

# U.S.T.H.B

Ecole Nationale Polytechnique

3<sup>es</sup>

Département de Génie Mécanique

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية  
التيكنية

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
BIBLIOTHEQUE

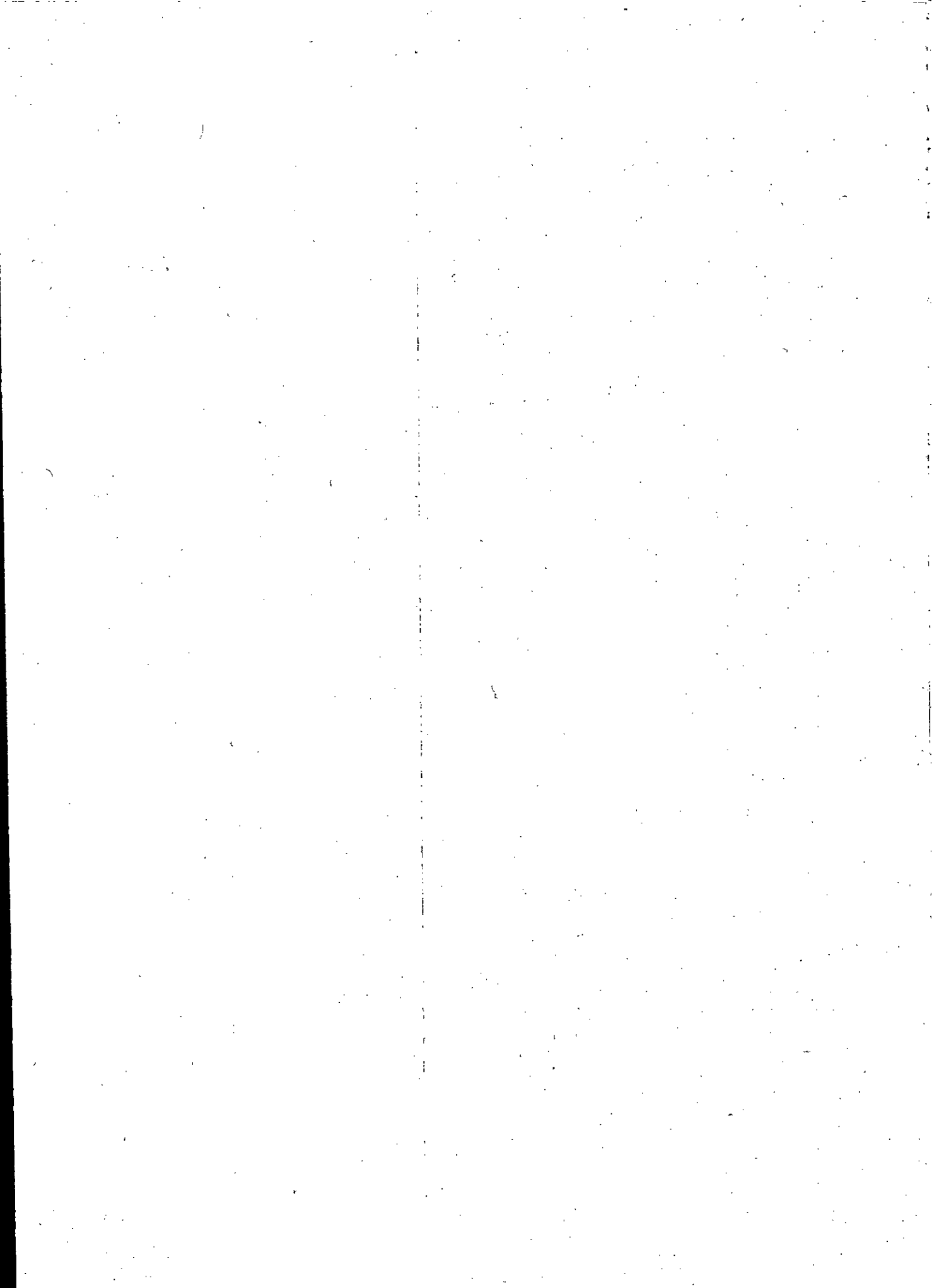
LIQUEFACTION DES GAZ  
par la machine PHILIPS

proposé et suivi par  
D. Dimitrov  
Maitre de conférences

étudié par  
Y. Farhi

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية  
التيكنية

promotion juin 82  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
BIBLIOTHEQUE



Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

**U.S.T.H.B**

Ecole Nationale Polytechnique

Département de Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

**LIQUEFACTION DES GAZ**

par la machine PHILIPS

proposé et suivi par

D. Dimitrov

Maitre de conférences

étudié par

Y. Farhi

promotion juin 82

## REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier l'ensemble des enseignants qui ont contribué à ma formation d'ingénieur et en particulier ceux du département du Génie-Mécanique.

Je tiens à remercier encore une fois Monsieur

D. DIMITROV pour ses judicieux conseils et son suivi lors de mon travail.

Mes remerciements seront adressés aussi envers M<sup>rs</sup> NOUNI et MEBARKA du C.S.TN pour l'aide qu'ils m'ont apporté, et aussi à l'ensemble des personnes qui m'ont apporté leur concours.

## DEDICACES

Mes parents;

Mes frères et sœurs

Mes amis

Mes collègues de promotion



Je dedie ce modeste travail

*Juff*

# THEME DU PROJET DE FIN D'ETUDES

## I. Intitulé

Recherche du coefficient de transmission de chaleur, du coefficient d'évaporation et du potentiel de séchage de l'air liquide au cours de son passage à l'état gazeux.

## II. Données de base

- 2.1. L'équipement fondamental à utiliser, est le bon d'essai du liquéfacteur "PHILIPS" existant à l'E.N.P et au C.S.T.N
- 2.2. Les paramètres thermodynamiques sont à prélever des précis de physique et de thermodynamique.

## III. Contenu de la notice explicative

- 3.1. Description du banc d'essai, des travaux entrepris pour la liquéfaction de l'air, description du procédé appliqué pour l'obtention des coefficients et paramètres recherchés
- 3.2. Calculs techniques
- 3.3. Schémas, graphiques

## IV. Travaux graphiques.

- 4.1. Dessins et plans du dispositif mis sur place pour le déroulement des essais.

## V. Délai

Début : le 04 Mars 1982

Fin : le 04 Juin 1982

Le Promoteur. **D. DIMITROV**  
Maître de conférence.

L'Étudiant **Y. FARHI**

# TABLE DES MATIERES

## Chp.I Generalites

1.1. Introduction	1
1.2. Aperçu historique.	2
1.3. But de l'étude	3
1.4. Notions utilisées	4
Symboles & lettres employés	9

## ChpII Banc d'essai "PHILIPS"

2.0. Description du banc d'essai de la machine "PHILIPS"	10
2.1. Caracteristiques	10
2.2. Echangeurs de chaleur	10
2.3. Fonctionnement et performances de la "PLA 107"	11
2.3.1. Procéus interne de la machine	11
2.4. Partie experimentale.	15
2.4.1. l'augmentation de la pression de gaz dans la machine	15
2.4.2. Determination du debit	17

## ChpIII Partie experimentale.

3.0. Première partie	22
3.1. L'observation	22
3.2. Mesures entreprises	24
3.3. Evaluations et calculs techniques basés sur les mesures accomplies	25
3.3.1. Determination du coefficient d'échange de chaleur	25
3.3.1.1. Dans le cas air liquide- air ambient.	25
3.3.1.2. le produit en contact avec l'air liquide, puis exposé aux vapeurs d'air	29

3.3.1.3. le produit en contact des vapeurs seulement	31
3.3.2 Determination du coefficient de transfert de masse.	34
3.3.2.1. Dans le cas air liquide- air ambiant	34
3.3.2.2 le produit en contact avec l'air liquide, puis exposé aux vapeurs d'air.	37
3.3.2.3. le produit en contact des vapeurs seulement	37
3.3.3.A. Quantité d'eau évacuée du produit	40
3.3.3.B. Potentiel de séchage.	42
3.3.4 Deuxième partie	
3.3.4.1 Observation des produits à sécher	44
a. Produit végétal	44
b. Produit synthétique	44
c. Produit pharmaceutique	45
3.3.4.2. Détermination du débit d'air	50
3.3.4.3 Gradient de température	53
Chap IV Circuit de refroidissement (C.S.T.N)	
4.1. Circuit de refroidissement (au C.S.T.N)	55
4.1.1. Schéma de l'installation	56
4.1.2. Principe de fonctionnement	56
4.1.3. Paramètres du circuit	57
4.1.4 Bilan matière et bilan thermique.	61
4.1.5 Coefficient d'utilisation.	64
4.1.6. Amélioration du circuit de refroidissement.	65
Chp V Conclusion	
5.1 Interprétation des résultats.	68
5.2. Suggestions	69
5.3. Conclusion	70
Courbe d'étalonnage du thermocouple utilisé	71

# CHAPITRE I

## 1.0 Généralités

### 1.1 Introduction

Actuellement, la liquéfaction des gaz a pris, dans de nombreux domaines une extension considérable.

Cette liquéfaction des gaz, a été mise en pratique par le phénomène de refroidissement par détente isenthalpique; et ce n'est que lorsque le processus de liquéfaction fût établi que les basses températures prirent, toute leur signification physique.

De nos jours, les gaz liquéfiés interviennent dans de différents domaines: la recherche scientifique, l'industrie, la médecine etc...

Afin d'illustrer l'importance des gaz liquéfiés, nous citons, ici quelques domaines où ces gaz trouvent leurs applications:

Le stockage du gaz naturel sous forme liquide, permet le transport de ce gaz plus facilement. La conservation des semences destinées à l'insémination artificielle. Le stockage de l'oxygène et de l'hydrogène sous forme liquide, permet d'alimenter les moteurs de fusées, ainsi que les piles à combustible.

Enfin dans l'industrie alimentaire, il est devenu courant de congeler des aliments par immersion dans l'azote liquide; cette technique favorise la conservation des propriétés gustatives de l'aliment (arômes, saveur).

Au niveau des laboratoires, les basses températures ont donné



de nombreux domaines de recherche mis à la disposition des chercheurs.

Donc, on peut affirmer, que la liquéfaction des gaz est étroitement liée au développement de la technologie, et de la physique des basses températures.

## 1.2 Aperçu historique

La notion de liquéfaction des gaz fut introduite dans la science que vers la fin du siècle dernier.

Elle eut pour pionnier Carillelet qui réussit à produire un brouillard d'air liquide en 1877.

À la même époque, Faraday, réussit la liquéfaction de certains gaz, par un procédé basé sur l'utilisation simultanée du refroidissement et de la compression ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{HBr}$ ,  $\text{C}_2\text{H}_4$ ...) mais six des gaz connus à l'époque ( $\text{H}_2$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}_4$ , et l'air) résistaient à tous les essais poursuivis pourtant jusqu'à une pression de 50 atm et une température de  $163^\circ\text{K}$  (plus basse température atteinte à l'époque).

Ce fut Joule & Thomson qui mirent en pratique le processus de refroidissement par détente isenthalpique.

La première installation de liquéfaction d'air fut créée par Linde en 1897, pour ceci Linde combina la détente de Joule & Thomson avec l'emploi d'un échangeur à contre-courant.

En 1956, Kurti, atteint des températures voisines de  $10^{-5}\text{K}$ .

### 1.3 But de l'étude

Depuis de nombreuses années, des travaux, ont été entrepris sur les méthodes d'obtention des gaz liquéfiés, des paramètres qui les régissent et de leurs domaines d'application.

Dans le cadre du projet de fin d'études, on se propose de contribuer modestement à ces travaux; dans un premier temps, par l'étude du fonctionnement et des performances du banc d'essai de la machine "PHILIPS" du type PLA 107 qui se trouve au département de Génie-Mécanique.

Dans une deuxième étape du projet, on se propose d'étudier le comportement de certains produits en présence d'air liquide, ce comportement du produit, doit aboutir au phénomène de séchage du produit par le froid.

Et enfin, dans une troisième et dernière étape, on se propose de contribuer à améliorer et à paramétrer le circuit de refroidissement des machines "PHILIPS" qui se trouve au C.S.T.N.

### 1.4. Notions utilisées

#### 1.4.1. Transmission de chaleur, et, coefficient

La transmission de chaleur que l'on se propose d'étudier, se fait par convection et par évaporation.

Dans le transfert de chaleur, la force motrice est un gradient de température. Cette transmission de chaleur est exprimée par :

$$Q = \alpha \cdot F \cdot (t_2 - t_1) \quad \text{avec } t_2 > t_1$$

on définit  $\alpha$  comme étant le coefficient de transmission de chaleur par convection et évaporation.

Ce coefficient  $\alpha$  indique la quantité de chaleur qui passe en une (s) heure dans une surface de un (s) m<sup>2</sup>, lorsque la température est de 1°C.

#### 1.4.2. Transfert de masse, et, coefficient

Le transfert de chaleur est considéré comme étant une diffusion des molécules les plus chaudes dans les zones les plus froides d'un gaz ou d'un liquide: il existe donc une analogie complète entre le mouvement calorifique et le mouvement de la matière.

Dans le transfert de masse, la force motrice est un gradient de concentration. Ce transfert est exprimé par:

$$Q = G_w \cdot r \quad ; \quad \text{avec } G_w = B (C_n - c) \quad \text{équation de Fick}$$

Cette équation de Fick, n'est utilisée que pour une différence de température très petite; or dans le cas de notre étude, il existe d'un grand écart de température. Il est donc d'utilité d'introduire à la place des concentrations, les tensions partielles, suivant la relation:

$$C_n = \frac{P_n}{P_n + T}$$

$$d'o\ddot{u} \quad G_w = \frac{B}{R_n \cdot T} (P_n - P)$$

d'o\ddot{u} l'on est amen\ee à d\ee terminer le coefficient de transfert de masse  $\beta$  qui s'exprime en metre par heure.

#### 1.4.3 Sechage en tant que proced\ee de deshydratation

Le sechage est un ph\ee nom\ee ne qui utilise un proced\ee, afin d'\ee li-  
miner le liquide d'un produit

On distingue en g\ee n\ee ral deux types de deshydratation

##### a. La deshydratation "m\ee canique"

Ce mode de sechage se fait par l'intermediaire de systemes m\ee caniques:  
pression; filtrage; centrifugation; etc...

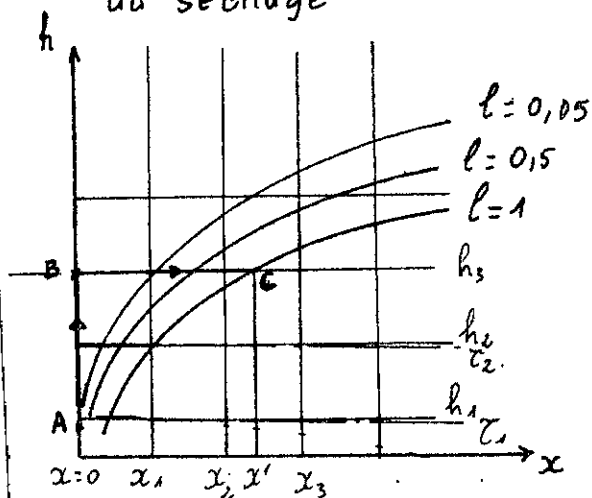
L'eau contenue dans le produit est extraite sans changement d'\ee tat.

##### b. La deshydratation "thermique"

Elle se fait en g\ee n\ee ral par un apport de chaleur au produit.

Dans ce type de sechage, il existe toujours une transmission de  
chaleur et un transfert de chaleur.

#### 1.4.4 Le diagramme h-x de l'air humide et son application au sechage



Au cours de l'évaporation de l'air liquide, les vapeurs se réchauffent, d'autant plus lorsque elles s'éloignent de l'état liquide.

A, un certain niveau au-dessous du produit à sécher, les vapeurs d'air liquide augmentent en température et elles sont saturées d'humidité ( $x=0$  : parcours A-B).

Arrivées au point B, au contact du produit, les vapeurs d'air liquide se chargent d'humidité.

Comme l'évaporation de l'eau issue du séchage se fait à chaleur constante, ou, plus exactement suivant les lignes de refroidissement limites  $\tau$ , qui sont pratiquement confondues avec les lignes enthalpiques, l'air est alors amené en C, et sort saturé, avec une humidité absolue  $x'$ , puisque le circuit est ouvert.

Le cycle complet est donc ABC.

#### 2.5. Le potentiel de séchage.

On admet que  $Q_s = -Q_i$  (séchage d'une matière humide avec de l'air pur), donc on aura les paramètres de l'air qui varient selon les lignes de refroidissement limites  $\tau$  (environ  $P_s = \text{conste}$ ).

