- tuyauterie d'absorption :

a- tronçon AB :

Connaissant la vitesse $v = 1 \text{ m/s}$ et le débit $Q = 2,69 \text{ l/s}$ l'abaque⁽¹⁾ nous permet de déterminer le diamètre

$$D = 60 \text{ mm}$$

(1) Voir abaque page 49.

b- tronçon BC

$$v = 1 \text{ m/s} \quad Q = 1,46 \text{ l/s} \quad \text{ce qui nous donne}$$

$$D = 40 \text{ mm}$$

c- tronçon BD :

$$v = 1 \text{ m/s} \quad Q = 1,22 \text{ l/s}$$

$$D = 38 \text{ mm}$$

d- tronçon DE

$$v = 1 \text{ m/s} \quad Q = 0,68 \text{ l/s}$$

$$D = 30 \text{ mm}$$

e- tronçon DF

$$v = 1 \text{ m/s} \quad Q = 0,54 \text{ l/s}$$

$$D = 26 \text{ mm}$$

Tableau récapitulatif :

tronçon	AB	BC	BD	DE	DF
D_i (1)	60	40	39	30	26
$D_i \times D_e$	60 x 70	40 x 49	40 x 49	33 x 42	26 x 34

(1) - diamètre intérieur déterminé par calcul

(2) - diamètre normalisé NFE 29025

4 - Tuyauterie de refoulement.

Nous adoptons une vitesse $v = 1,5 \text{ m/s}$

a - tronçon F'G

$$v = 1,5 \text{ m/s}$$

$$Q = 0,54 \text{ L/s}$$

$$D = 22 \text{ mm}$$

b - tronçon IH

$$v = 1,5 \text{ m/s}$$

$$Q = 0,68 \text{ L/s}$$

$$D = 24 \text{ mm}$$

c - tronçon HJ

$$v = 1,5 \text{ m/s}$$

$$Q = 1,22 \text{ L/s}$$

$$D = 30 \text{ mm}$$

d - tronçon JK

$$v = 1,5 \text{ m/s}$$

$$Q = 1,46 \text{ L/s}$$

$$D = 38 \text{ mm}$$

e - tronçon JL :

$$V = 1,5 \text{ m/s}$$

$$Q = 2,59 \text{ L/s}$$

$$D = 44 \text{ mm}$$

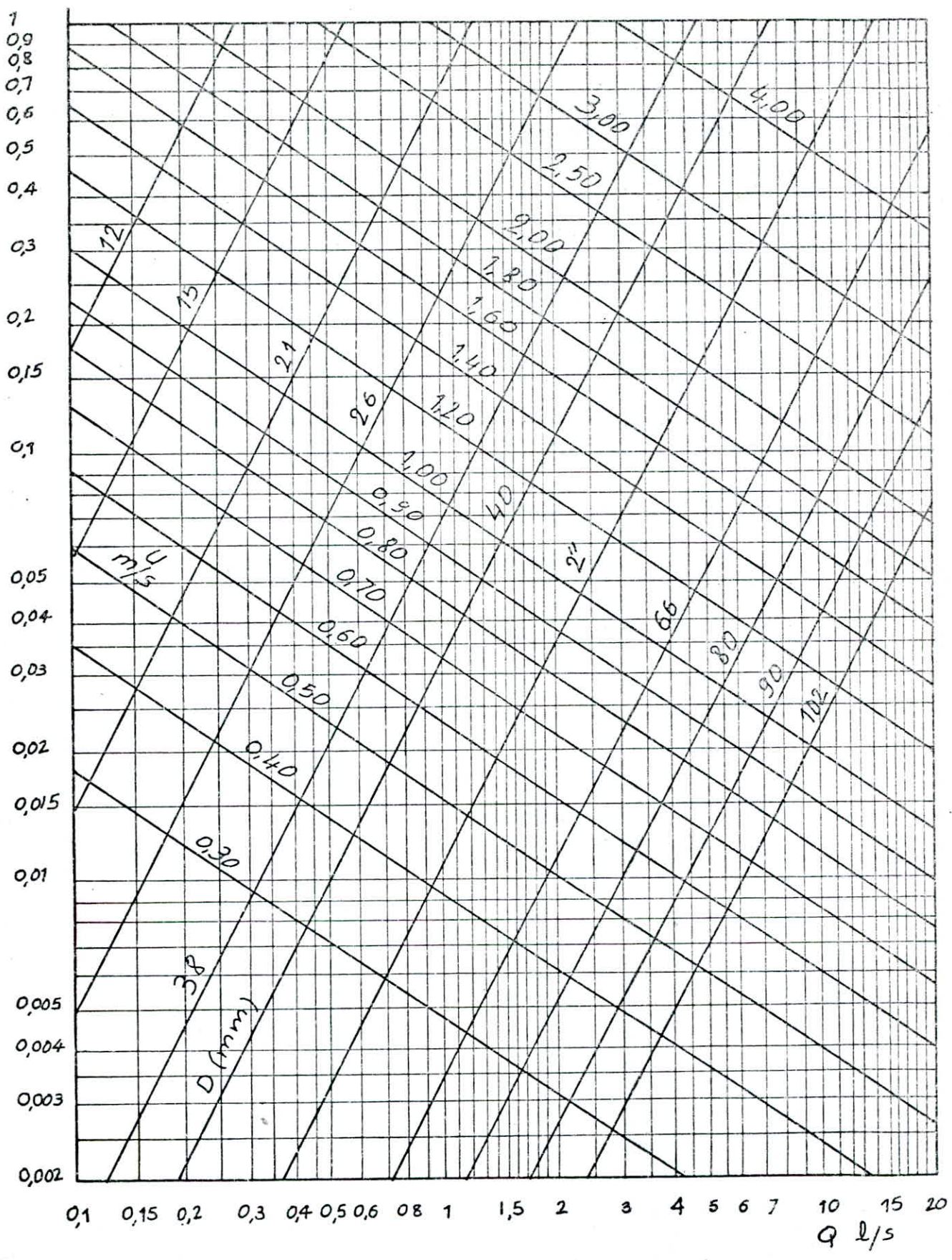
Tableau récapitulatif :

Tronçon	F'G	IH	HJ	JK	JL
D_i (1)	22	24	30	38	44
$D_L \times D_e$ (2)	26x34	26x34	33x42	40x49	50x60

(1) - diamètre obtenu par calcul.

(2) - d'après la norme NFE 29.025.

J mce/m



V TUYAUTERIE

Le tracé de la canalisation:

Le tracé prévoit en principe.

- Un collecteur principal partant du réservoir est isolé de celui-ci par une vanne.
- des canalisations secondaires, elles relient le collecteur principal aux tuyauteries particulières d'alimentation des postes
- des tuyauteries de liaison entre le collecteur principal ou les canalisations secondaires et les prise de pression.
- des vannes d'isolement disposées selon les conditions locales, pour permettre d'isoler dans les meilleures conditions des éléments de la distribution; des travaux d'entretien pourront être effectués sans qu'il soit nécessaire d'arrêter la distribution d'air comprimé dans toute l'usine, et la recherche des fuites sera ainsi facilitée.
- Une pente descendante dans le sens du flux d'air vers tous les points bas pour l'évacuation des condensats.
- prévoir des purgeurs en toute partie basse qui seront de préférence automatiques.
- La longueur de la tuyauterie devra être la

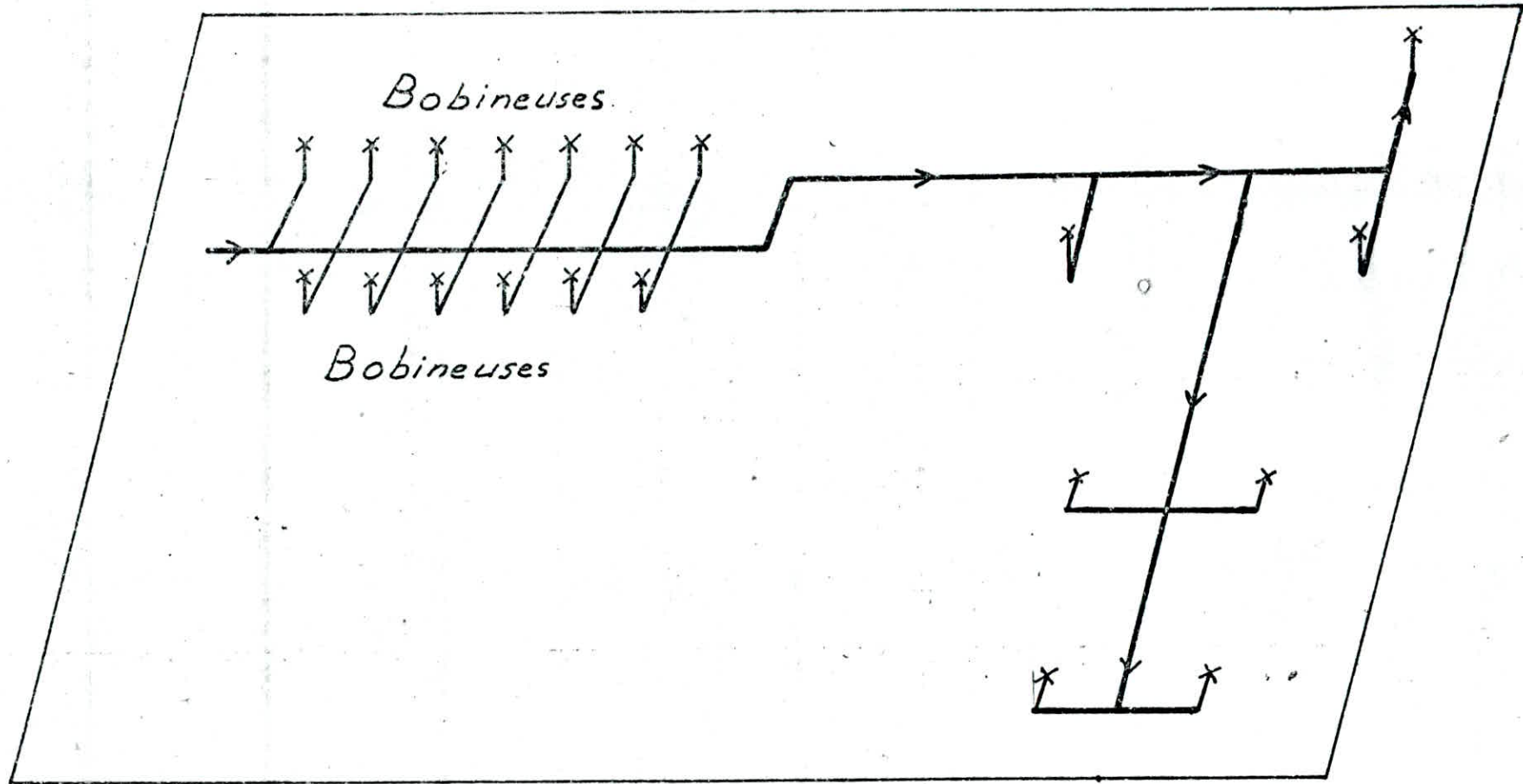
plus courte possible.

Notre canalisation sera souterraine vu la disposition des machines et la présence des ponts roulants qui nous ne permettent pas d'adopter une autre solution.

La canalisation sera en caniveau ce qui facilite son entretien et sa surveillance, malgré son coût élevé elle sera plus bénéfique avec le temps qu'une conduite enterrée.