Or la température de la matière à sécher  $t_s$  reste égale à  $\tau$  donc :

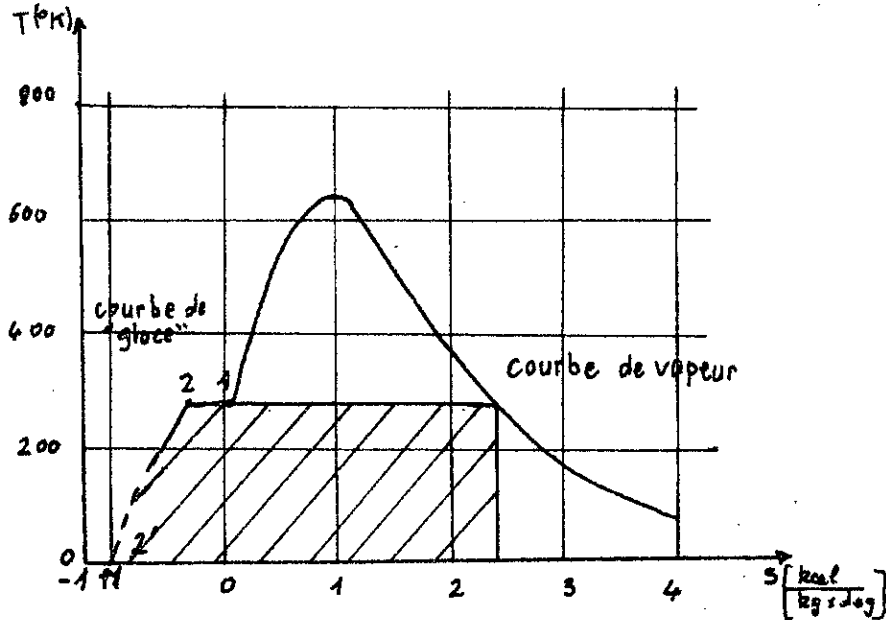
$$- \frac{Q_i}{d \cdot F} = (t - \tau)$$

Si  $d \cdot F = 1$ , on aura alors  $(t - \tau)$  qui est exprimé en degrés de température, qui devient une puissance horaire de séchage, laquelle pour  $(t - \tau) = 1^\circ\text{C}$  acquiert la valeur de  $1 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$ , et cette puissance horaire ainsi définie, exprime le potentiel de séchage.

## 1.4.5 Le séchage par sublimation (lyophilisation)

Dans ce type de séchage, il s'agit d'un phénomène de sublimation qui consiste en un passage direct de l'état de "glace" à l'état de vapeur, c'est donc un passage de la phase solide à la phase vapeur.

Afin de mieux comprendre ce phénomène, plaçons-nous sur le diagramme  $T, S$

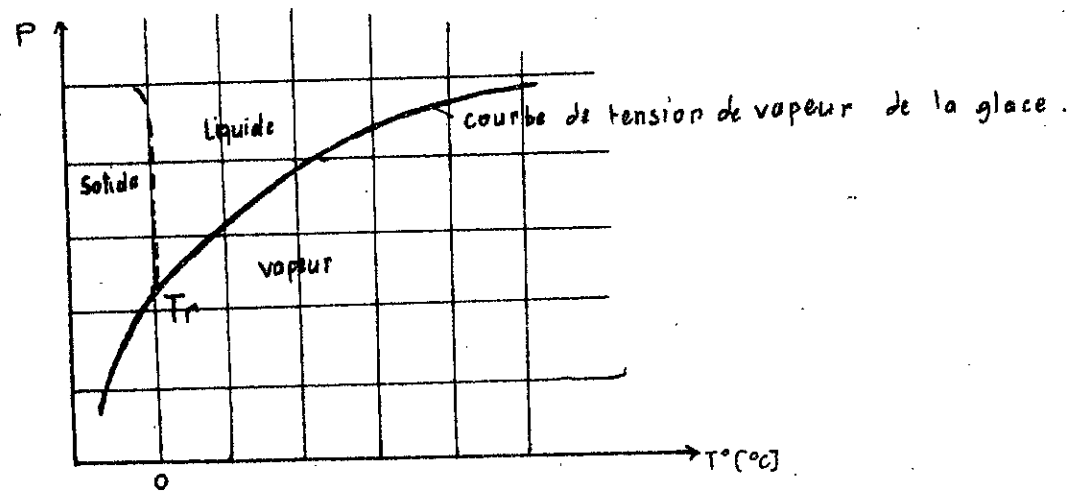


Le produit à sécher contient de l'eau liquide qui se trouve en 1 avec les paramètres  $h_1$  et  $(t_1, x_1)$

Lorsque cette eau commence à se refroidir, elle passe du point 1 au point 2. Au cours de ce passage, tant que l'eau ne s'est pas encore transformée en glace, elle perd une certaine quantité de chaleur. Une fois cette eau arrivée en 2, elle se transforme en glace.

Si l'on fait subir à cette eau (sous forme de glace) une autre soustraction de chaleur, la glace se refroidit et l'on se place sur la courbe limite de cette glace (2-2')

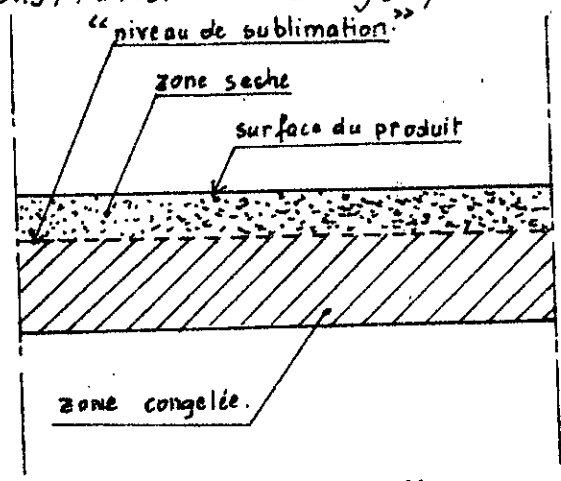
Et maintenant, observons l'évolution du produit dans le diagramme des phases de l'eau.



Le point  $T_r$  ( $0^\circ\text{C}$  et  $P = 0,006 \text{ atm}$ ) c'est le point où les trois phases de l'eau se trouvent l'une à côté de l'autre. Si on descend à une température inférieure à celle du point  $T_r$ , une certaine quantité de glace passe de l'état solide à l'état vapeur sans passer par l'étape liquide ; c'est le phénomène de sublimation. La chaleur à fournir est désignée sous le nom de chaleur de sublimation.

Sur le diagramme (T,s), cette chaleur est représentée par l'aire hachurée.

Démonstration du séchage par sublimation.



Dans un premier temps, le "niveau de sublimation" se trouve à la surface du produit : début du séchage. Ensuite, le séchage se poursuit, et la chaleur de sublimation doit être amenée jusqu'au "niveau de sublimation" qui pénètre de plus en plus à l'intérieur du produit à travers la couche sèche.

Symboles & lettres employés

Symboles	Significations	Unités
T, t	Temperature	°C ; °K
P	Pression (normale, de vapeur d'eau)	atm, $\frac{N}{m^2}$ ; bar
H, h	Enthalpie	kcal/kg
X, X	Humidité absolue	kg d'eau / kg d'As
ϕ	Degré hygrométrique	
G <sub>w</sub> , G <sub>r</sub>	Débit	kg/h
F, S	Surface	m <sup>2</sup>
D, d	Diamètre	m
C <sub>p</sub>	Chaleur spécifique	kcal/kg °C
r	Chaleur d'évaporation ou de condensation	kcal/kg
V/V.	Volume / volume spécifique	m <sup>3</sup> / m <sup>3</sup> /kg
θ, t	temps	h ; A
R <sub>n</sub>	Constante des gaz	J/kg °K
X''	Humidité absolue à saturation.	kg d'eau / kg d'As.
Q <sub>o</sub> , Q <sub>i</sub> , Q	Chaleur échangée	kcal/h
α, K	Coefficient de transmission de chaleur	kcal/m <sup>2</sup> h °C
β	Coefficient de transfert de masse	m/h
ρ	Masse volumique	kg/m <sup>3</sup>
m, M	Masse	kg
E, η	Rendement ; potentiel de séchage	
D <sub>w</sub>	Coefficient d'évaporation	kg/m <sup>2</sup> ·h.
L, l	Longueur	m
λ	Coefficient d'utilisation	
q <sub>v</sub> , q <sub>w</sub>	Puissance frigorifique volumétrique	kcal/m <sup>3</sup>
ε	Coefficient de performance.	
W	Travail	kcal/kg
S	Rapport de compression.	
i	Intermédiaire	
a	Air liquide	
L	Air ambiant	
H	humide	
sv	Vapeur à la surface.	
va	Vapeur d'air liquide.	
As, as	Air sec	
c	Congélation	
n	Vapeur d'eau	
ms	Matière sèche	

↑  
indices  
↓



## CHAPITRE II

### 2.0. Description du banc d'essai de la machine PHILIPS

La forme Philips, mis au point cette machine frigorifique à gaz liquéfiable à très basse température, dont les applications sont nombreuses, et en particulier dans les organismes de recherches et les laboratoires, où une production régulière de gaz liquéfié est nécessaire.

#### 2.1 Caractéristiques

##### 2.1.1. Pression de travail

Dans les conditions normales de travail, la machine atteint à chaud, une surpression de 25 atm au maximum à 1425 tr/min.

##### 2.1.2. Volume du carter et de la chambre de travail

Ce volume est de 4,5 litres au total, dont 1,25 litres sont occupés par l'huile de graissage.

##### 2.1.3 Quantité de gaz dans la machine.

Le fluide frigorigène qui circule à l'intérieur de la machine peut-être, soit de l'hydrogène, soit de l'hélium.

Si c'est de l'hydrogène, on introduit une masse de 15 grammes

Si c'est de l'hélium, on introduit une masse de 30 grammes

#### 2.2 Echangeurs de chaleur

##### 2.2.1 Refroidisseur

Il existe dans la machine PHILIPS du type PLA 107, un refroidisseur constitué d'un serpentin parcouru par de l'eau à température ambiante (constante), et à l'intérieur de ce serpentin

circule le fluide frigorigéne qui est dans le cas de la machine que l'on étudie, de l'hydrogène

### 2.2.2. Regenerateur

Le regenerateur de la machine étudiée est constitué par une masse poreuse de capacité calorifique aussi élevée que possible. Cette masse poreuse est elle même constituée de fils métalliques très fins qui peuvent absorber ou dissiper rapidement la chaleur ou le froid.

### 2.2.3 Condenseur

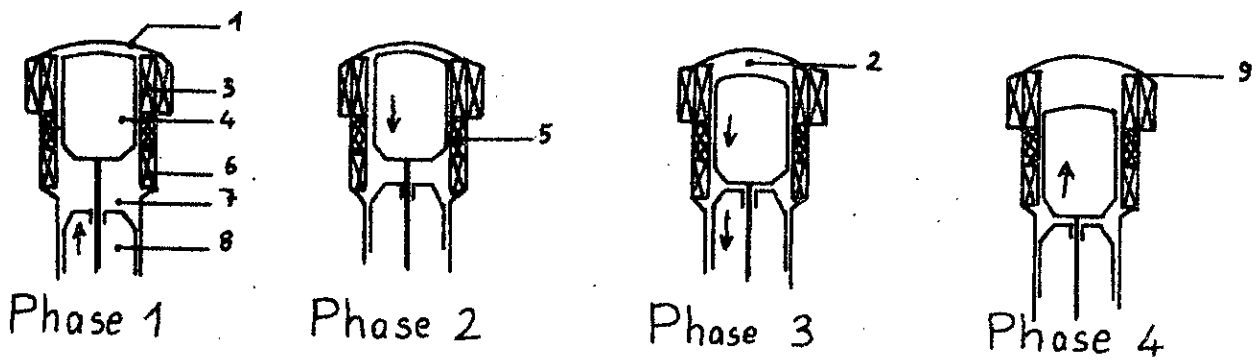
Il est constitué d'un serpentin dans lequel circule le fluide à liquéfier, tandis que le gaz évoluant ne joue dans la machine que le rôle d'agent de transfert de calories.

## 2.3 Fonctionnement et performances de la "PLA 107"

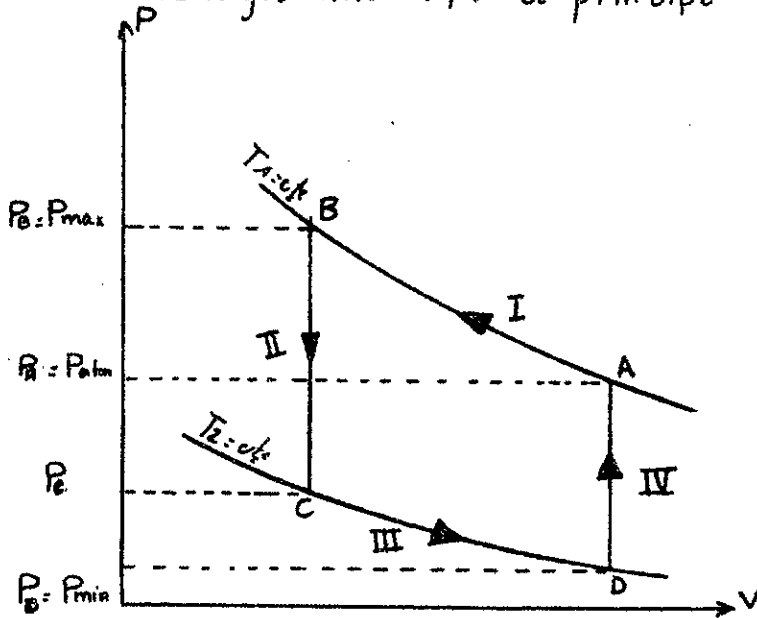
### 2.3.1 Processus interne de la machine.

Le fonctionnement du liquefacteur PHILIPS est régi par la division du processus interne, pendant une seule révolution du vilebrequin en quatre (4) phases.

#### 2.3.1.1. Schéma du cycle opératoire des quatre phases



## 2.3.12 Diagramme P,V et principe théorique de fonctionnement



Ce diagramme P,V ne reflète pas exactement, le processus réel que l'on verra plus loin.

Première Phase (parcours AB): compression isothermique

Le gaz frigorigère se trouve principalement dans l'espace de compression 7, où il est comprimé par le piston 8 de la pression atmosphérique  $P_A$  jusqu'à la pression maximum  $P_B$ , tandis que le déplacé (piston refouleur) 4 est immobile.

Cette compression du gaz se fait isothermiquement, grâce à la chaleur  $Q_1$  otée au gaz (hydrogène) et qui est absorbée par un refroidisseur à eau.

Deuxième Phase (parcours BC): détente isochorique.

Le piston principal 8 est arrêté; tandis que le déplacé 4 déplace le gaz comprimé (le volume restant constant) de l'espace de compression 7 à la chambre d'expansion 2 à travers l'espace annulaire 9. Au cours de ce passage, le volume du gaz ne varie pas, mais le fluide qui était plus chaud dans l'espace de compression que dans

la chambre d'expansion, cède une quantité de chaleur  $Q_2$  au régénérateur 5 qui la stocke et le fluide se refroidit de la température  $T_3$  à la température  $T_2$  ( $T_2 < T_1$ )

Par suite de la baisse de température du gaz, sans changement de volume, c'est donc que sa pression diminue de  $P_{max}$  jusqu'à  $P_c$  et on a bien une détente isochorique.

Troisième Phase (parcours CD): détente isothermique

Le gaz se situe principalement dans l'espace d'expansion 2. Par suite de l'expansion du gaz provoquée par les mouvements simultanés vers le bas du piston principal 8 et du déplacent 4, la température du fluide diminue. Et ainsi la pression diminue de  $P_c$  jusqu'à  $P_0 = P_{min}$ .

On a donc une détente isothermique, au cours de laquelle une quantité de chaleur  $Q_3$  doit être fournie au gaz pour maintenir sa température constante et égale à  $T_2$ .

Cette chaleur  $Q_3$  est fournie par le corps à refroidir (air) par l'intermédiaire du condenseur.

Quatrième Phase: (parcours DA): compression isochorique.