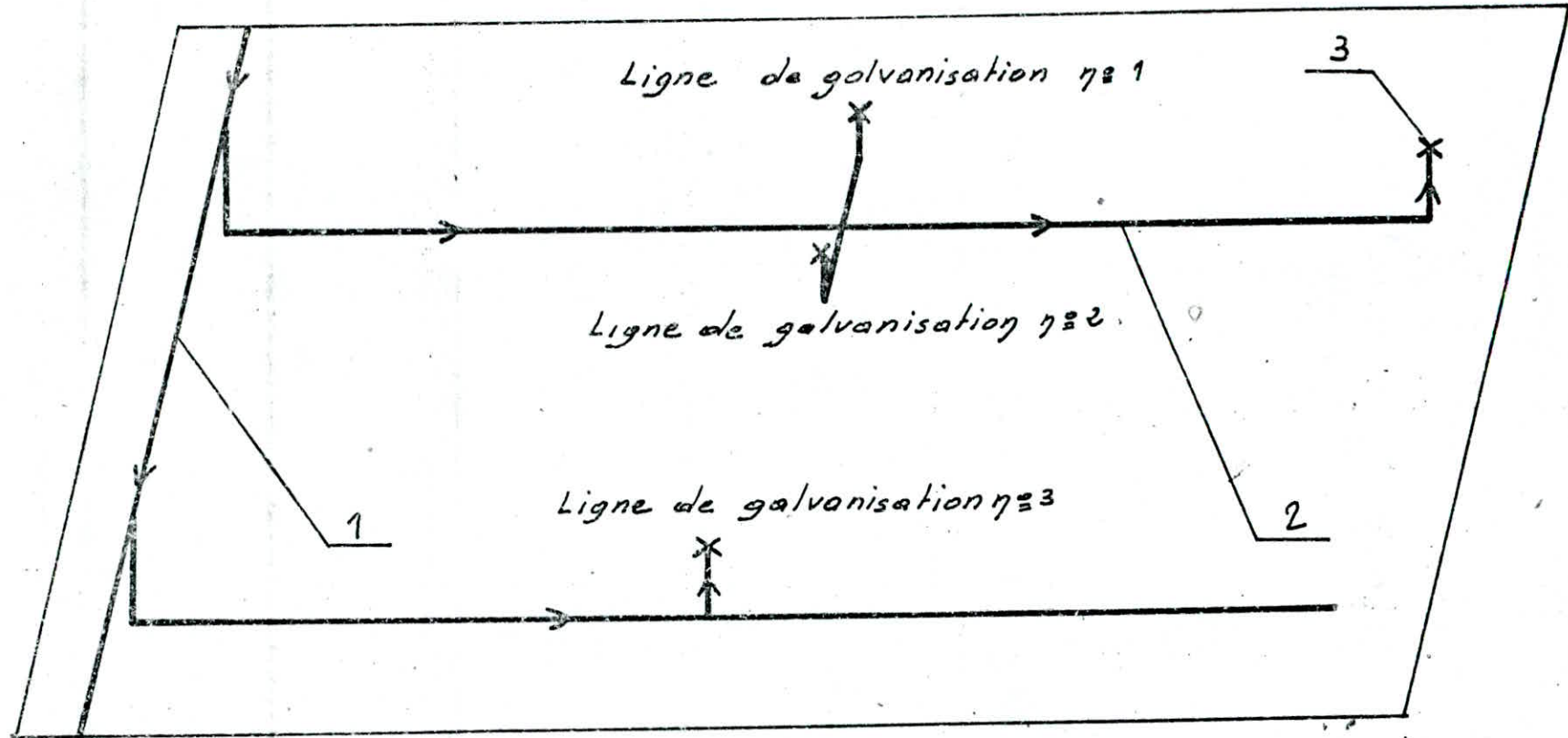
Voir pages : 52, 53, 54, 55.

BOBINAGE



1. prise de pression
2. conduite secondaire

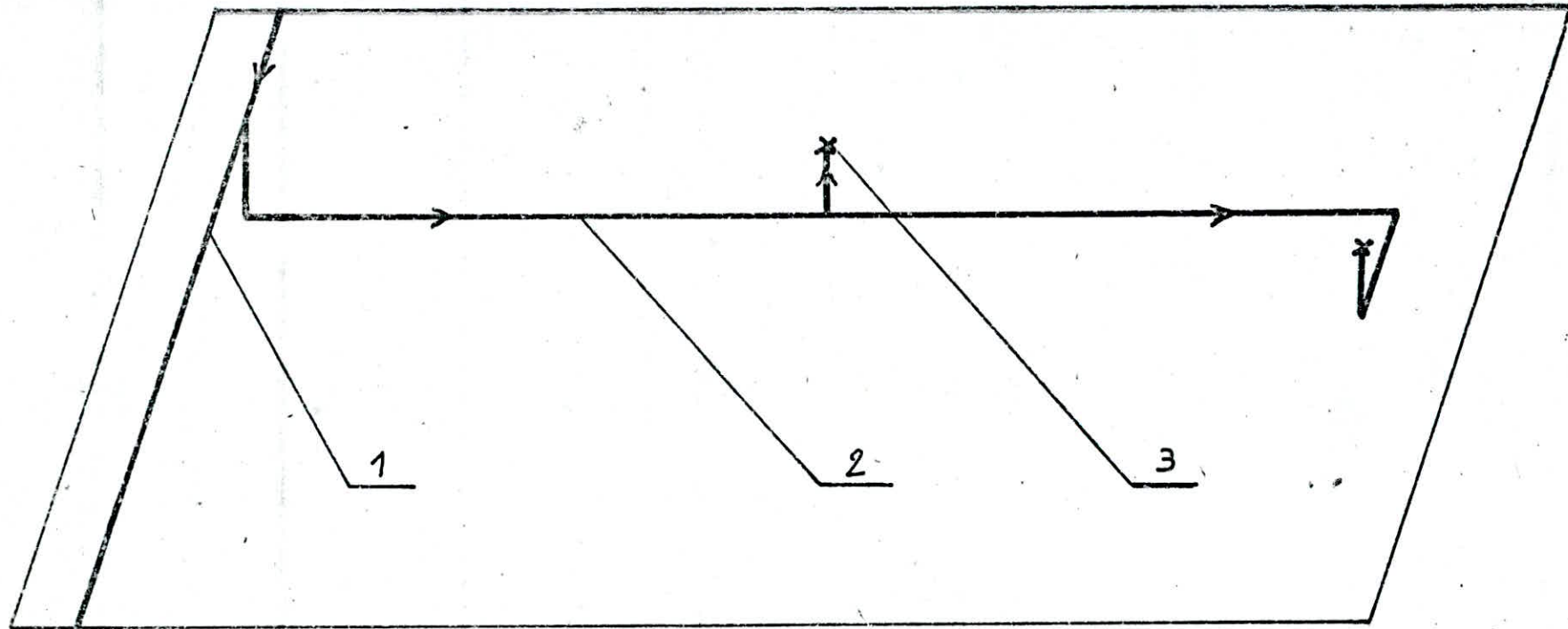
GALVANISATION.



53

- 1 - collecteur principal
- 2 - conduite secondaire
- 3 - prise de pression

RECUIT

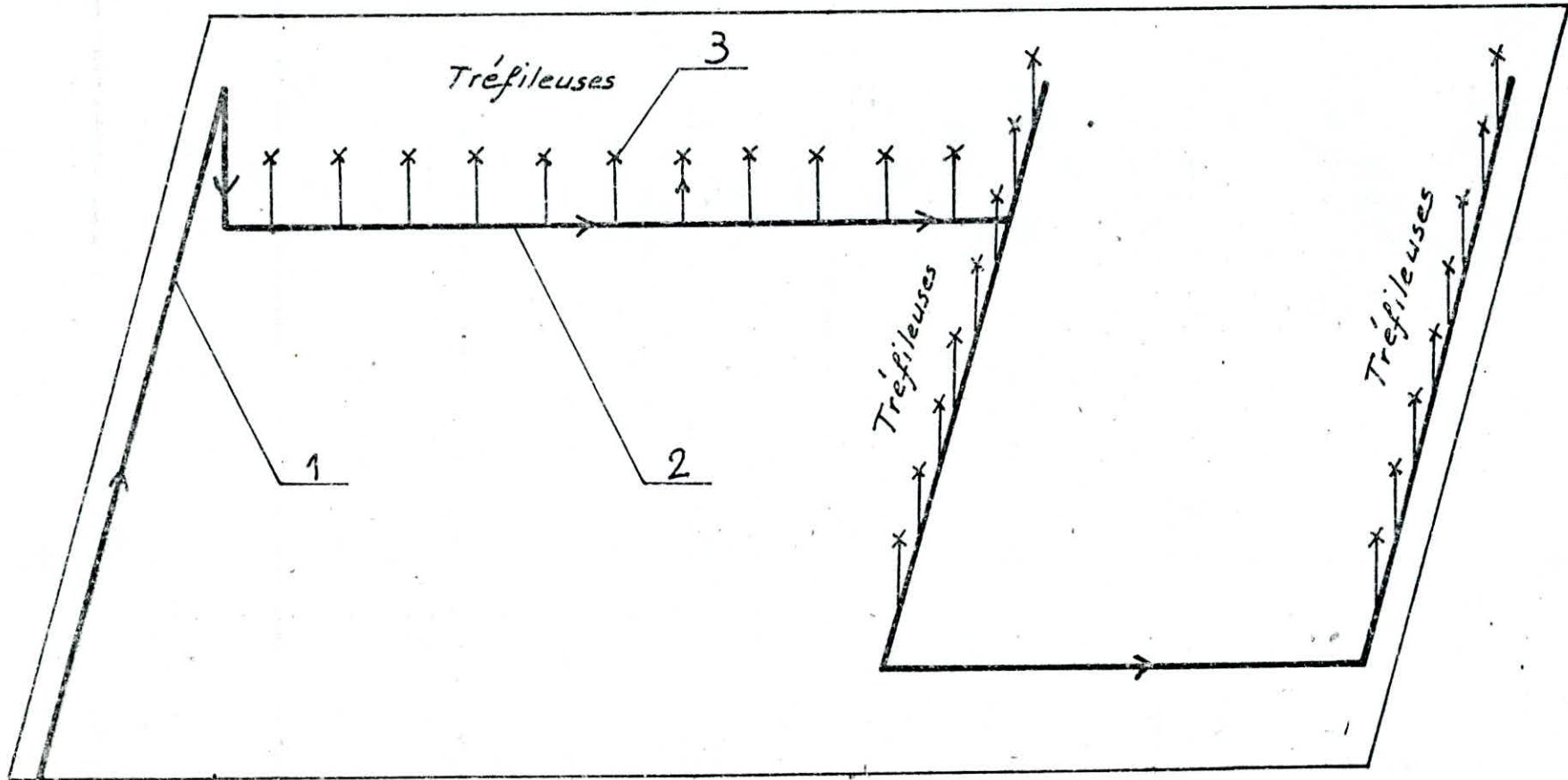


1 - collecteur principal

2 - conduite secondaire

3 - prise de pression

TREFILAGE



- 1 - collecteur principal
- 2 - conduite secondaire
- 3 - prise de pression

II 2 - calcul des diamètres :

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}$$

D - diamètre intérieure en mm

V - vitesse en m/s

Q - débit en m³/s

Pour calculer le diamètre de la tuyauterie il est nécessaire de connaître la vitesse V. En première approximation nous supposons que la détente est isentropique, pour calculer la vitesse nous appliquons la formule de Barré Saint-Venant

$$V = \left[\frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{P_0}{\rho_0} \left(1 - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

P₁ : pression atmosphérique

P₂ : pression dans le réservoir

ρ₀ : masse volumique de l'air

γ : coefficient des gaz parfaits

$$V = 2,2 \text{ m/s}$$

II 3 - perte de charge

1 - généralités :

Lors de l'écoulement d'un fluide dans une conduite il y a toujours des pertes de charge et ces pertes de charge

sont fixées de façon que :

- La pression minimale soit acceptable pour le fonctionnement des postes à alimenter
- Le prix de revient (achat et pose) de la canalisation ne doit pas être excessif et reste en rapport avec le prix total de l'installation.

Dans une conduite on distingue deux types de pertes de charge

a - perte de charge linéaire.

Ces pertes sont dues au frottement de l'air avec (contre) les parois internes des tubes.

On peut réduire ces pertes :

- les parois internes des tubes doivent avoir un bon état de surface.
- En augmentant les diamètres sans être excessif, sinon le coût devient important, et les vitesses seront faibles

b - perte de charge singulière.

On constate expérimentalement que la perte de charge singulière est proportionnelle au carré de la vitesse. Ces pertes sont dues aux obstacles géométriques que rencontre l'air dans son écoulement.

$$\Delta X = K \rho \frac{V^2}{2}$$

La valeur de K dépend de l'obstacle géométrique.

En pratique pour déterminer les pertes de charge linéaire et singulière on utilise des abaques, ils nous donnent une perte de charge correspondant à une longueur de tuyauterie de dix mètres. La perte de charge totale pour chaque tronçon considéré est obtenue en multipliant la valeur trouvée ci-dessus par la longueur fictive en dizaines de mètres. La longueur fictive est égale à la somme de la longueur réelle et la longueur équivalente représentée par les obstacles géométriques

- Longueur équivalente:

Les changements de direction et les divers obstacles que peut rencontrer l'air dans son écoulement ont donné lieu à une détermination expérimentale de longueur rectiligne qui à diamètre égal provoque une perte de charge équivalente

Le tableau ci-dessous donne les coefficients par lesquels il faut multiplier le diamètre intérieur exprimé en centimètres (cm) pour obtenir la longueur équivalente en mètres.

désignation	m par cm	désignation	m par cm
Coude à 90°		Vanne à passage direct	
- rayon court malleable	0,35	- ouverture 100	0,08
- rayon moyen	0,26	- ouverture 75	0,40
- grand rayon acier à bride	0,14	- ouverture 50	2,50
- grand rayon tube cintre	0,10	- ouverture 25	7,50
Coude à 180°		Vanne à clope	
- coude double écarté	0,17	- ouverture 100	2
- coude double resserré	0,75	Reservoir	
Robinet à boisseau	0,12	- Entrée normale	0,15
		- tube pénétrant	0,30

On admet en général le pourcentage de perte de charge suivant par rapport à la pression initiale.

Longueur tuyauterie en m	perte de charge
jusqu'à 50	1,5 à 2%
50 à 100	1,5 à 2,5%
100 à 250	2,5 à 4%
250 à 500	4 à 6%
500 à 1000	6 à 10%
1000 à 2000	10 à 13%
2000 à 3000	13 à 14%
3000 à 4000	14 à 15%

IV4 - détermination des diamètres de la canalisation principale et secondaire

1 - détermination du diamètre du collecteur principal.

La Conduite principale a une longueur $L = 120\text{ m}$.

pour une longueur $L = 100$ à 250 m nous admettons une perte de charge de 2,5 à 4% de la pression initiale, donc pour une pression $P = 8\text{ bars}$ on aura:

$$\Delta P = 20\text{ mb à } 12,8\text{ mb}$$

NB : ΔP est donnée pour $L = 10\text{ m}$.

nous choisissons une vitesse v qui nous donne une perte de charge incluse dans cet intervalle.