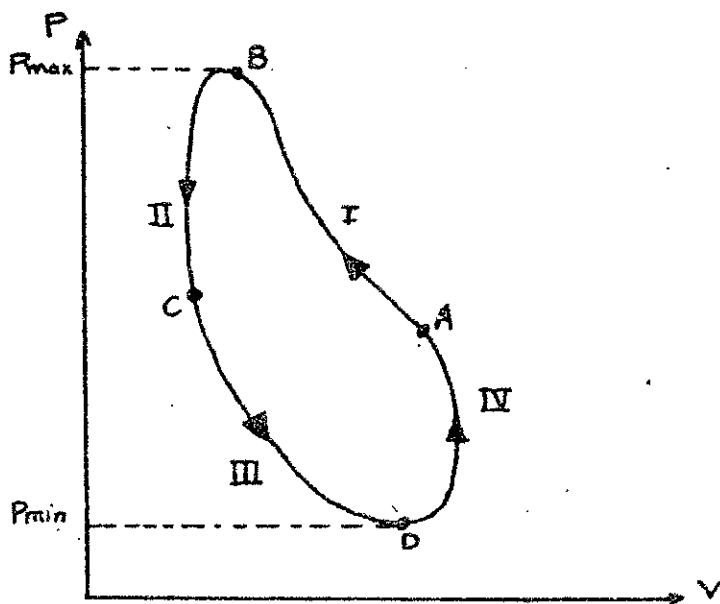
Le piston 8 demeurant immobile en bas de sa course, le déplacent 4 remonte et renvoie dans l'espace 7 le gaz froid qui se trouvait dans l'espace 2; ce le faisant passer à travers le régénérateur 5, mais dans un sens inverse de celui du premier passage.

La température en 2 étant plus basse que dans 7, le gaz récupère au cours de sa traversée du régénérateur, la totalité de la chaleur  $Q_2$  qu'il avait laissée dans la deuxième phase. Or en réalité la chaleur récupérée par le fluide est inférieure à celle cédée dans la seconde phase.

Par suite de la hausse de la température sans changement de volume, la pression augmente de  $P_D = P_{\min}$  jusqu'à  $P_0$ .

Et ainsi, le fluide évolue dans la machine étant lui-même revenu à son état initial, le cycle est terminé.

### 2.3.1.3 Diagramme P, V réel



### Realisation du mécanisme

Les mouvements discontinus du piston principal 8 et du déplacementeur 4 sont régis par deux systèmes bielle-manivelle, convenablement décalés géométriquement l'un par rapport à l'autre, de façon à conserver le déphasage théorique indispensable dans le mouvement

des pistons, de sorte que les quatre phases du cycle se rapprochent l'une à l'autre

Ce mode d'entraînement permet de réaliser de grandes vitesses, qui permettent aux régimes de compression et de détente de se rapprocher de l'adiabaticisme.

## 2.4 Partie expérimentale

### 2.4.1 L'augmentation de la pression de gaz dans la machine (voir fig 1)

L'augmentation de la pression se fait en une ou deux étapes, selon que la machine est vide ou contient déjà une certaine pression

Si, elle contient une pression on passe directement à l'étape de l'augmentation de pression du gaz, sinon il faut désaérer la machine et ensuite lui augmenter la pression

#### 2.4.1.1 La désaération de la machine

Il est nécessaire de procéder à deux désaérations successives de la machine; car si la machine contient de l'air, celui-ci se condensera lors du fonctionnement de celle-ci, et sera nuisible au processus interne

Il est utile de rappeler que la désaération, ne se fait que si la machine ne contient pas de gaz.

Pour la désaération, la procédure est la suivante:

a. Fermer l'obturateur d'écoulement 2, ainsi que le robinet d'évacuation 3

b. Ouvrir la bouteille 6, et l'obturateur à soupape reductrice 5

- c. Ouvrir l'obturateur d'ecluse 2 et le maintenir à l'état ouvert jusqu'à ce que le manomètre 7 indique une surpression de 15 atmosphères
- d. Fermer ensuite l'obturateur à soupape reductrice 5
- e. Ouvrir lentement le robinet d'évacuation 3 et le maintenir à l'état ouvert jusqu'à ce que le manomètre indiquera une surpression de 1 atm environ et ensuite refermer 3. Cette légère surpression de 1 atm empêche l'air de pénétrer dans la machine
- f. Refaire les opérations c, d et e
- g. Procéder à l'augmentation de pression dans la machine.

#### 2.4.1.2 L'augmentation de pression

Afin d'éviter l'introduction de l'air dans la machine, il est nécessaire de décaler d'abord l'écluse de remplissage 1 et ensuite la conduite d'amenée de gaz 4.

L'augmentation de la pression, peut-être faite aussi bien pour une machine en service que hors service.

Pour cela, il faut procéder comme suit:

- a. La fermeture de l'obturateur d'ecluse 2, si celui-ci est ouvert
- b. L'ouverture successive de l'obturateur de bouteille 6 et l'obturateur à soupape reductrice 5
- c. La refermeture de l'obturateur 5
- d. L'ouverture momentané du robinet d'évacuation 3
- e. Répéter une seule fois encore les manipulations précédentes.

f. L'ouverture de l'obturateur à soupape reductrice 5

g. L'ouverture de l'obturateur d'ecluse 2 et son maintien à l'état ouvert jusqu'à ce que:

1<sup>o</sup>. La surpression dans la machine froide ou chaude hors service soit à la pression désirée (à lire sur le manomètre 7)

2<sup>o</sup>. La surpression dans la machine en service atteigne la valeur désirée (à lire sur le manomètre 7)

h. Et finalement la refermeture de, l'obturateur d'ecluse de remplissage 2, de l'obturateur de bouteille 6 et de l'obturateur à soupape reductrice 5

#### 2.4.2 Détermination du débit

Le débit sera déterminé pratiquement et théoriquement en fonction de la pression qui règne dans la machine

On illustrera la détermination du débit par un exemple à la pression (au machine en service) de 12,75 atm.

##### 2.4.2.1 Pratiquement

La pression qui se trouve dans la machine en fonctionnement est de 12,75 atm.

A l'aide d'un chronometre, on détermine le temps qui est nécessaire pour l'obtention de 200 cc d'air liquide.

L'essai a été réalisé plusieurs fois et on trouve en moyenne que pour obtenir 200 cc d'air liquide, il faut attendre 207 s, donc on obtient une production d'air liquide de:

$$\dot{Q}_p = 3,478 \text{ l/h}$$



### 2.4.2.2 Théoriquement (voir table des Facteurs)

Cette méthode de détermination théorique, sert à vérifier le bon fonctionnement de la machine.

A l'aide du tableau des facteurs, qui donne les différents coefficients de différents paramètres, on donnera un résumé de calcul, afin de fixer la méthode adoptée

Exemple de calcul pour le premier débit :

a. Surpression moyenne	$P_m = 12,75 \text{ atm}$	Coefficient :	$C_1 = 0,52$
b. Nombre de tour	$N = 14,25 \text{ tr/min}$	Coefficient :	$C_2 = 0,98$
c. Température de l'eau de refroidissement	$T_1 = 9,5 \text{ }^\circ\text{C}$	Coefficient :	$C_3 = 1,03$
d. Consommation d'eau de refroidissement	$\dot{Q} = 0,71 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$	Coefficient :	$C_4 = 0,9$
e. Température du thermomètre humide.	$T_H = 14 \text{ }^\circ\text{C}$	Coefficient :	$C_5 = 0,995$
f. Hauteur au dessus du niveau de la mer	$H \approx 0 \text{ m}$	Coefficient :	$C_6 = 1$
g. Débit standard	$\dot{Q}_s = 7,5 \text{ l/h}$	Coefficient :	$\dot{Q}_s = 7,5 \text{ l/h}$

Le débit calculé  $\dot{Q}_c$  :

$$\dot{Q}_c = C_1 \times C_2 \times C_3 \times C_4 \times C_5 \times C_6 \times \dot{Q}_s.$$

A.N :

$$\dot{Q}_c = 0,52 \times 0,98 \times 1,03 \times 0,9 \times 0,995 \times 1 \times 7,5 = 3,52 \text{ l/h}$$

Remarque :

Le débit  $\dot{Q}_p$  est légèrement inférieur à  $\dot{Q}_c$

## Débits pratiques à de différentes pressions:

Paramètres	1 <sup>er</sup> débit $P_m = 12,75 \text{ atm}$	2 <sup>ème</sup> débit $P_m = 15 \text{ atm}$	3 <sup>ème</sup> débit $P_m = 17 \text{ atm}$	4 <sup>ème</sup> débit $P_m = 19 \text{ atm}$
Volume [l]	1	1	1	1
Temps [s]	1035	865	755	675
Débit $\dot{Q}_p$ [l/h]	3,478	4,16	4,77	5,33

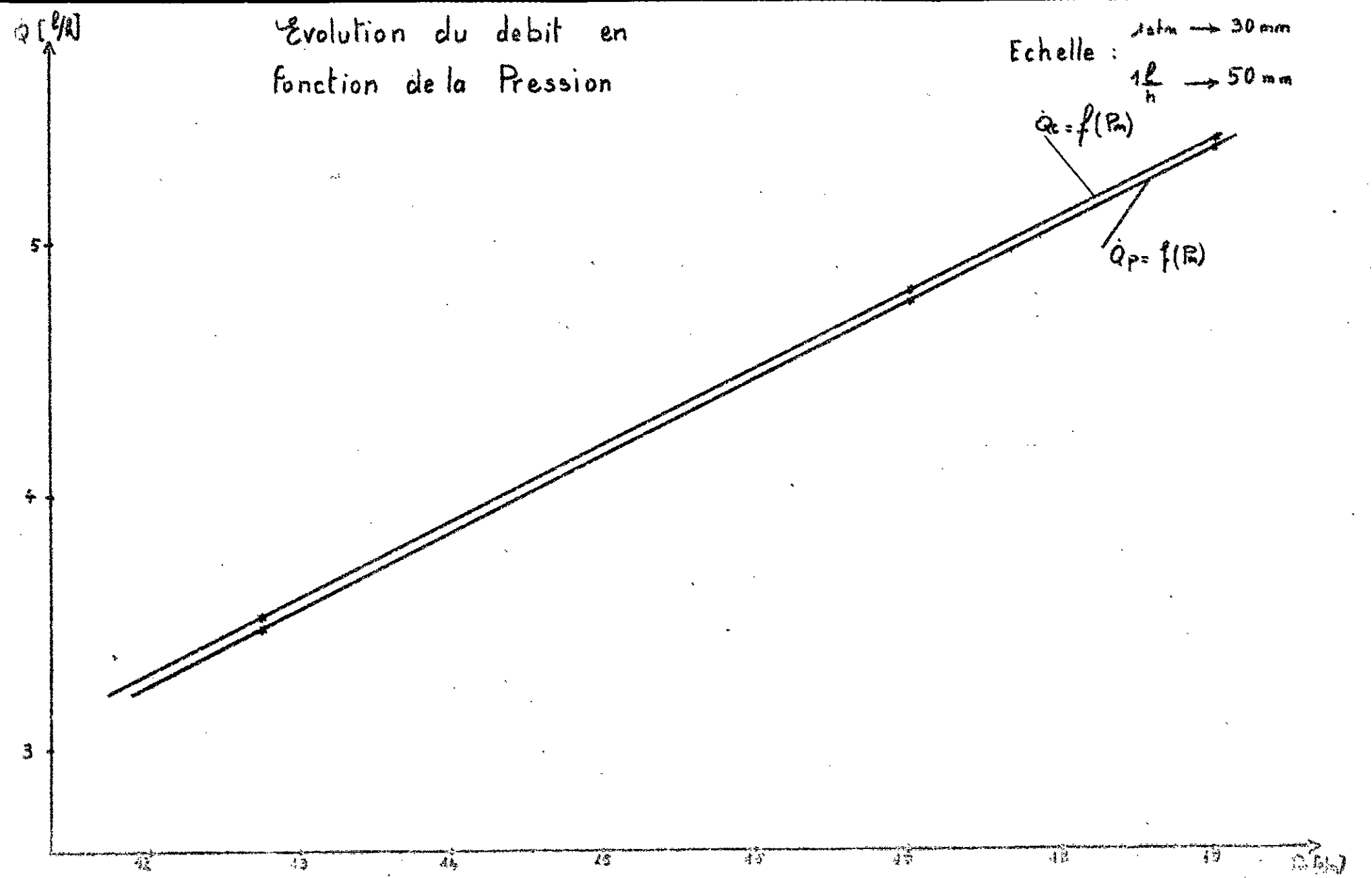
## Débits théoriques à de différentes pressions

		1 <sup>er</sup> débit	2 <sup>ème</sup> débit	3 <sup>ème</sup> débit	4 <sup>ème</sup> débit
Surpression moyenne dans la machine en fonctionnement	$P_m$ [atm]	12,75	15	17	19
	$C_1$	0,52	0,62	0,71	0,79
Nombre de tours du moteur	$N$ [tr/min]	1425	1425	1425	1425
	$C_2$	0,98	0,98	0,98	0,98
Température initiale de l'eau de refroidissement	$T_i$ [°C]	9,5	9,5	9,5	9,5
	$C_3$	1,03	1,03	1,03	1,03
Consommation d'eau de refroidissement	$\dot{Q}$ [m <sup>3</sup> /h]	0,71	0,71	0,71	0,71
	$C_4$	0,9	0,9	0,9	0,9
Température du thermomètre humide	$T_u$ [°C]	14	14	14	14
	$C_5$	0,995	0,995	0,995	0,995
Hauteur au dessus du niveau de la mer	$H$ [m]	$\approx 0$	$\approx 0$	$\approx 0$	$\approx 0$
	$C_6$	1	1	1	1
Débit d'air liquide aux conditions standards	$\dot{Q}_s$ [l/h]	7,5	7,5	7,5	7,5
Débit théorique d'air liquide	$\dot{Q}_c$ [l/h]	3,52	4,20	4,81	5,35

Remarque: Le débit  $\dot{Q}_p$  est toujours inférieur à  $\dot{Q}_c$

# Evolution du debit en fonction de la Pression

Echelle :  $1 \text{ atm} \rightarrow 30 \text{ mm}$   
 $1 \frac{l}{h} \rightarrow 50 \text{ mm}$



## Interpretation du graph.

On constate que plus la pression augmente, plus les deux droites [ $\dot{Q}_p = f(P_m)$  et  $\dot{Q}_c = f(P_m)$ ], ont tendance à se rapprocher, donc plus la pression augmente, plus le rendement de la machine PHILIPS du type PLA 107 est amélioré.

Pression [atm]	12,75	15	17	19
Rendement	0,9880	0,9904	0,9916	0,9962

## CHAPITRE III

### Travail expérimental

#### 3.0 Première partie

Le travail expérimental à entreprendre dans cette partie est basé sur :

- a. - L'observation de l'évolution de l'air liquide en milieu ambiant
  - L'évolution du produit à sécher au cours de son contact avec l'air liquide et ensuite exposé aux vapeurs de cet air
  - L'évolution du produit en contact des vapeurs d'air seulement
  - Le prélèvement des mesures des différents états de l'air et du produit qui sont nécessaires aux calculs
- b. - L'évaluation et les calculs techniques basés sur les mesures accomplies
  - La détermination de  $\alpha$ .
  - La détermination de  $\beta$ .
  - La détermination de la quantité d'eau évacuée.

#### 3.1 L'observation.

##### 3.1.1 L'observation de l'évolution de l'air liquide en milieu ambiant

Si on expose l'air liquide contenu dans le Dewar en milieu ambiant, on constate que cet air à l'état liquide dégage des vapeurs, donc il existe un échange de chaleur et de matière qui est accompagné d'un changement de phase (liquide - gaz), entre l'air liquide et le milieu ambiant.

Le relevé des températures en milieu ambiant et dans le Dewar,

vont nous permettre de déterminer les enthalpies dans les deux états de l'air.

On note  $t$ , la température en milieu ambiant et  $t_a$ , la température de l'air liquide.

### 3.1.2. L'évolution de l'état du produit

a. En contact avec l'air liquide, puis exposé aux vapeurs

Dès que l'on introduit le produit à sécher dans de l'air liquide, on constate des crépitements au sein du produit, et de fortes évaporations de l'air liquide vers le milieu ambiant. Ces crépitements et ces vapeurs sont dus à l'évaporation et à la congélation de l'eau contenue dans le produit, tandis que les fortes vapeurs qui se dégagent en début d'expérience sont dues à une certaine quantité d'eau, contenue dans le produit qui s'évapore avant la congélation de celui-ci.

Dans le cas, de notre expérience, on utilise comme produit de fines tranches de pomme de terre.

En premier lieu, on introduit le produit dans l'air liquide et on observe le phénomène décrit précédemment. Dans la deuxième étape, on expose le produit (fine tranche de pomme de terre) juste à la surface du liquide (au niveau des vapeurs) et, on constate le produit à une température supérieure à celle de l'air liquide.

En première observation faite sur le produit, on peut m...

un effilochage des fibres de la structure du produit, qui s'effrite à la moindre pression des doigts, ce qui est dû à une vitesse trop grande du déplacement de l'eau contenue dans le produit vers l'air liquide. Donc, on peut conclure qu'une certaine quantité d'eau a quitté le produit.