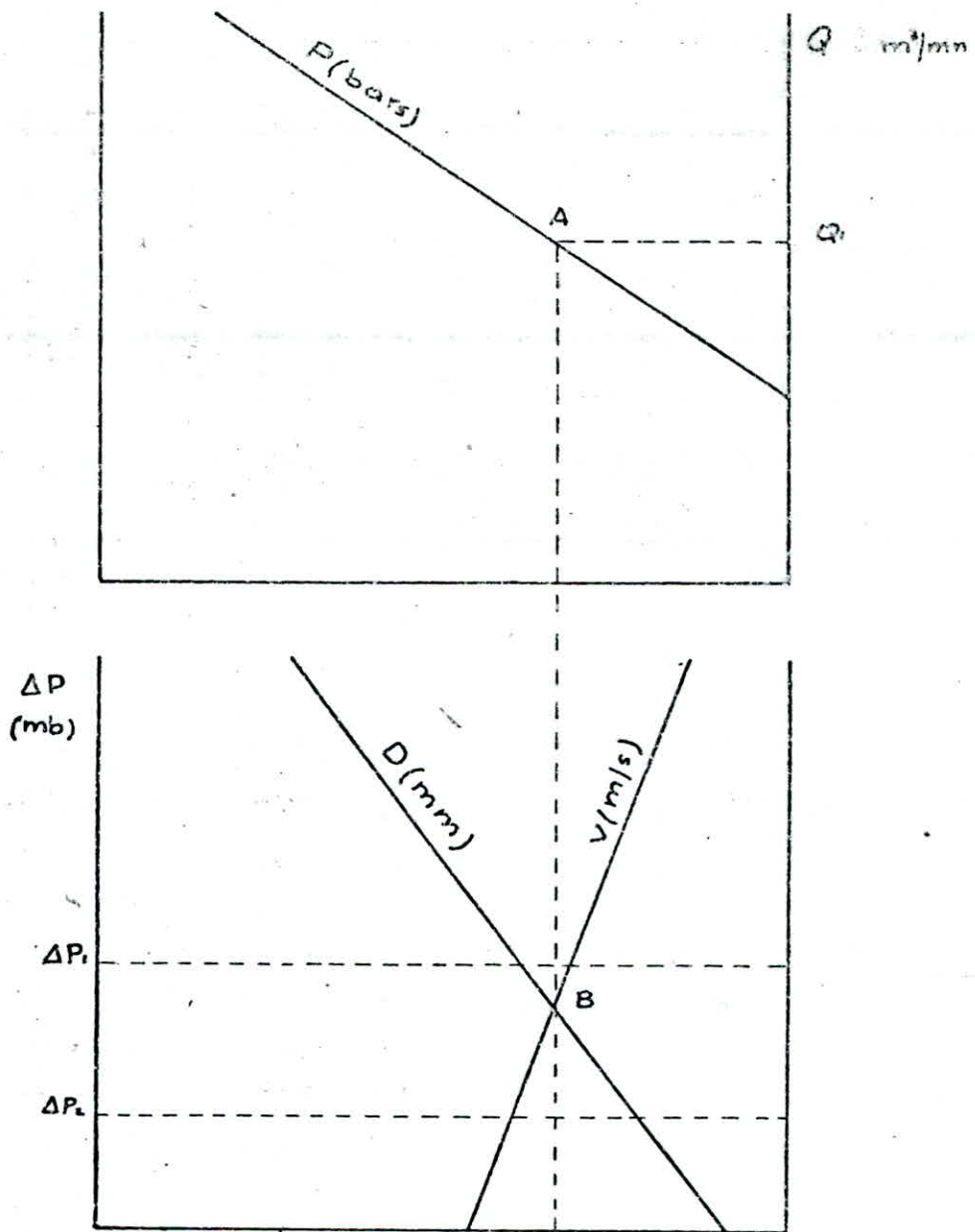


Schéma explicatif pour la détermination des diamètres

connaissant le débit Q_1 et la pression P nous obtenons le point A , on tire une verticale du pt A , nous choisissons la vitesse v qui coupe la verticale issue de A au point B dans l'intervalle $\Delta P_1 \Delta P_2$. Nous prenons le diamètre D qui passe par le point B .

pour $v = 8 \text{ m/s}$, l'abaque nous donne. (1)

$$\Delta P = 14 \text{ mb} \quad D = 60 \text{ mm.}$$

2 - pression à l'entrée de chaque tronçon

a - Trefilage et chaînes.

$$L_T = 63 \text{ m}$$

La perte de pression de la sortie du réservoir jusqu'à ce tronçon est:

$$\Delta P = 14 \cdot 6,3 = 88,2 \text{ mb}$$

$$P = 8 - 0,088 = 7,91 \text{ bars}$$

b - atelier de recuit

$$L_T = 25 \text{ m}$$

$$\Delta P = 14 \cdot 2,5 = 35 \text{ mb}$$

$$P = 8 - 0,035 = 7,96 \text{ bars}$$

c - Ligne de galvanisation n° 1, 2, 4

$$L_T = 18 \text{ m}$$

$$\Delta P = 14 \cdot 1,8 = 25 \text{ mb}$$

$$P = 8 - 0,025 = 7,97 \text{ bars}$$

d - Ligne de galvanisation n° 3

$$L_T = 35,5 \text{ m}$$

$$\Delta P = 14 \cdot 3,55 = 50 \text{ mb}$$

$$P = 8 - 0,05 = 7,95 \text{ bars}$$

(1) . Voir abaque à la fin du chap V

e- bobinage :

$$L_T = 62,5 \text{ m}$$

$$\Delta P = 14 \times 6,25 = 87 \text{ mb}$$

$$P = 8 - 0,087 = 7,91 \text{ bars.}$$

Tableau recapitulatif.

ateliers	Tref. chaînes	recuit	galva 1,2,4	galva 3	bobinage
P(bars)	7,91	7,96	7,97	7,95	7,91

3- diamètre pour ateliers trefilage et chaînes

Longueur totale de la conduite $L_T = 342,5 \text{ m}$.

débit $Q = 4,46 \text{ m}^3/\text{mn}$.

pour une longueur de 250 à 500 mètres nous avons

une perte de charge $\Delta P = 12,65 \text{ à } 9,49 \text{ mb}$

nous choisissons une vitesse $v = 6 \text{ m/s}$, l'abaque nous

donne :

$$\Delta P = 11,4 \text{ mb} \quad D = 48 \text{ mm.}$$

4- diamètre pour l'atelier de recuit :

$L_T = 120 \text{ m}$ et $Q = 1,5 \text{ m}^3/\text{mn}$. $\Delta P = 19,92 \text{ à } 12,75 \text{ mb}$

nous choisissons $v = 5 \text{ m/s}$ l'abaque nous donne :

$$\Delta P = 16 \text{ mb} \quad D = 25 \text{ mm.}$$

5- diamètre pour atelier galvanisation $\eta = 3$

$L_T = 95 \text{ m}$ $Q = 0,5 \text{ m}^3/\text{mn}$ $\Delta P = 23,8 \text{ à } 19,8 \text{ mb}$

pour $v = 4,5 \text{ m/s}$ l'abaque nous donne:

$$\Delta P = 20 \text{ mb} \quad D = 20 \text{ mm}$$

6. diamètre pour atelier de tréfilage

$$L_T = 170 \text{ m} \quad Q = 0,166 \text{ m}^3/\text{mn} \quad \Delta P = 19,8 \text{ à } 12,6 \text{ mb}$$

pour $v = 3 \text{ m/s}$ l'abaque nous donne

$$\Delta P = 14 \text{ mb} \quad D = 13 \text{ mm}$$

Tableau récapitulatif

ateliers	collecteur principal	Tref. chaîne	recuit	galva 1,2,4	galva 3	bobinage
D (mm)	60	48	30	26	20	13
ΔP (mb)	14	11,4	16	16	20	14

NB : ΔP est donnée pour une longueur de dix mètres.

5 - calcul des diamètres de la tuyauterie de raccordement aux prises de pression.

1 - atelier de recuit en continu

$$L_T = 56 \text{ m} \quad \Delta P = 16 \cdot 5,6 = 89 \text{ mb} \quad , \quad Q = 0,83 \text{ m}^3/\text{mn}$$

pression disponible en cette prise de pression

$$P = 7,96 - 0,089 = 7,87 \text{ bars}$$

pour $v = 15 \text{ m/s}$ l'abaque nous donne:

$$\Delta P = 45 \text{ mb} \quad D = 13 \text{ mm}$$

2 - recuit en discontinu

$$L_T = 118 \text{ m} \quad \Delta P = 0,238 \text{ bar}$$

pression disponible en cette prise de pression

$$P = 7,95 - 0,238 = 7,71 \text{ bars} \quad Q = 0,83 \text{ m}^3/\text{min}$$

pour une vitesse $v = 15 \text{ m/s}$ l'abaque nous donne:

$$D = 12 \text{ mm} \quad \Delta P = 49 \text{ mb}$$

3- atelier de galvanisation ligne 1 et 2

$$L_T = 67,5 \text{ m} \quad \Delta P = 0,108 \text{ bar}$$

pression disponible en cette prise de pression

$$P = 7,97 - 0,148 = 7,86 \text{ bars} \quad Q = 1 \text{ m}^3/\text{mn}$$

pour $v = 15 \text{ m/s}$ l'abaque nous donne:

$$D = 11 \text{ mm} \quad \Delta P = 340 \text{ mb (pour 10 m)}$$

4- atelier de galvanisation $\eta \approx 3$

$$L_T = 139 \text{ m} \quad \Delta P = 0,222 \text{ bar} \quad Q = 0,5 \text{ m}^3/\text{mn}$$

pression disponible en cette prise de pression

$$P = 7,69 \text{ bars} \quad Q = 0,5 \text{ m}^3/\text{mn}$$

pour une vitesse $v = 10 \text{ m/s}$ l'abaque nous donne

$$D = 9,5 \text{ mm} \quad \Delta P = 200 \text{ mb (pour 10 m)}$$

5- atelier des chaînes.

$$L_T = 351 \text{ m} \quad \Delta P = 386 \text{ mb}$$

pression disponible en cette prise de pression

$$P = 7,52 \text{ bars} \quad Q =$$

pour une vitesse $v = 15 \text{ m/s}$ l'abaque nous donne

$$D = 15 \text{ mm} \quad \Delta P = 0,104 \text{ mbar (pour 10 m)}$$

NB: on désigne par pression disponible la pression à l'entrée du tube de raccordement.

Dans cet atelier on a la plus longue canalisation donc on aura la perte de charge la plus importante. La pression d'utilisation sera:

Longueur du tube de raccordement $L_T \approx 4\text{ m}$

Pression d'utilisation = $7,52 - 0,104 = 7,4\text{ bars}$

II 6 - Calcul des épaisseurs des tubes:

Nous appliquons les formules de la résistance des matériaux relatives aux parois minces.

$$e = \frac{pD}{2\sigma_a \beta} + c$$

e : épaisseur des tubes en mm

D : diamètre intérieur en mm

σ_a : résistance admissible en daN/cm^2

p : pression en daN/cm^2

$\beta = 1$ pour l'acier étiré

$c = 1\text{ mm}$ pour tube en acier étiré

$\sigma_a = 600$ à 800 daN/cm^2

Nous supposons que tous les tubes sont soumis à la pression $P = 8\text{ bars}$.

tronçon	collect principal	tréf chaîne	recuit	galva. 1, 2	galva 3	bobinage
$e(\text{mm})$	1,34	1,27	1,17	1,14	1,11	1,007

d'après la norme NFE 29025 nous obtenons les diamètres normalisés suivants:

trouçon	collecteur principal	Tref.-chaîne	recuit	galva 1,2	galva 3	bobinage
Di (1)	60	48	30	26	20	13
D _L x D _e (2)	60 x 70	50 x 60	33 x 42	26 x 34	20 x 27	15 x 21

(1) diamètre obtenu par calcul

(2) d'après la norme NFE 29025

pour l'atelier de tréfilage et de bobinage l'abaque ne nous permet pas de déterminer les diamètres des tubes de raccordement aux prises de pression car on a des débits très faibles on le fait par calcul.