Si on laisse pendant quelques minutes le produit à l'air ambiant, on constate que le produit est un peu moins humide qu'avant son introduction dans le Dewar.

b. Au contact des vapeurs de l'air seulement

Du fait que l'air liquéfié est sec (denué d'humidité), les vapeurs ont tendance à se déplacer vers un milieu plus humide; donc vers le produit.

L'évaporation de l'eau du produit se fait beaucoup plus lentement que dans le premier cas, tandis que les crépitements sont à peine audibles.

En fin d'expérience, la structure du produit est moins effilochée que dans le cas précédent, donc la vitesse d'écoulement de l'eau vers l'extérieur se fait lentement.

Si, ensuite, on expose le produit à l'air libre, on constate que son humidité a diminué par rapport à l'état initial du produit.

### 3.2 Mesures entreprises

#### 3.2.1 Dans le cas d'échange air liquide - air ambiant

Afin d'évaluer la quantité de chaleur échangée entre l'air

liquide et le milieu ambiant, on a procédé à deux mesures.

$t = 294^{\circ}\text{K}$  : température ambiante

$t_a = 79^{\circ}\text{K}$  : température de l'air liquide.

3.2.2. Dans le cas du produit

a. En contact avec l'air liquide, puis exposé aux vapeurs

On détermine la température  $t_{sl}$  du produit à l'air ambiant :  $t_{sl} = 294^{\circ}\text{K}$

On détermine aussi :

- la température du produit dans les vapeurs d'air liquide :

$$t_{sa} = 84^{\circ}\text{K}$$

b. En contact avec les vapeurs seulement

On détermine la température  $t_{va}$  des vapeurs d'air liquide :

$$t_{va} = 268^{\circ}\text{K}$$

On détermine aussi la température  $t_{sv}$  à la surface du produit en contact avec les vapeurs

$$t_{sv} = 262^{\circ}\text{K}$$

3.3. Evaluations et calculs techniques basés sur les mesures accomplies

3.3.1. La détermination du coefficient d'échange de chaleur :  $\alpha$

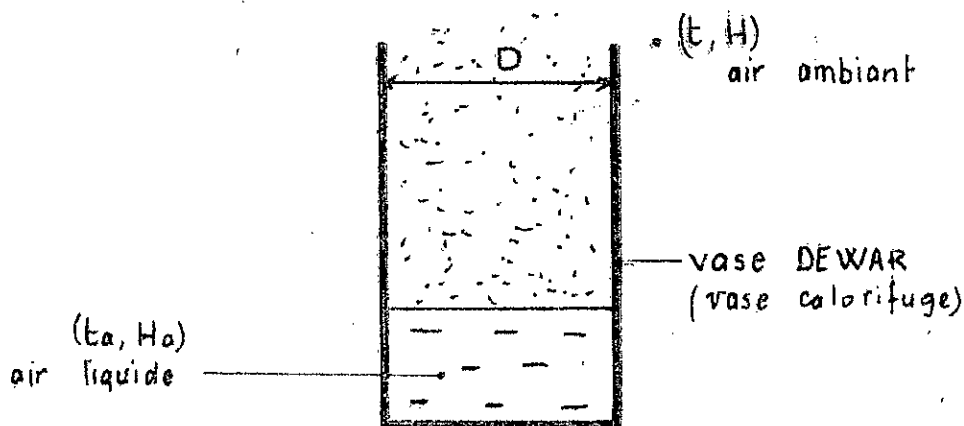
3.3.1.1. Dans le cas air liquide - air ambiant

Afin de déterminer le coefficient  $\alpha$ , on utilise la formule d'échange de chaleur par convection et par évaporation

$$Q_0 = \alpha \times F \times (t - t_a)$$



a. Détermination de la quantité de chaleur échangée  $Q_0$



La chaleur échangée entre les deux milieux, est la différence enthalpique  $(H - H_a)$  multipliée par le débit  $G_w$ :  $Q_0 = (H - H_a) \cdot G_w$

La connaissance des températures, de la pression atmosphérique et de l'humidité absolue, permet de déterminer  $H$  et  $H_a$ .

a<sub>1</sub>. air ambiant.

$$t = 294^\circ\text{K}$$

$$P = 1 \text{ atm}$$

→ on trouve sur le diagramme

$$H = 9,75 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$$

a<sub>2</sub>. air liquide.

$$t_a = 79^\circ\text{K}$$

$$x = 0 \text{ (air sans humidité)}$$

→ On trouve

$$H_a = -96,4 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$$

a<sub>3</sub>. Détermination de  $G_w$ .

Connaissant le volume  $V$  évaporé en  $\theta$  seconde, et la densité de l'air liquide  $f$ , on détermine alors la quantité d'air liquide évaporé  $G_w$ .

$$\text{Soit } V = 2,165 \cdot 10^{-5} [\text{m}^3] \text{ et } \theta = 940 \text{ s.}$$

$$f = 860 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

soit alors  $m = \rho \times v$

AN:  $m = 860 \times 2,165 \times 10^{-5} = 0,0186 \text{ [kg]} \text{ en } \theta = 940 \text{ s}$

d'où le débit de matière par heure sera de :

$$G_w = m \times \frac{3600}{\theta}$$

AN:  $G_w = 0,0186 \times \frac{3600}{940} = 0,0695 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$

d'où la quantité de chaleur échangée  $Q_0$  sera :

$$Q_0 = (H - H_a) \times G_w$$

AN:  $Q_0 = [9,75 - (-96,4)] \times 0,0695 = 7,377 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$

b. Détermination de la surface d'échange :

La surface d'échange entre les deux milieux étant la section transversale du vase DEWAR (section circulaire)

$$D = 105 \text{ mm} = 0,105 \text{ m}$$

La section étant égale à :

$$F = \frac{\pi}{4} D^2$$

AN:  $F = \frac{\pi}{4} (0,105)^2 = 8,66 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

c. Détermination de  $\alpha$ .

$$\alpha = \frac{Q_0}{F (t - t_a)} \quad (1)$$

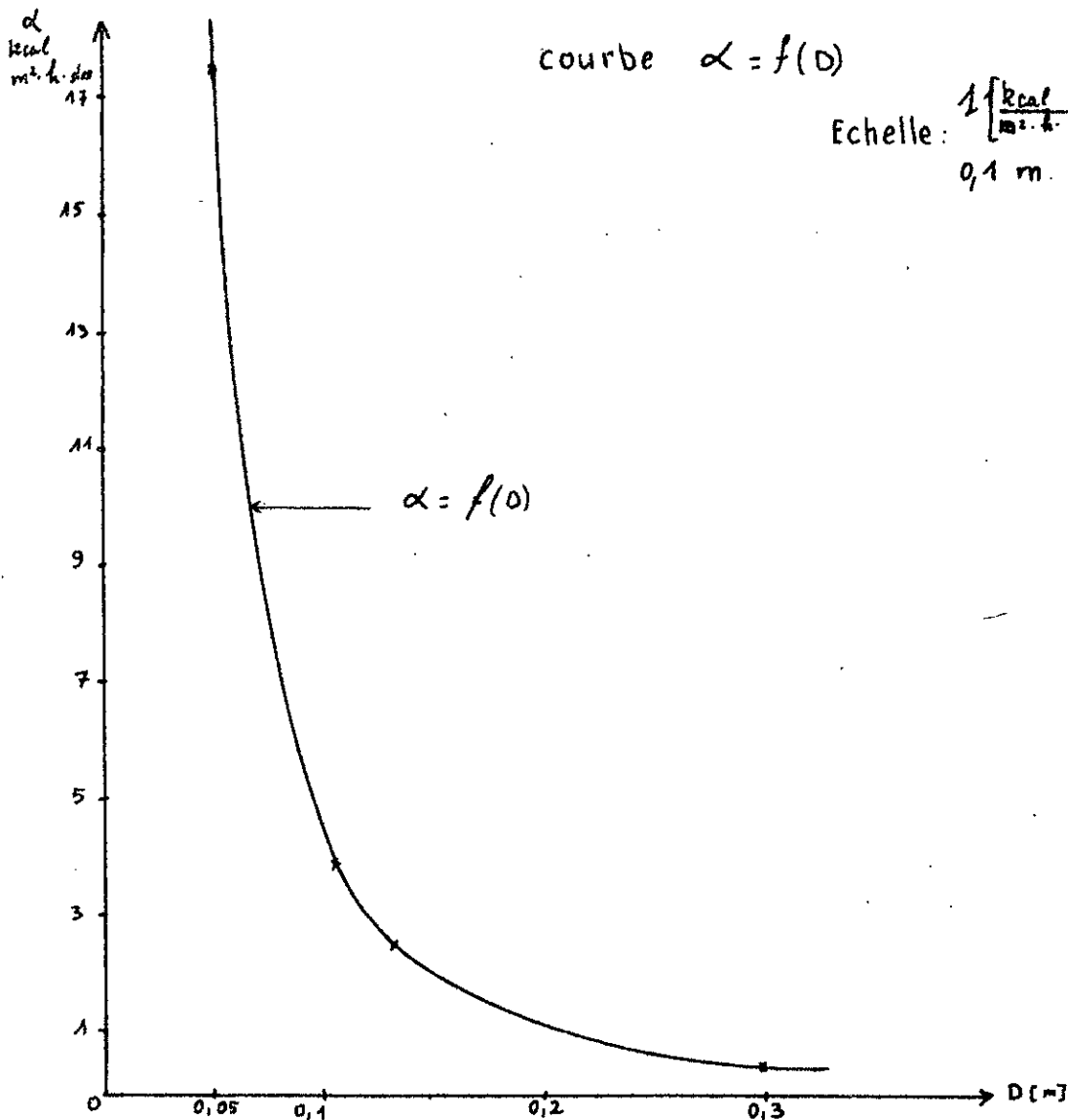
AN:  $\alpha = \frac{7,377}{8,66 \times 10^{-3} \times (294 - 79)} = 3,962 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{deg}} \right]$

Remarque:

D'après la formule (1), on constate que si le diamètre du Dewar augmente, alors le coefficient de transmission  $\alpha$  diminue. Pour illustrer ceci, on considérera des diamètres différents et on déterminera pour chaque diamètre un coefficient  $\alpha$ .

Tableau:

D [m]	0,050	0,105	0,132	0,300
$\alpha$ [ $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{deg}}$ ]	17,479	3,962	2,508	0,485



3.3.1.2 Le produit en contact avec l'air liquide,  
puis exposé aux vapeurs

Le coefficient  $\alpha$  sera toujours déterminé par la formule :

$$Q_0 = \alpha \cdot F_p \cdot (t_{sa} - t_{sv})$$

a. Détermination de  $Q_0$ .

a<sub>1</sub>. Enthalpie de l'air liquide.

à  $t_a = 79^\circ K$   $\longrightarrow$  on trouve et  $H_a = -96,4 \text{ Kcal/kg}$   
et à  $x = 0$   $P_a = 1,17 \text{ atm}$

a<sub>2</sub>. Enthalpie du produit à l'air ambiant

La connaissance de la température du produit avant son introduction dans le vase Dewar et aussi la connaissance de son  $C_{pL}$  avant congélation (de l'eau du produit), nous donne l'enthalpie du produit par la formule :

$$H_L = C_{pL} \cdot \Delta t$$

on sait que  $\Delta t = t_{sL} - t_0 (^{\circ}K)$  et  $t_0 = 273^\circ K$  donc on a :

$$\Delta t = t_{sL} [^{\circ}C]$$

Soit  $t_{sL} = 21^\circ C$

on a alors  $H_L = C_{pL} \cdot t_{sL}$

et  $C_{pL} = 0,80 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^{\circ}C} \right] \longrightarrow$

$$\text{AN: } H_L = 0,80 \times 21 = 16,8 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$$

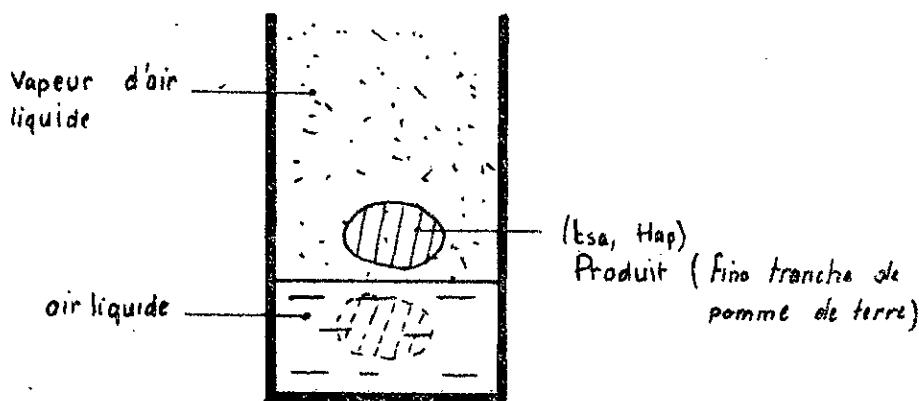
a<sub>3</sub>. Enthalpie du produit dans l'air liquide, et ensuite exposé aux vapeurs

Lorsque le produit se trouve en contact avec l'air liquide,  $H_L$  va diminuer, tandis que  $H_a$  va augmenter (très faible augmentation) et ce sera un échange qui tend vers l'adiabaticité entre le produit et l'air liquide, et alors le produit aura

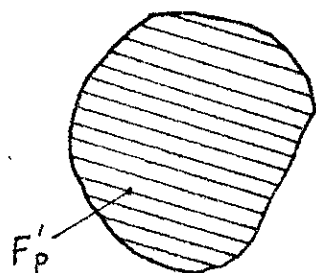
une nouvelle enthalpie  $H_{ap}$  telle que:

$H_{ap} - H_a = H_L$ , donc la quantité de chaleur échangée  $Q_0$  sera de  $H_L \times G_w$  :  $Q_0 = H_L \times G_w$

AN:  $Q_0 = 16,8 \times 0,0695 = 1,167 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$



b. Détermination de la surface d'échange.



A l'aide du planimètre, on détermine la surface d'échange de la fine tranche de pomme de terre (on négligera l'épaisseur)

$$F'_p = 1,051 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ or } F_p = 2 \times F'_p \text{ donc}$$

$$F_p = 2,102 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ (deux surfaces en contact)}$$

c. Détermination de  $t_{sa}$ .

La connaissance de l'enthalpie du produit dans l'air liquide, ainsi que le  $C_{pe}$  après congélation (de l'eau du produit), permet de déterminer la température  $t_{sa}$  pour la formule :

$$H_{ap} = C_{pe} (t_{sa} - t_0)$$

$$\text{or } H_{ap} = H_L + H_a$$

AN:  $H_{ap} = 16,8 + (-96,4) = -79,6 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$

$\bar{a} \quad H_{ap} = -79,6 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$   
 et  $\bar{a} \quad C_{pc} = 0,142 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot \text{deg}} \right]$   $\rightarrow$  On a

$H_{ap} = C_{pc} \times (t_{sa} - t_0)$   
 $t_{sa} = t_0 + \frac{H_{ap}}{C_{pc}}$

avec  $t_0 = 273^\circ\text{K}$

AN:  $t_{sa} = \frac{-79,6}{0,142} + 273 \approx 84^\circ\text{K}$

$t_{sa} = 84^\circ\text{K}$

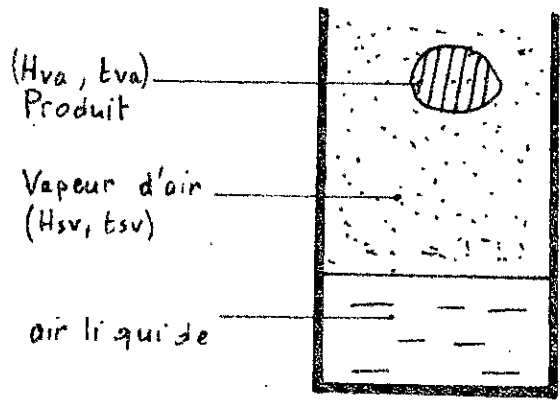
d- Détermination de  $\alpha$ .

$\alpha = \frac{Q_0}{F_p (t_{sa} - t_a)}$

AN:

$\alpha = \frac{1,167}{2,105 \times 10^{-3} \times (84 - 79)} = 110,878 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{deg}} \right]$

3.3.1.3. Le produit en contact avec les vapeurs seulement.



Le coefficient  $\alpha$  sera déterminé d'après la formule:

$Q_0 = \alpha \times F_p \times (t_{ra} - t_{sv})$

a. Détermination de  $Q_0$ .

$Q_0 = (H_{ra} - H_{sv})$

a.1. Détermination de  $H_{sv}$ .