a- atelier de tréfilage

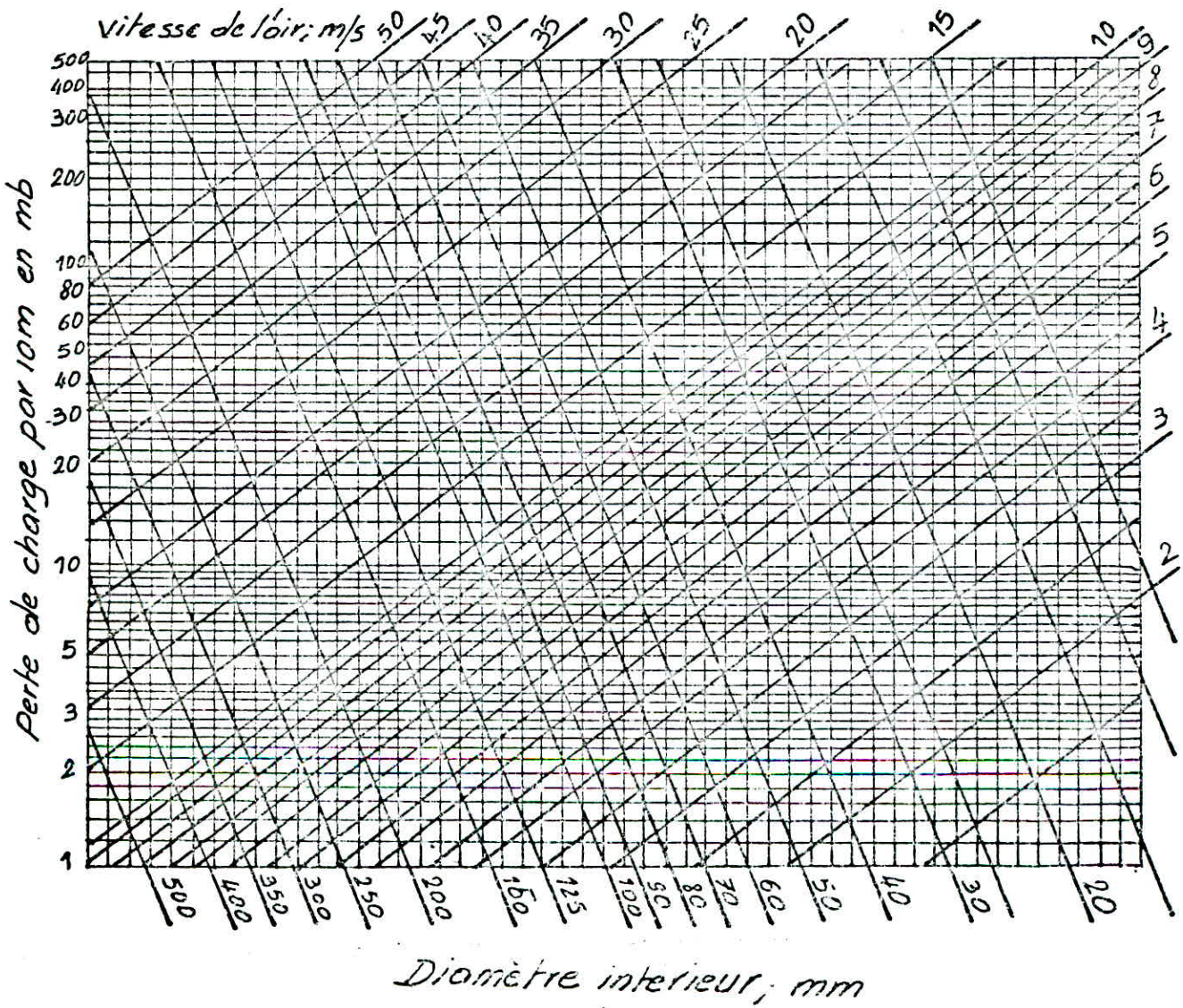
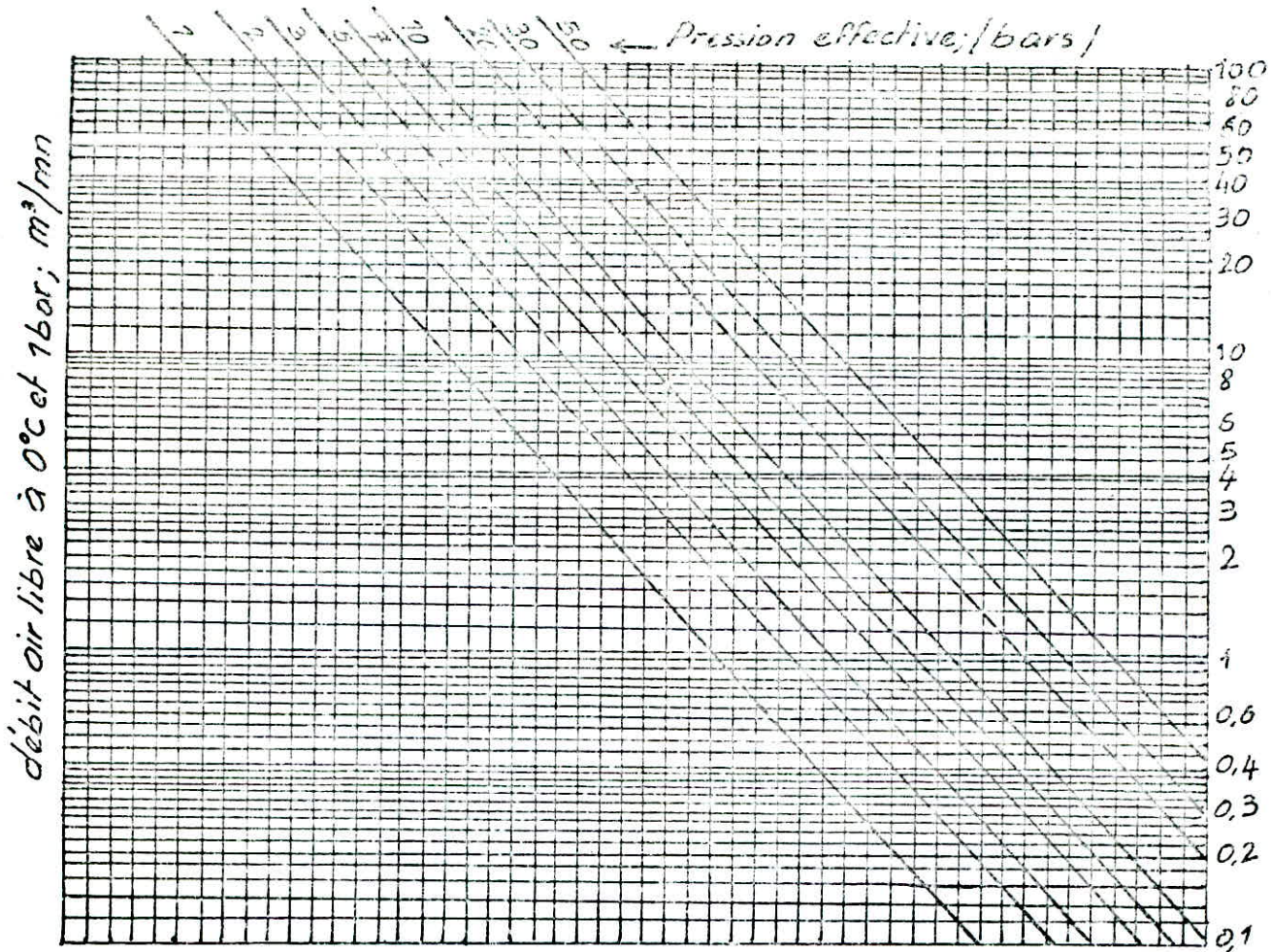
pour tuyauterie de raccordement sont égales à 10 ÷ 15 m/s au maximum (G.F.KUS air comprimé industriel) nous adoptons une vitesse $v = 10 \text{ m/s}$; $Q = 2 \text{ m}^3/\text{h}$