L'expérience a montré que la température à la surface du produit en présence de vapeur d'air liquide, est la même que celle enregistrée

par le bulbe humide :  $t_{hr} = t_{sv}$

Et sachant aussi que les vapeurs d'eau liquide se trouvent à la pression atmosphérique, on peut déterminer l'enthalpie du bulbe humide et par conséquent celle du produit.

Sur le diagramme de l'air, on trouve

$$\bar{a} \quad t_{sv} = -11^{\circ}\text{C}$$

$$\text{et à } P = 1 \text{ atm} \longrightarrow \text{on a} \quad H_{sv} = -2,83 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$$

a2. Détermination de  $H_{va}$ .

Pour la détermination de l'enthalpie des vapeurs d'air, on utilise le bulbe sec

$$\bar{a} \quad t_{va} = -5^{\circ}\text{C}$$

$$\text{et à } P = 1 \text{ atm} \longrightarrow \text{on a} \quad H_{va} = -1,18 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$$

Donc la quantité de chaleur échangée entre le produit et les vapeurs d'air est égale à :

$$Q_0 = (H_{va} - H_{sv}) \cdot G_w$$

AN :

$$Q_0 = [-1,18 - (-2,83)] \times 0,0695 = 0,115 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

b. Détermination de la surface d'échange.

On choisit une fine tranche de pomme de terre identique à la précédente, donc :

$$F_p = 2,105 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$$

c. Détermination du coefficient  $\alpha$  :

$$\text{Soit} \quad \alpha = \frac{Q_0}{F_p \times (t_{va} - t_{sv})}$$

$$\text{AN :} \quad \alpha = \frac{0,115}{2,105 \times 10^{-3} \times (268 - 262)} = 9,105 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{deg}} \right]$$

Types d'échange de chaleur	Chaleur échangée $Q_0$ [ $\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$ ]	Surface d'échange $F$ [ $\text{m}^2$ ]	Coef. de transm $\alpha$ [ $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{deg}}$ ]
air liquide - air ambiant	7,377	$8,660 \cdot 10^{-3}$	3,962
Produit - vapeur d'air liquide	0,115	$2,105 \cdot 10^{-3}$	9,105
Produit - air liquide puis vapeur d'air	1,167	$2,105 \cdot 10^{-3}$	110,878

Remarque:

La plus forte valeur de  $\alpha$  est enregistrée pour le troisième cas, et ceci s'explique par la grande différence enthalpique qui existe entre le produit et l'air liquide.



### 3.3.2. Determination du coefficient de transfert de masse $\beta$

#### 3.3.2.1. Entre l'air liquide et l'air ambiant

La formule qui permet de déterminer  $\beta$  est la suivante :

$$Q_i = \frac{\beta}{R_n \cdot T} \cdot F \cdot r \cdot (P_L - P_n)$$

$$Q_i = G_w \cdot r$$

avec  $G_w = \frac{\beta}{R_n \cdot T} \cdot F \cdot (P_L - P_n)$

#### a. Determination de $Q_i$

Dans les calculs qui vont suivre, on admettra que :

$Q_i = Q_o$  donc  $Q_i = 7,377 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$

#### b. Determination de la surface d'échange de masse

Comme dans le cas précédent, la surface d'échange est la section transversale du vase Dewar, donc :

$$F = 8,66 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$$

#### c. Determination des pressions partielles des vapeurs.

##### c<sub>1</sub>. Au niveau de l'air liquide.

Sachant qu'à la surface de l'air liquide, les vapeurs d'air sont absolument séchées, on peut donc conclure que la pression partielle des vapeurs à ce niveau est nulle, d'où :

$$P_n = 0$$

##### c<sub>2</sub>. Au niveau de l'air ambiant

On détermine la température du bulbe humide  $t_H$ , ainsi que la température  $t$  du bulbe sec au niveau de l'air ambiant

$t = 21^\circ\text{C}$  et  $t_H = 14^\circ\text{C}$ .

On sait aussi que la pression  $P$  est de :

$$P = 760 \text{ [mm Hg]} \\ = 1012,65 \text{ [mb]}$$

Soit l'humidité absolue de l'air saturé

$$x_L'' = \frac{P_L''}{P - P_L''} \times d$$

avec :

$$\text{à } t_H = 14^\circ\text{C} \text{ on a } P_L'' = 15,97 \text{ mb}$$

$$\text{et } d = 0,622.$$

AN:

$$x_L'' = \frac{15,97}{1012,65 - 15,97} \times 0,622 = 0,00996 \left[ \frac{\text{kg d'eau}}{\text{kg d'air sec}} \right]$$

Soit alors 9,96 grammes d'eau par kg d'air sec (A.S)

D'autre part, on sait aussi que  $x_L$  est donné par :

$$x_L = \frac{\gamma_n \times x_L'' - C_{pas} (t - t_H)}{\gamma_n + C_{pn} (t - t_H)}$$

avec :

$$\text{à } t_H = 14^\circ\text{C} \text{ on a } \gamma_n = 589,5 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$$

$$C_{pas} = 0,24 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot \text{deg}} \right]$$

$$C_{pn} = 0,46 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot \text{deg}} \right]$$

AN:

$$x_L = \frac{589,5 \times 0,00996 - 0,24 (21 - 14)}{589,5 + 0,46 (21 - 14)} = 0,00707 \left[ \frac{\text{kg d'eau}}{\text{kg d'A.S.}} \right]$$

Soit 7,07 grammes d'eau par kg d'A.S.

D'où la pression des vapeurs d'eau (partielle) dans l'air ambiant est donnée par :

$$P_L = \frac{x_L}{x_L + d} \times P$$

AN :

$$P_L = \frac{0,00707}{0,00707 + 0,622} \times 1012,65 = 11,38 \text{ [mb]} \\ = 1138 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$$

d. Détermination de l'enthalpie de l'air ambiant

On déterminera l'enthalpie par calcul, afin de vérifier avec la méthode graphique.

$$\bar{a} \quad t = 21^\circ\text{C} \quad \text{on a } P_L'' = 24,86 \text{ mb}$$

On détermine le degré hygrométrique  $\mathcal{L}$  :

$$\mathcal{L} = \frac{P_L}{P_L''}$$

AN :

$$\mathcal{L} = \frac{11,38}{24,86} = 0,45$$

d'où

$$H_L = 9,75 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$$

e. Détermination de la constante  $R_n$  des vapeurs partielles

$$\text{soit } R_n = \frac{8317}{M}$$

avec :

$$M = 18 \text{ gr.}$$

$$\text{AN : } R_n = \frac{8317}{18} = 462,055 \left[ \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$$

f. Calcul du coefficient  $\beta$ 

$$\text{soit } \beta = \frac{R_n \times T \times Q_i}{\tau_{\text{air}} \times F \times (P_L - P_n)}$$

$$\text{avec } \tau_{\text{air}} = 585,4 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right] \quad \bar{a} \quad t = 21^\circ\text{C}$$

AN :

$$\beta = \frac{462,055 \times 294 \times (7,377)}{585,4 \times 8,66 \times 10^{-3} \times (1138 - 0)} = 173,703 \left[ \frac{\text{m}}{\text{h}} \right]$$

3.3.2.2 Le produit introduit dans de l'air liquide, et ensuite exposé aux vapeurs d'air

37

On sait que la pression partielle des vapeurs d'eau, juste au-dessus du niveau d'air liquide est nulle  $P_n = 0$

Lorsque le produit est introduit dans de l'air liquide, lui aussi aura à sa surface une pression partielle des vapeurs d'eau qui sera nulle.

Et lorsque ce même produit sera exposé aux vapeurs d'air pendant un certain moment, il aura une pression partielle de ses vapeurs d'eau qui sera très petite, et comme on dispose d'un matériel qui ne permet pas de déterminer cette pression partielle, on s'abstiendra de la déterminer.

Mais, on pourrait toujours dire que le coefficient  $B$  sera le plus petit possible (mais différent de zéro).

3.3.2.3 Le produit exposé aux vapeurs d'air seulement

De la même manière que précédemment  $B$  est déterminé par:

$$B = - \frac{P_n \cdot T \cdot G_w}{F \cdot (P_{va} - p_{vs})}$$

et

$$G_w = \frac{Q_i}{T_{ra}}$$

a. Détermination de  $Q_i$

Dans les calculs qui vont suivre, on admettra que  $Q_i = -Q_o = -0,115 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$

C'est à dire que l'on admettra que l'on sèche avec de l'air sec, une matière humide.

b. Détermination de la section d'échange.

On traite la question avec le même produit que précédemment:  $F_p = 2,105 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

c. Détermination des pressions partielles.

c<sub>1</sub>. Pour le produit

Lorsque la vapeur d'air vient sécher le produit, on constate que la température à la surface du produit est la même que celle du bulbe humide.

Donc les pressions de vapeur d'eau qui entourent le produit sont saturées:

$$C = \frac{P_{sv}}{P_{sv}''} = 1$$

Pour l'air saturé la pression partielle de la vapeur d'eau dans l'air humide, considéré est la même que celle de la vapeur saturante sèche ( $P''$ ) à  $t_{sv} = -11^{\circ}\text{C}$ .

$$C = 1 \quad \text{donc} \quad P_{sv} = P_{sv}'' = 2,64 [\text{mb}] = 264 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad \left( \begin{array}{l} \text{Table} \\ \text{Rietschel} \end{array} \right)$$

c<sub>2</sub>. Pour les vapeurs d'air

L'enthalpie d'air humide qui se compose d'un kg d'air sec et de  $x$  kg de vapeur d'eau est donnée par:

$$h = C_{pa} \cdot t + C_{va} \cdot x \cdot t + r_{va} \cdot x \quad (1)$$

or dans la formule (1), pour les basses températures le produit  $x \cdot t$  devient négligeable, donc la formule simplifiée de l'enthalpie devient:

$$h = C_{pa} \cdot t_{ra} + r_{va} \cdot x_{ra}$$

$$\text{Soit } C_{pa} = 0,2392 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \right] \quad (\text{Rietschel})$$

$$\text{et } r_{va} = 599,6 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right] \quad \text{à } t_{ra} = -5^{\circ}\text{C}.$$

d'où

$$x_{ra} = \frac{H_{ra} - 0,2392 \cdot t_{ra}}{599,6}$$

$$\text{AN:} \quad x_{ra} = \frac{-1,18 - 0,2392 \cdot (-5)}{599,6} = 0,00027 \left[ \frac{\text{kg d'eau}}{\text{kg d'As}} \right]$$

la pression des vapeurs d'eau des vapeurs d'air sera donc :

$$P_{ve} = \frac{d_{va}}{d_{va} + d_{va}} \cdot P$$

$d_{va} = 0,822$  densité de la vapeur d'eau par rapport à l'air

AN:

$$P_{ve} = \frac{0,000027}{0,000027 + 0,822} \cdot 1012,65 = 0,044 \text{ [mb]}$$

$$= 4,4 \left[ \frac{N}{m^2} \right]$$

d. Détermination du coefficient  $\beta$ .

$$\beta = - \frac{R_n \cdot d_{va} \cdot Q_i}{P_{va} \cdot F \cdot (P_{ve} - P_{so})}$$

AN:

$$\beta = - \frac{462,055 \cdot 2,68 \cdot 0,115}{599,6 \cdot 2,105 \cdot 10^{-3} (4,4 - 2,64)} = 43,464 \left[ \frac{m}{h} \right]$$

Tableau récapitulatif

Type d'échange de masse	Chaleur échangée $Q_i$ [Kcal/h]	Surface d'échange $F$ [m <sup>2</sup> ]	Coeff. de transf. de masse $\beta$ [m/h]
air liquide - air ambiant	7,377	$8,660 \cdot 10^{-3}$	173,703
Produit - vapeur d'air liquide	-0,115	$2,105 \cdot 10^{-3}$	43,464
Produit - air liquide ou vapeurs d'air	-1,167	$2,105 \cdot 10^{-3}$	

Remarque : Le coefficient  $\beta$  a la plus grande valeur dans le premier cas, ceci s'explique par le fait que la vitesse de transfert est faible, et donc  $\beta$  augmente.

### 2.3.3.A Quantité d'eau évacuée du produit

40

Dans ce paragraphe, on considère un seul cas: lorsque le produit est exposé aux vapeurs d'air liquides seulement.

On peut faire une analogie entre l'humidité de l'air et celle du produit par la relation suivante.

$$G_{ms} (X_1 - X_2) = G_{as} (X_1 - X_{va})$$

avec  $G_{ms}$  = quantité de matière solide

et  $G_{as}$  = quantité d'air sec.

a). Détermination de  $X_1$

$X_1$  étant la quantité d'eau contenue dans le produit par la quantité de masse sèche, avant la congélation du produit

Les caractéristiques du produit (pomme de terre) sont les suivantes:

$N_1 = 74\%$  de masse d'eau

$N_2 = 26\%$  de masse solide.

donc 
$$X_1 = \frac{N_1}{1 - N_1}$$

AN :

$$X_1 = \frac{0,74}{1 - 0,74} = 2,846 \left[ \frac{\text{kg d'eau}}{\text{kg de MS}} \right]$$

et, la quantité d'eau contenue dans le produit sera:

$$W_1 = N_1 \times m$$

La fine branche de pomme de terre a une masse de 1,12 grammes.

AN :

$$W_1 = 0,74 \times 1,12 \times 10^{-3} = 8,288 \times 10^{-4} \left[ \frac{\text{kg d'eau}}{\text{m kg de produit}} \right]$$

b. Détermination de  $G_{ms}$  et  $G_{as}$ 

$$\text{Soit } G_{ms} = N_2 \times m$$

AN:

$$G_{ms} = 0,26 \times 1,12 \times 10^{-2} = 2,912 \times 10^{-4} \text{ [kg de MS]}$$

Si on expose le produit pendant 15 (quinze) minutes, on évapore alors une quantité d'air de 0,01737 kg d'air, et si l'on considère que cette quantité d'air est absolument sèche, on aura donc:

$$G_{as} = 1,737 \cdot 10^{-2} \text{ [kg d'As]}$$

c. Détermination de  $X_2$ .

soit  $X_2$ , étant la quantité d'eau contenue dans le produit par la quantité de matière sèche, après congélation du produit

$$X_2 = X_1 - \frac{G_{as}}{G_{ms}} (X_L - X_{va})$$

$$\text{avec } X_L = 7,07 \times 10^{-2} \left[ \frac{\text{kg d'eau}}{\text{kg d'As}} \right]$$

$$\text{et } X_{va} = 2,7 \times 10^{-5} \left[ \frac{\text{kg d'eau}}{\text{kg d'As}} \right]$$

AN:

$$X_2 = 2,846 - \frac{1,737 \times 10^{-2}}{2,912 \times 10^{-4}} (7,07 \times 10^{-2} - 2,7 \times 10^{-5}) = 2,425 \left[ \frac{\text{kg d'eau}}{\text{kg de MS}} \right]$$

## d. Quantité d'eau évaporée:

$$\text{d}_1. \text{ Pour } 1,12 \text{ gramme de produit: } K = G_{ms} (X_1 - X_2)$$

$$\text{AN: } K = 2,912 \times 10^{-4} (2,846 - 2,425) = 1,235 \times 10^{-4}$$

$$K = 1,235 \times 10^{-4} \text{ [kg d'eau]}$$

$$\text{d}_2. \text{ Pour } 1 \text{ kg de produit:}$$

$$K = 109,375 \times 10^{-3} \text{ [kg d'eau]}$$

$$\text{soit } 109,375 \text{ g d'eau.}$$

$$\text{soit } 14,78\% \text{ d'eau a disparu du produit}$$



Remarque : Dans ce genre de produit ( pomme de terre ) on a une grande humidité hygroscopique c'est à dire une humidité liée chimiquement au produit, et donc l'eau sera difficilement évacuée.

### 3350 Potentiel de séchage

On définit un potentiel de séchage au niveau où l'on procède au séchage du produit par les vapeurs d'air liquide se décondense.

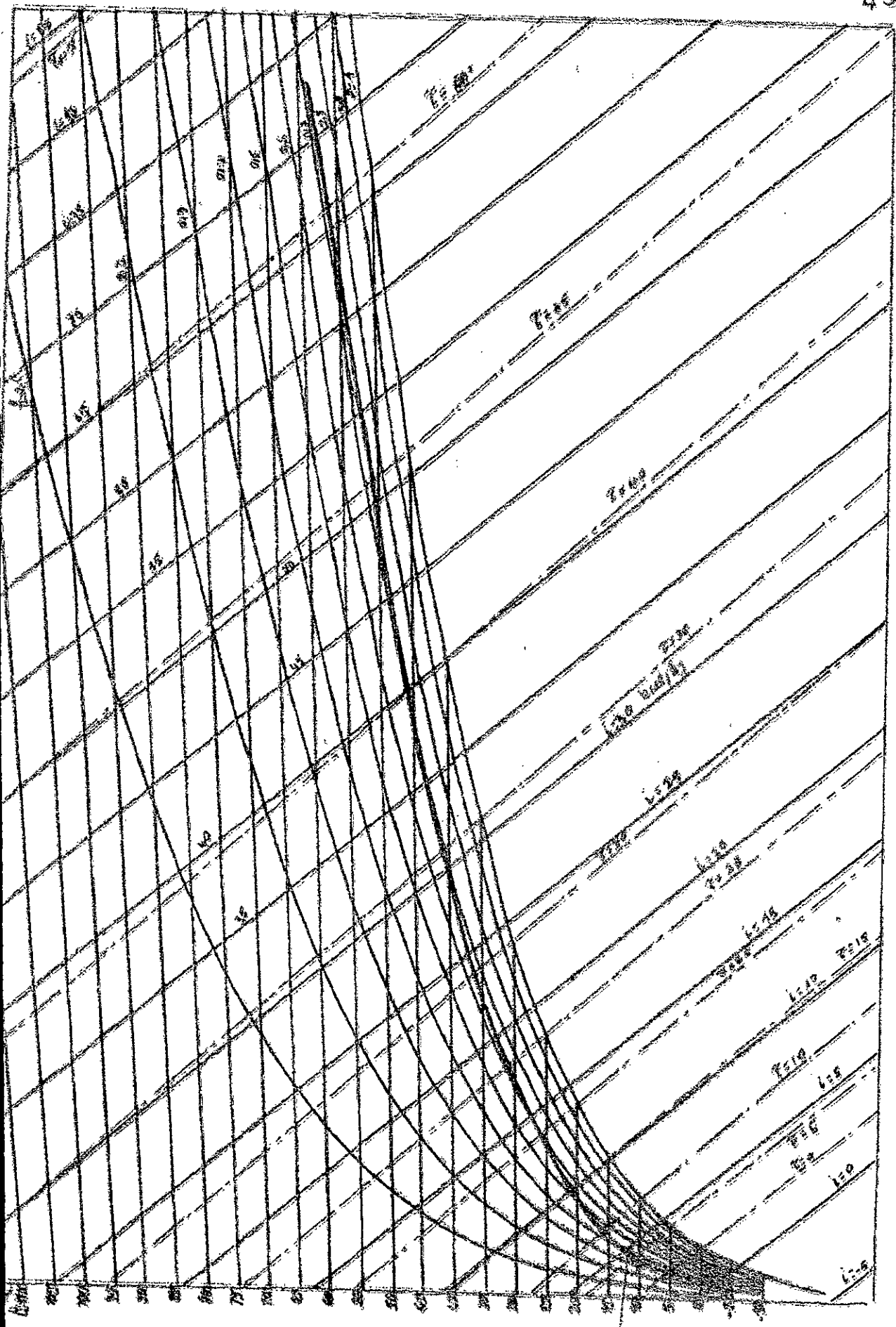
Comme la température du bulbe sec est de  $-5^{\circ}\text{C}$  et la température à la surface du produit est la même que celle du bulbe humide  $t_H = -11^{\circ}\text{C}$  donc le potentiel de séchage sera de :

$$E = (t - t_H) = (t - T)$$

AN:  $E = [-5 - (-11)] = 6^{\circ}$  donc la puissance thermique sera de  $6^{\circ}$  (6) kilocalorie par heure.

Remarque : Afin de mieux observer le phénomène, on le représente sur le diagramme h-x de l'air humide.

Hydrogen gas by 1857



5-6

### 33.4 Deuxieme partie .

Cette deuxieme partie experimentale, sera faite sur l'observation de l'evolution de certains produits dans de l'air liquide et sur la determination experimentalement de la quantite d'air liquide uspevi.

#### 33.4.1. Observation des produits

##### a. Produit vegetal

Si, on introduit, un brin d'herbe dans le Dewar, on constate le meme phenomene que pour la pomme de terre (evaporation et ensuite condensation)

Si, on refait plusieurs fois cette experience avec le meme brin d'herbe, on constate que sa couleur qui etait verte au depart a tendance a virer vers le jaune, donc une certaine quantite d'eau contenue dans le brin d'herbe a disparu.

D'où la possibilite d'utilisation de l'air liquide pour l'obtention rapide d'herbe seche (foin). Mais etant donne que le coüt de l'air liquide est beaucoup plus eleve par rapport a celui de l'herbe, donc on peut conclure que ce procede ne peut etre rentable.

##### b. Produit synthetique.

##### b1. Sur un morceau de tissu

Cette experience se fait sur un morceau de tissu imbibé d'eau, lorsque l'on introduit, le morceau de tissu dans le Dewar, on constate le meme phenomene que precedemment (evaporation suivie de condensation)

Si, on refait cette manipulation plusieurs fois, on constate qu'a la fin de l'experience (10 minutes environ), le tissu qui ete imbibé d'eau au depart ne contient qu'une tres faible humidite qui disparaît

très vite lorsqu'on se pose, en un court instant, le tissu à un courant d'air chaud.

b<sub>1</sub>. Sur un morceau de papier journal

On choisit un morceau de papier journal qui a la même dimension que celle du tissu.

On imbibé le papier d'eau, puis on l'introduit dans le Dewar, on constate que l'évaporation et la condensation se font en un temps plus long que précédemment (quelques secondes)

Si l'on laisse le papier se "dégeler" à l'air ambiant, et on le réintroduit dans le Dewar, et ceci plusieurs fois, on constate qu'au bout de 10 minutes environ, le papier est toujours humide, moins qu'au début de l'expérience, mais plus que le tissu au bout du même temps. Et, si on prolonge l'expérience encore de quelques minutes, on arrive au séchage du papier (avec un courant d'air chaud, à la fin de la manipulation, afin d'éliminer toute l'humidité).

Remarque sur b<sub>1</sub> et b<sub>2</sub>.

On sait que les fibres du tissu sont moins serrées que celles du papier, donc on peut conclure que plus la structure du produit est fine, moins l'eau s'évapore facilement, et moins vite se fait le séchage.

c. Sur un produit pharmaceutique

On utilise comme produit à tester de l'aspirine sous forme de poudre. On prend une masse m d'aspirine (sèche), que l'on rend pâteuse par l'adjonction d'une petite quantité d'eau, d'où l'on obtient une

nouvelle masse  $m_{H'}$  d'aspirine après de l'eau

Ensuite, on introduit cette pâte dans de l'air liquide pendant dix (10) seconde environ et ensuite, on l'épave pendant 150 secondes aux vapeurs qui se dégagent.

On fait que l'air liquide et les vapeurs sont acides d'acétaldéhyde, la masse  $m_H$  va diminuer pour prendre la valeur  $m_{H'}$ .

Données

- masse d'aspirine sèche (en poudre) :  $m = 0,325$  gr.
- masse d'aspirine humidifiée :  $m_H = 0,493$  gr.
- masse d'aspirine après l'avoir introduit dans l'air liquide, puis exposé aux vapeurs :  $m_{H'} = 0,466$  gr.
- Si on reprend, la même masse ( $m_{H'}$ ) d'aspirine pulvérisée et on la reintroduit dans le Dewar (100), puis on l'épave aux vapeurs d'air (150), on constate que la nouvelle masse est :  $m''_{H'} = 0,462$  gr.

Calculs

- masse d'eau ajoutée pour l'obtention de l'aspirine pulvérisée :

$$m_e = m_H - m$$

AN:  $m_e = 0,493 - 0,325 = 0,168$  gr d'eau

- masse d'eau évacuée à la fin de la première manipulation :

$$m'_e = m_H - m_{H'}$$

AN:  $m'_e = 0,493 - 0,466 = 0,027$  gr d'eau

- masse d'eau évacuée si on reintroduit le produit dans l'air liquide :

$$m''_e = m_{H'} - m''_{H'}$$

AN:  $m''_e = 0,466 - 0,462 = 0,004$  gr d'eau.

Donc à la fin de la première manipulation, on a obtenu :

$$E_1 = \frac{m_1}{m_0} \times 100$$

AN :

$$E_1 = \frac{0,167}{0,168} \times 100 = 99,345\% \text{ d'eau en } i_2.$$

Et, à la fin de la seconde manipulation, on a obtenu une quantité d'eau (contenue dans le produit) de :

$$E_2 = \frac{m_2}{m_1} \times 100 \quad \text{avec } m_1 \text{ et } m_2 \text{ en } g.$$

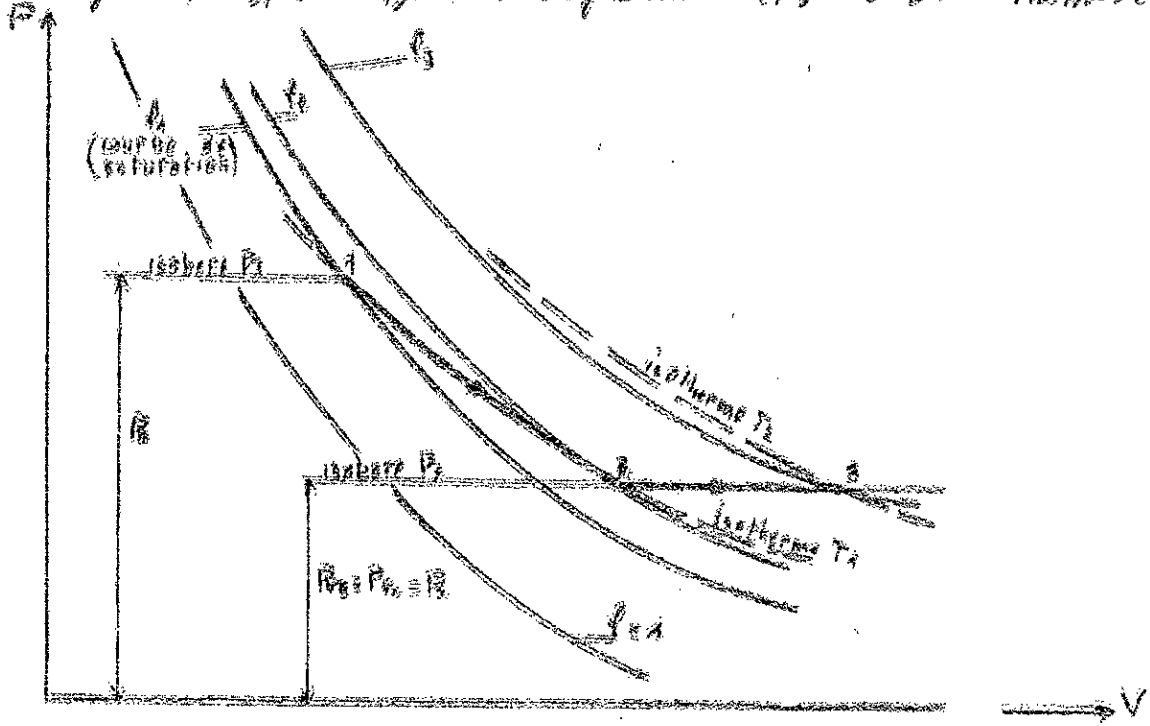
AN :

$$E_2 = \frac{(0,029 + 0,004)}{0,168} \times 100 = 19,45\% \text{ d'eau en } i_3.$$

On constate qu'une petite quantité d'eau a été évacuée dans la deuxième phase de la manipulation, soit environ  $E_3 = 2,379\%$

On pourrait améliorer ce procédé de séchage, si on disposait d'une étuve pour sécher avec résistances chauffantes.

Analysons, ce procédé, sur le diagramme (P, V) de l'humide :



Il est visible sur le diagramme que:

le degré hygrométrique  $h_1 > h_2 > h_3$  et que la pression  $P_1 > P_2$  et aussi la température  $T_2 > T_1$

Étudions l'évolution de l'eau du produit sur le diagramme (P, V)

Cette évolution de l'eau du produit est liée à celle de l'air qui règne dans l'étuve

Lorsque l'on introduit, la pâte d'aspirine pour la seconde fois dans le bocal, elle revient à un état A, où 18,452% d'eau a été évacuée, et tout autour du produit se forme une enveloppe d'air saturé.

Introduisons, maintenant cette pâte (à l'état A) dans l'étuve. Lorsque l'on diminue la pression (à température constante:  $T_1$ ) à l'intérieur de l'étuve,

l'air qui se trouvait à la pression atmosphérique  $P_1$  et à un degré hygrométrique  $h_1$  à l'état 1, va passer à la pression  $P_2$  avec un degré hygrométrique  $h_2$  à l'état 2, donc l'air se déshumidifie le long de l'arc d'isotherme

1-2, donc cet air va essayer de capter l'humidité du produit, puisque les vapeurs d'eau se déplacent toujours du milieu le plus humide vers le milieu le plus sec.

D'où on a une première étape de séchage du produit.

Et si par la suite, on réchauffe l'étuve (à pression constante:  $P_2$ ), l'air qui se trouvait à l'état 2, avec la température  $T_1$  et  $h_2$ , va passer à la température  $T_2$  et à un degré hygrométrique  $h_3$  à l'état 3.

Et comme précédemment cet air de l'étuve va essayer de rétablir un équilibre d'humidité entre les vapeurs d'eau de l'enceinte et celles du produit à sécher. D'où on a une deuxième étape de séchage du produit

Première étape de séchage: Arc d'isotherme 1-2 ( $T_1$ )

Deuxième étape de séchage: Segment de droite 2-3 (isobare  $P_2$ )

Remarques:

À l'aide de cette méthode de séchage, on pourrait atteindre des résultats très satisfaisants.

Ce procédé (au liquide-étuve) peut-être partout utilisé pour tout produit qui ne supporte pas l'humidité, et en particulier les produits pharmaceutiques.

En ce qui concerne, le coût de l'opération, il peut être rentable si on l'utilise pour des produits précieux (comme les produits pharmaceutiques), puisque eux-mêmes ont un coût élevé.



## 3.3.4.2. Détermination du débit d'air

Pour cette manipulation, on n'utilise plus le DEWAR, mais des bechers de différents diamètres.

On choisit trois bechers de diamètres différents:

Premier becher  $B_1$ :  $d_1 = 35 \text{ mm}$ .

Deuxième becher  $B_2$ :  $d_2 = 65 \text{ mm}$

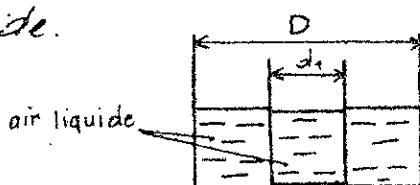
Troisième becher  $B_3$ :  $d_3 = 70 \text{ mm}$ .

ce sont des bechers gradués

a. - Pour le becher de diamètre  $d_1$ .

a.1. Manipulation

On prend un becher de diamètre  $(D)$  supérieur à  $d_1$ , dans lequel on verse une certaine quantité d'air liquide, et on introduit à l'intérieur le becher de diamètre  $d_1$  lequel contient une certaine quantité d'air liquide.



a.2. Résultats:

On constate qu'un volume  $V_a = 10 \text{ ml}$  s'est évaporé du becher  $B_1$  en un temps  $\theta_1 = 2075 \text{ s}$

a.3. Détermination de  $G_w$

on a  $V_a = 10 \text{ ml} = 10^{-5} \text{ m}^3$ .

$$\rho_{al} = 860 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

La masse d'air évaporé sera de:  $m_a = \rho_{al} \times V_a$

$$\text{AN: } m_a = 860 \times 10^{-5} = 860 \cdot 10^{-5} \text{ kg.}$$

d'où le débit sera égal à:  $G_w = m_a \times \frac{3600}{\theta_1}$

$$\text{AN: } G_w = 860 \times 10^{-5} \times \frac{3600}{2075} = 0,0149 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

a<sub>4</sub>. Calcul du coefficient d'évaporation

Soit  $S_1 = \frac{\pi}{4} d_1^2$  surface d'évaporation

AN:

$$S_1 = \frac{\pi}{4} (0,035)^2 = 9,621 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

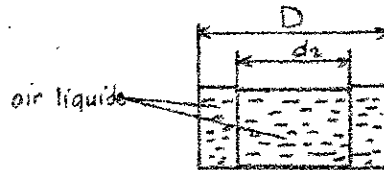
d'où  $V_{w_1} = \frac{G_{w_1}}{S_1}$

AN:  $V_{w_1} = \frac{0,0449}{9,621 \times 10^{-4}} = 46,66 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \times \text{h}} \right]$

b. Pour le becher de diamètre  $d_2$ .

b<sub>1</sub>. Manipulation :

On procède comme précédemment.



b<sub>2</sub>. Résultats

Un volume  $V_2 = 50 \text{ ml}$  s'évapore en un temps  $\theta_2 = 2345 \text{ s}$ .

b<sub>3</sub>. Détermination de  $G_w$ .

on a  $V_2 = 50 \text{ ml} = 5 \times 10^{-5} \text{ m}^3$

et  $\rho_{a_2} = 860 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$

La masse d'air évaporé sera de:  $m_2 = \rho_{a_2} \times V_2$ .