$$v = Qs \quad \Rightarrow \quad D = 8,36 \text{ mm}$$

b- atelier de bobinage

$$v = 10 \text{ m/s} \quad Q = 0,5 \text{ m}^3/\text{h}.$$

$$D = 4,20 \text{ m}$$



VI. VENTILATION.

VI 1 - généralités :

dans le local technique il ya plusieurs appareils qui dégagent de la chaleur, par exemple le compresseur, les échangeurs, ce qui augmente la température interne du local technique et diminue l'efficacité du système de refroidissement et du sécheur d'air comprimé, ce qui nécessite une bonne aération du local technique

VI 2 - procédés de ventilation.

On distingue deux procédés de ventilation

- ventilation libre
- ventilation forcée

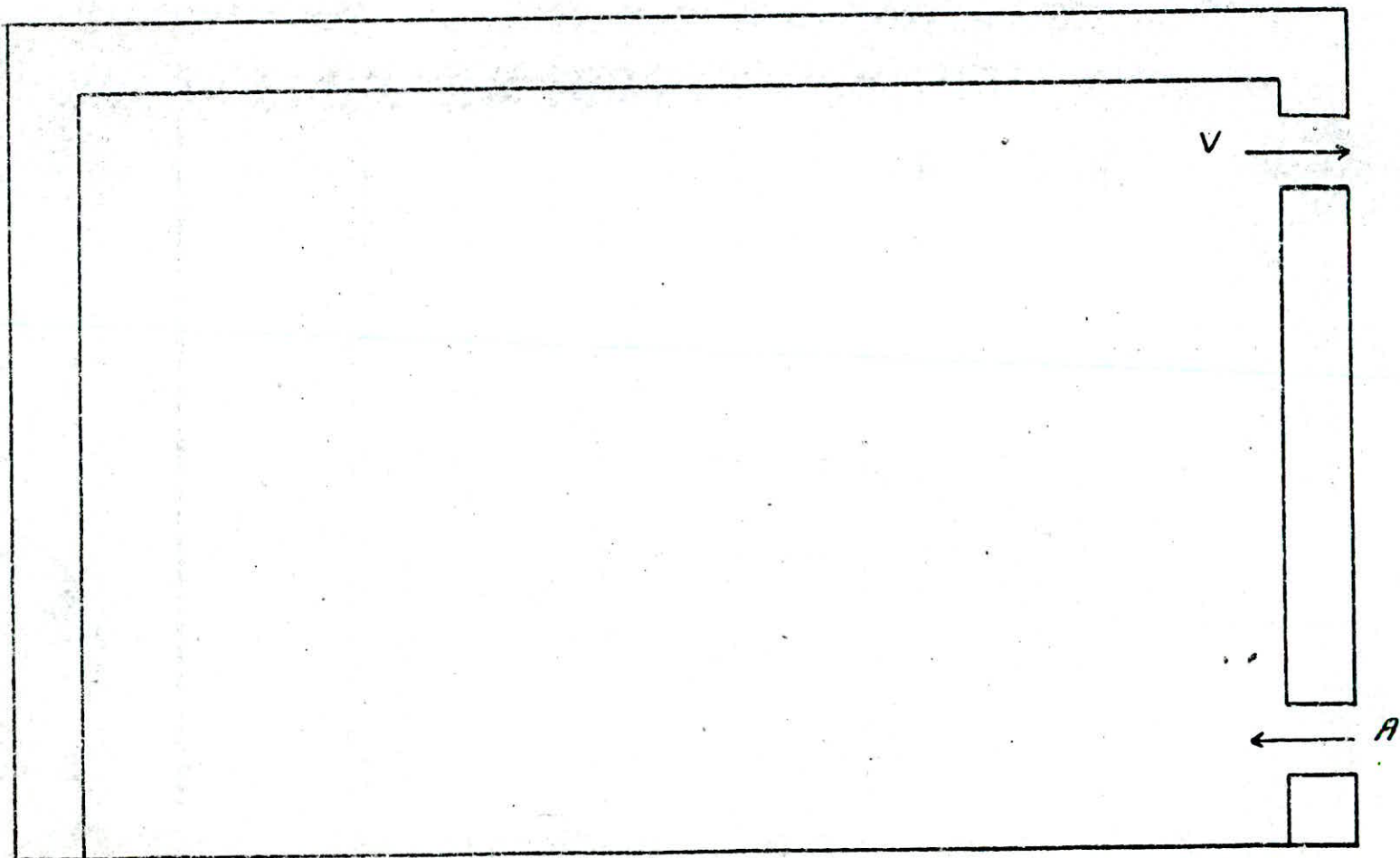
a - ventilation libre :

l'écoulement de l'air et son renouvellement dépendent uniquement de la différence de la densité de l'air extérieur et l'air intérieur du local, c'est à dire de la température intérieure et extérieure du local technique .

b - ventilation forcée :

Le mouvement de l'air est assuré par un ventilateur. La quantité d'air nécessaire à la ventilation est introduite dans le local technique selon un champ d'écoulement forcé.

Pour les petites installations on utilise la ventilation naturelle
voir schéma sur la page



Shéma de ventilation du local technique

A : entrée air neuf

V : sortie air vicié.

CONCLUSION.

Pour l'étude et l'installation d'une station d'air comprimé il est nécessaire de réunir un maximum d'information pour permettre un choix judicieux des éléments constituant la station aussi bien sur le plan quantitatif que qualitatif.

J'espère que j'ai traité les points les plus importants nécessaires pour l'implantation d'une centrale d'air comprimé.

Avec d'avantages d'informations sur le projet, et de documentations techniques spécialisées l'étude aurait été plus bénéfique à moi même et en particulier à la SRS.

La visite d'une centrale d'air comprimé m'aurait beaucoup aidé pour améliorer ce projet

BIBLIOGRAPHIE

- G.F. KUSS. L'air comprimé industriel
production
- J. ONIGA calcul des tuyaux
- J. CONFIDA. manuel d'air comprimé
- F. KREIT. transmission de la chaleur
- R. DELEBECQUE installation sanitaire
- G.F. KUSS L'air comprimé industriel
utilisation
- Eléments de construction. . . . Tome VI
à l'usage de l'ingénieur
- R. BOUIGE et D. COUILLARD. Traité pratique de chauffage.