AN:  $m_2 = 860 \times 5 \times 10^{-5} = 0,043 \text{ kg}$

d'où le débit sera de:

$$G_{w_2} = m_2 \times \frac{3600}{\theta_2}$$

AN:  $G_{w_2} = 0,043 \times \frac{3600}{2345} = 0,066 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$

b<sub>4</sub>. Calcul du coefficient d'évaporation

Soit  $S_2 = \frac{\pi}{4} d_2^2$

$$\text{AN: } S_2 = \frac{\pi}{4} (0,065)^2 = 3,318 \times 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$$

d'où

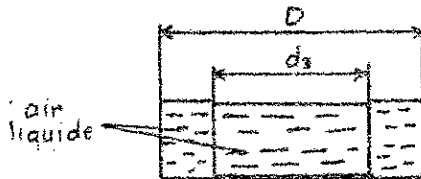
$$V_{w_2} = \frac{G_{w_2}}{S_2}$$

$$\text{AN: } V_{w_2} = \frac{0,066}{3,318 \times 10^{-3}} = 19,892 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}} \right]$$

c. Pour le bcha de diamètre  $d_3$ .

c1. manipulation

On procède comme pour a, et b.



c2. Resultats

Un volume  $V_3 = 100 \text{ ml}$  s'évapore en un temps  $\theta_3 = 3855 \text{ s}$

c3. Détermination de  $G_w$

$$\text{on a } V_3 = 100 \text{ ml} = 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$\text{et } \rho_{AL} = 860 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

La masse d'air évaporé est de:  $m_3 = \rho_{AL} \times V_3$

$$\text{AN: } m_3 = 860 \times 10^{-4} \text{ kg}$$

d'où le débit  $G_{w_3}$  de :

$$G_{w_3} = m_3 \times \frac{3600}{\theta_3}$$

AN:

$$G_{w_3} = 860 \times 10^{-4} \times \frac{3600}{3855} = 0,0803 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$$

c4. Calcul du coefficient d'évaporation

$$\text{Soit } S_3 = \frac{\pi}{4} d_3^2$$

$$\text{AN: } S_3 = \frac{\pi}{4} \times (0,07)^2 = 3,848 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

d'où

$$V_{w_3} = \frac{G_{w_3}}{S_3}$$

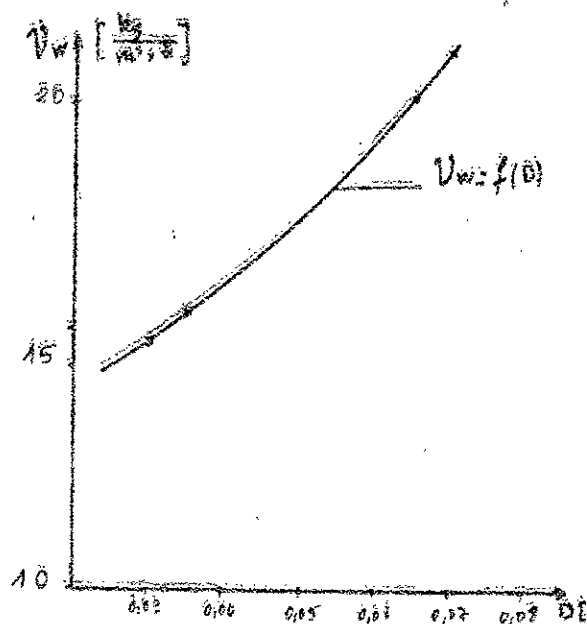
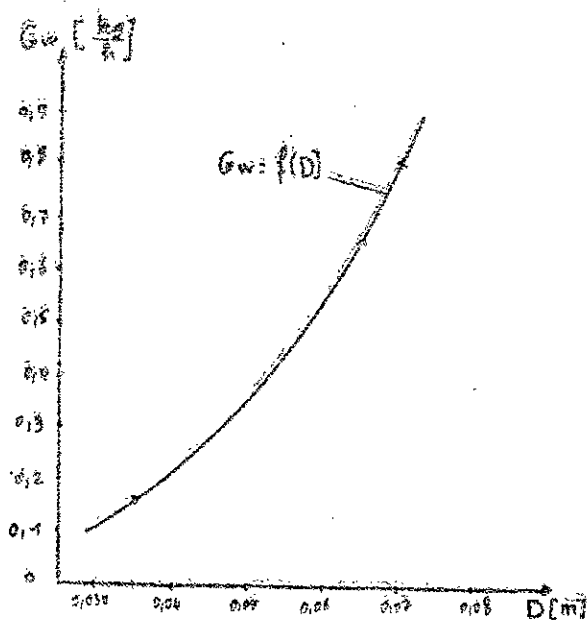
$$\text{AN: } V_{w_3} = \frac{0,0803}{3,848 \times 10^{-3}} = 20,867 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}} \right]$$

Tableau récapitulatif

$D$ [m]	$G_w$ [ $\frac{kg}{s}$ ]	$V_w$ [ $\frac{kg}{m^2 \cdot s}$ ]
0,035	0,0149	15,486
0,065	0,0660	19,891
0,070	0,0803	20,867

Remarque : Lorsque le diamètre des leches augmente, le débit de matière ainsi que le coefficient d'évaporation augmente au même temps.

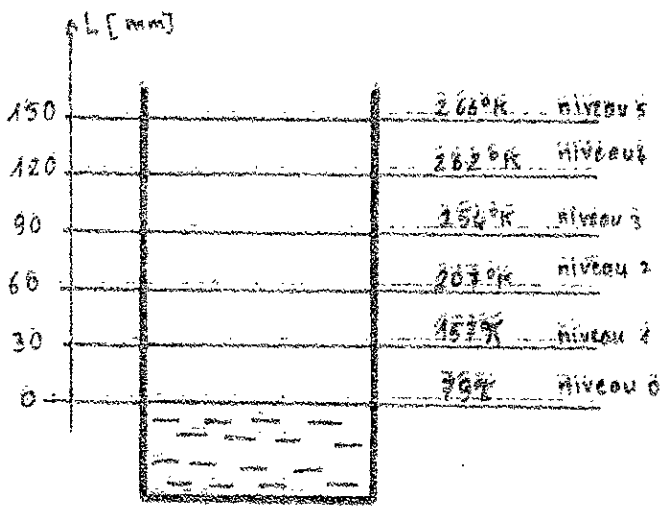
Tracer des courbes  $G_w = f(D)$  et  $V_w = f(D)$



### 3.3.4.3. Gradient de température.

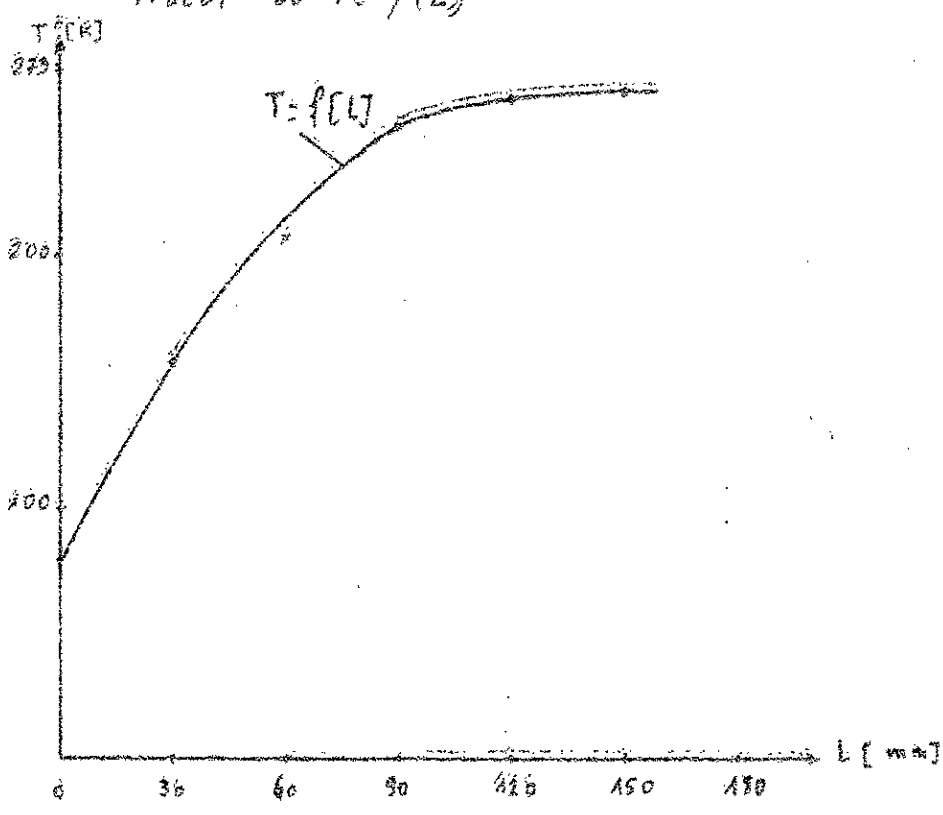
On utilise pour cela le vase DEWAR, utilisé pour le stockage du produit.

Ce gradient sera déterminé par la prise des températures à différents niveaux du vase DEWAR où se trouve de l'eau liquide.



Cette manipulation se fait à une température ambiante (air ambiant) de 22°C

Tracer de  $T = f(L)$



Remarque : Lorsque la longueur L augmente, la température diminue, ceci est dû au fait que plus on se déplace vers l'air ambiant, plus la température moyenne des repères d'air diminue. Arrivé à une certaine hauteur, la variation de la température est très faible.

## CHAPITRE IV

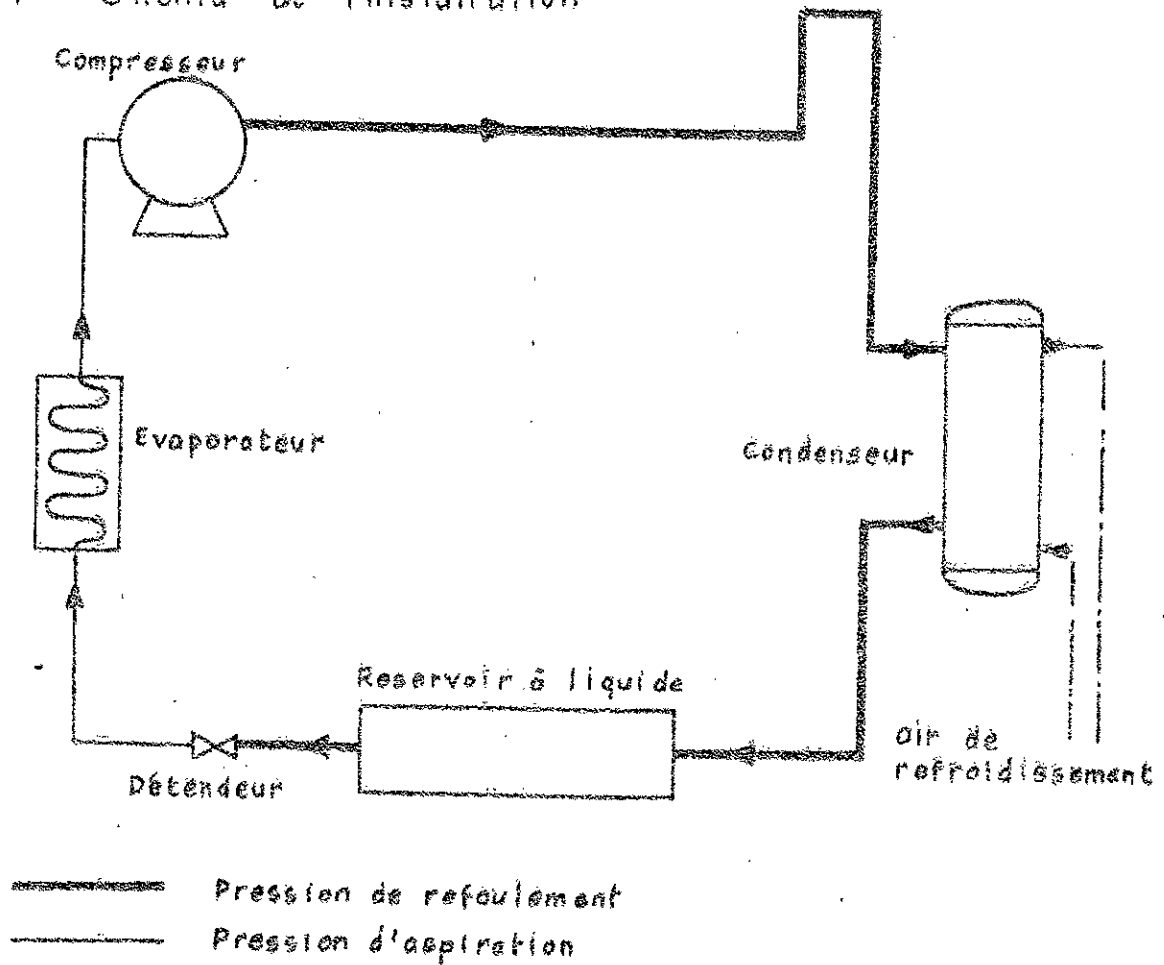
### L.1. Circuit de refroidissement (au C.S.T.N)

L'étude du circuit de refroidissement du C.S.T.N peut-être considérée comme étant complémentaire au banc d'essai de la machine PHILIPS étudiée au chapitre II.

La complémentarité est liée au fait, que les machines Philips fonctionnent avec une eau de refroidissement qui se trouve au environ de  $12^{\circ}\text{C}$ . Or ce qui, concerne la PLA 107, qui se trouve au département, l'eau de refroidissement est de  $10^{\circ}\text{C}$  environ. Or au C.S.T.N, l'eau de refroidissement des machines Philips circule dans des conduites qui sont exposées au milieu ambiant, et par conséquent, la température de cette eau, est beaucoup trop élevée pour refroidir les machines; vu ce problème le C.S.T.N, se résolut à mettre en place un circuit de refroidissement basé sur son compresseur bi-étage.

On se propose donc, d'étudier cette installation frigorifique et, plus spécialement l'évolution du fluide frigorigène (FREON 22) qui circule dans le circuit de refroidissement.

#### 4.1.1 Schéma de l'installation



#### 4.1.2 Principe de fonctionnement

Une installation frigorifique à compression, comporte quatre éléments essentiels : le compresseur, le condenseur, les appareils de réglage et l'évaporateur. Tous ces appareils sont réunis par un réseau de tuyauteries.

L'installation qui se trouve au CSTN, fonctionne avec le fréon 22.

##### 4.1.2.1 Circuit de l'installation frigorifique. (voir schéma)

Le compresseur aspire de l'évaporateur, le fluide frigorigène gazeux qui se trouve à une pression et à une température basses.

Dans le compresseur le Freon 22 est comprimé et est refoulé dans le condenseur à une pression et température élevées.

Le condenseur est refroidi par air (soit ventilateurs). Cet air ôte au fluide frigorigène gazeux, la chaleur absorbée par celui-ci dans l'évaporateur, et à laquelle s'est ajoutée la chaleur produite par la compression du gaz dans le compresseur.

Le fluide frigorigène gazeux se refroidit, se liquéfie et s'accumule dans le réservoir à liquide, d'où il coule dans une conduite vers le détendeur.

Ce détendeur commande le débit du fluide frigorigène entre le condenseur et l'évaporateur. Le détendeur a une ouverture de petite dimension qui est réglée automatiquement par la température de l'évaporateur.

Une fois le fluide frigorigène (à l'état liquide et gazeux) arrive dans l'évaporateur, la chaleur enlevée à l'ambiance de l'évaporateur transforme le freon 22, totalement en gaz.

Le gaz ainsi formé est aspiré, puis comprimé par le compresseur, ce qui termine le circuit de l'installation frigorifique.

#### 4.1.3 Paramètres du circuit

##### 4.1.3.1 Données de calcul

$T_2$ : température de l'eau correspondant à la pression d'évaporation à l'aspiration du compresseur :  $T_2 = -30^\circ\text{C}$  dans l'étage de basse pression

$T_1$ : température de l'eau de circulation du condenseur

$T_1 = 25^\circ\text{C}$  dans l'étage de haute pression



On adoptera dans le cas de notre calcul, un écart  $\Delta t = 5^\circ\text{C}$  ;  
 entre la température  $T_2'$  et  $T_2$  du fluide en cours d'évaporation ; et  
 entre la température  $T_1'$  et  $T_1$  du fluide condensé.

Donc les températures du fluide d'évolution seront données comme  
 suit (cycle réel) :

$$T_1 = 25 + 5 = 30^\circ\text{C} \text{ dans le condenseur (BP)}$$

$$T_2 = -30 - 5 = -35^\circ\text{C} \text{ dans l'évaporateur (HP)}$$

Les compressions seront supposées isentropiques, c'est à dire que  
 nous ne tiendrons pas compte des frottements.

$$\bar{a} : T_1 = 30^\circ\text{C} \longrightarrow P_1 = 12,76 \text{ atm.}$$

$$T_2 = -35^\circ\text{C} \longrightarrow P_2 = 1,353 \text{ atm}$$

Soit  $\bar{a}$  déterminée le rapport de compression

$$\delta = \frac{P_1}{P_2}$$

AN :  $\delta = 9,43$  ce qui est conforme à la plage des  
 compresseurs bi-étage (8 ÷ 9)

Afin de définir la limite entre les deux étages (BP et HP),  
 on définit pour cela une pression intermédiaire  $P_i$  à l'aide  
 de la formule suivante :

$$P_i = \sqrt{P_1 \cdot P_2} + 0,35$$

$$\text{AN : } P_i = 4,5 \text{ atm.}$$

On adoptera une température intermédiaire selon la valeur  
 de la pression intermédiaire  $P_i$

$$\bar{a} P_i = 4,5 \text{ atm} \longrightarrow T_i = -4^\circ\text{C.}$$

4.1.3.2 les différents états du fluide (F22) en circulation.

Le tableau qui figure ci-dessous, fût établi à l'aide des tables, et du diagramme du fluide 22.

La température de l'état A<sub>i</sub> fût déterminée à l'aide de la formule

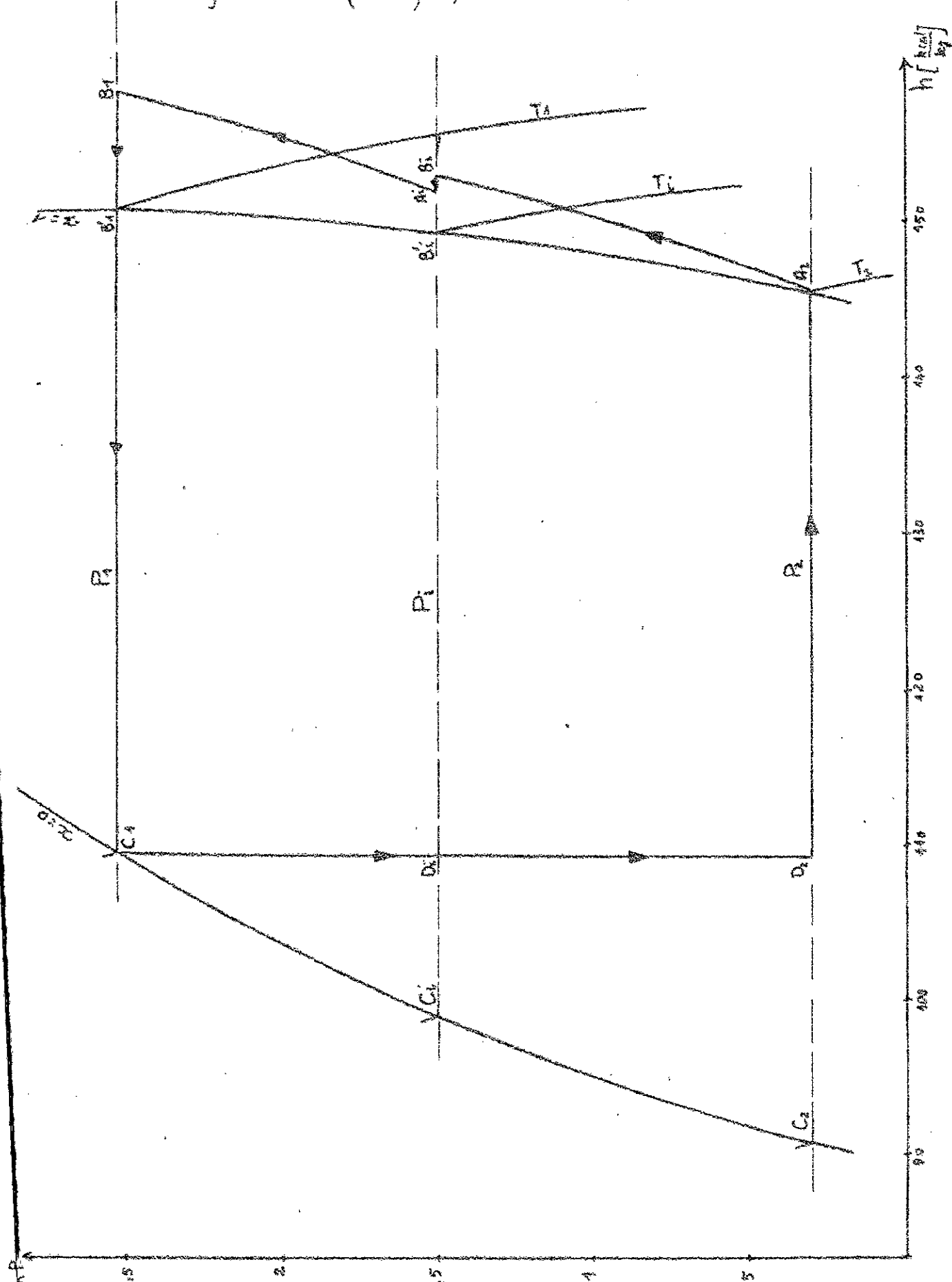
$$H_{A_i} = x_{0i} \cdot H_{B_i} + (1-x_{0i}) H_{B_i}$$

et aussi sachant que l'évolution A<sub>i</sub>-B<sub>1</sub> est isentropique.

Tableau

ETATS	Pression [atm]	Température [°C]	Enthalpie [kcal/kg]	Entropie [Kcal/kg·deg]	Titre de la vapeur
A <sub>2</sub>	1,353	-35	145,68	1,1951	1
B <sub>i</sub>	4,5	20	152,70	1,1951	Surchauffe
B' <sub>i</sub>	4,5	-4	149,00	1,1825	1
A <sub>i</sub>	4,5	14	151,9	1,1992	Surchauffe
B <sub>1</sub>	12,76	66	158,1	1,1912	Surchauffe
B' <sub>1</sub>	12,76	30	150,70	1,1720	1
C <sub>1</sub>	12,76	30	109,44	1,0323	0
D <sub>i</sub>	4,5	-4	109,44	1,0355	0,212
C <sub>i</sub>	4,5	-4	98,77	0,9962	0
D <sub>2</sub>	1,353	-35	109,44	1,0531	0,151
C <sub>2</sub>	1,353	-35	90,70	0,9635	0
E	12,76	74	158,6	1,1951	Surchauffe

### 4.1.33 Diagramme (Ln P, h) du Freon 22



## Commentaire sur le graphe

Le fluide sortant de l'étage HP à l'état  $B_1$ , subit dans le condenseur une évolution isobare qui se fait en deux étapes : la première évolution isobare ( $B_1 - B'_1$ ) est accompagnée d'une baisse de température, tandis que la seconde évolution isobare ( $B'_1 - C_1$ ) se fait isothermiquement. Cette évolution isobare ( $B_1 - B'_1 - C_1$ ) amène le fluide en  $C_1$  dans un état complètement liquide fié. Du condenseur, le fluide traverse le détendeur où il subit un laminage de  $P_1$  à  $P_2$  (évolution  $C_1 - D_2$ : détente isenthalpique). Le fluide se trouve ensuite dans l'évaporateur à l'état  $D_2$ , où il se transforme entièrement en gaz (évolution  $D_2 - A_2$ : isobarique et isothermique).

Le fluide sous forme de gaz, se trouve à l'état  $A_2$ , où il est aspiré par l'étage BP qui le comprime jusqu'à la pression  $P_1$  (évolution  $A_2 - B_1$ : compression isentropique)

Le gaz passe ensuite dans un réfrigérant intermédiaire qui le refroidit jusqu'à la température  $T_{ai}$  (évolution  $B_1 - A_1$ : isobarique avec baisse de température)

De l'état  $A_1$ , le gaz est aspiré par l'étage HP (évolution  $A_1 - B_1$ : compression isentropique); et ainsi le fluide se retrouve en  $B_1$  et le cycle est fermé

### 4.1.4. Bilan matière et bilan thermique.

L'installation qu'on étudie fonctionne en circuit fermé où l'agent réfrigérant prélève de la chaleur au milieu à refroidir

pour la transporter à un autre milieu qui l'absorbe. Ainsi, dans une machine frigorifique, le fluide frigorigène reçoit au cours d'un cycle une quantité de chaleur  $Q_2$  prise à la source froide (dans notre cas, on veut refroidir de l'eau), et cède une quantité de chaleur  $Q_1$  à la source chaude (dans le cas de notre étude, la source chaude est l'air ambiant).

a. Travail consommé par l'étage BP

$$W_{BP} = H_{B1} - H_{A2}$$

AN:

$$W_{BP} = 152,7 - 145,68 = 7,02 \text{ kcal/kg.}$$

b. Travail consommé par l'étage HP

$$W_{HP} = H_{B1} - H_{A1}$$

AN:

$$W_{HP} = 158,1 - 151,9 = 6,2 \text{ kcal/kg.}$$

c. Travail total absorbé par la machine

$$W = W_{BP} + W_{HP}$$

AN:

$$W = 7,02 + 6,2 = 13,22 \text{ kcal/kg}$$

d. L'effet frigorifique (chaleur soustraite à la source froide)

$$Q_2 = H_{A2} - H_{D2}$$

AN:

$$Q_2 = 145,68 - 109,44 = 36,24 \text{ kcal/kg.}$$

e. Coefficient de performance

$$e = \frac{Q_2}{W}$$

AN:

$$e = \frac{36,24}{13,22} = 2,741$$

f. Le compresseur considéré permettra donc de produire théoriquement par kilowatt-heure de travail mécanique dépensé, une quantité de froid égale à :

Sachant que 1 Kw équivaut à 860 kcal/h

$$K_0 = 860 \times e$$

AN:

$$K_0 = 860 \times 2,741 = 2357,26 \text{ kcal}$$

g. Considérons à présent le coefficient de performance dans le cycle de Carnot :

$$T_1 = 30 + 273 = 303 \text{ °K}$$

$$T_2 = -35 + 273 = 238 \text{ °K}$$

Le coefficient de performance sera :

$$e_c = \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

AN:

$$e_c = \frac{238}{303 - 238} = 3,661$$

Remarque:

On constate que le coefficient de performance du cycle de Carnot est plus grand que celui du cycle réel considéré.

h. Rendement frigorifique de la machine

$$\eta_f = \frac{e}{e_c}$$

AN:

$$\eta_f = \frac{2,741}{3,661} = 0,748 \quad \rightarrow \quad \eta_f = 74,8\%$$

i. Quantité de chaleur à évacuer du condenseur.

$$Q_A = H_{02} - H_{01}$$

AN:

$$Q_A = 158,1 - 109,44 = 48,66 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$$

4.1.5 Coefficient d'utilisation

Le coefficient d'utilisation  $\lambda$  est déterminé par la formule :

$$\lambda = \frac{q_0}{q_v}$$

$q_0$  : production frigorifique volumétrique en  $\left[ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3} \right]$

$q_v$  : puissance frigorifique volumétrique du cycle théorique.

a. Détermination de  $q_0$

$$\text{Soit } q_0 = \frac{H_{A2} - H_{02}}{v} = \frac{Q_2}{v}$$

$v$  = volume spécifique du F22 au point  $A_2 = 0,167 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$

AN:

$$q_0 = \frac{36,24}{0,167} = 217,44 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3} \right]$$

b. Détermination de  $q_v$

Sur les tables du F22 on trouve  $q_v = 281,5 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3} \right]$  à  $t_{ev} = -35^\circ\text{C}$

d'où

$$\lambda = \frac{q_0}{q_v}$$

$$\text{AN: } \lambda = \frac{217,44}{281,5} = 0,7724$$

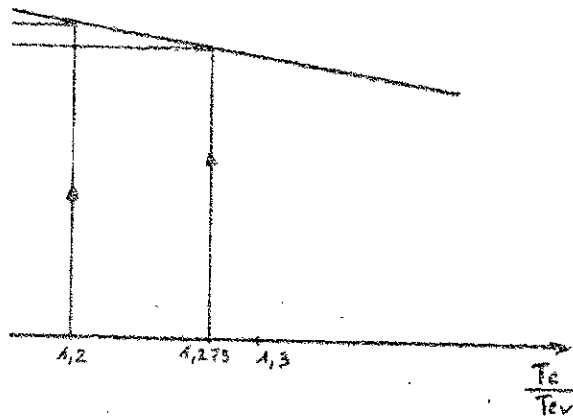
c. Tracer de la courbe  $\lambda = f \left[ \frac{T_c}{T_{ev}} \right]$

$T_c$  = température du condenseur =  $303^\circ\text{K}$

$T_{ev}$  : température de l'évaporateur =  $238^\circ\text{K}$

varie linéairement avec  $\frac{T_c}{T_{ev}}$   
 on a  $\lambda = 100\%$

1,273 , on a  $\lambda = 0,7724$



autres valeurs de  $\frac{T_c}{T_{ev}}$ , du FREON22, il nous donne  
 ce coefficient  $\lambda$

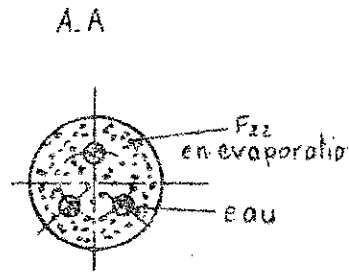
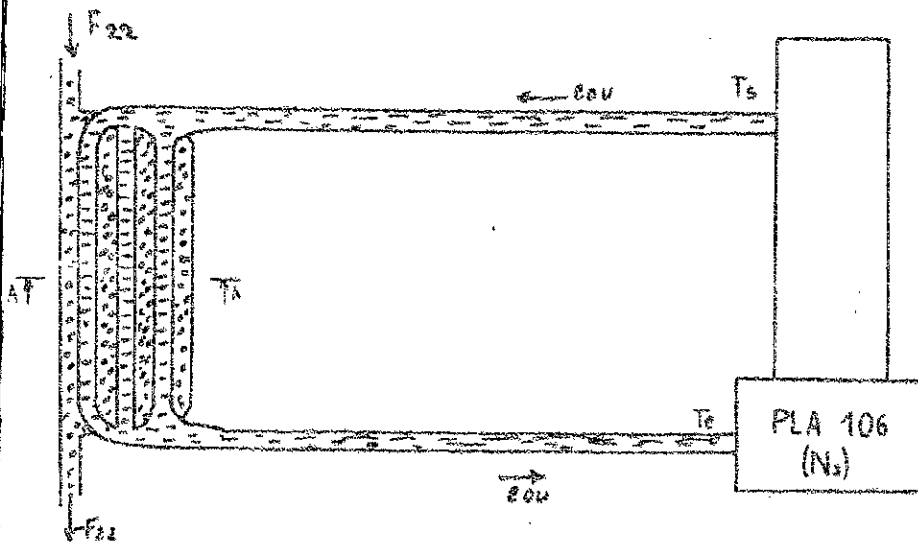
1,2 , on trouve  $\lambda = 0,828$

du circuit de refroidissement.

apportée au circuit, réside, dans le fait que la  
 $t_c$  (d'eau) des machines "PHILIPS" est assez élevée (17°C),  
 de trouver le moyen de baisser cette température  
 circuit d'eau.

appareil, le fluide enlève la chaleur  $Q_c$  (à  
 l'eau à refroidir) passe par l'évaporateur.





Dans les conditions normal de travail, le débit d'eau est :

$$G_w = 2,2 \left[ \frac{m^3}{h} \right] \text{ soit } G_w = 2,2 \times 10^3 \left[ \frac{kg}{h} \right]$$

La puissance calorifique de l'échangeur sera de :

$$Q_0 = G_w \times C_p \times (T_s - T_e)$$

$$C_{p_{eau}} = 1 \left[ \frac{kcal}{kg \cdot ^\circ C} \right] \text{ avec } T_s = 30^\circ C \text{ et } T_e = 17^\circ C.$$

AN :

$$Q_0 = 2200 \times 1 \times (30 - 17) = 28600 \left[ \frac{kcal}{h} \right]$$

ou pour le fluide frigorigène :

$$Q_0 = G_F \times (H_{A_2} - H_{D_2})$$

d'où le débit de fluon sera :

$$G_F = \frac{Q_0}{(H_{A_2} - H_{D_2})}$$

AN :

$$G_F = \frac{28600}{(145,68 - 109,44)} = 789,18 \left[ \frac{kg}{h} \right]$$

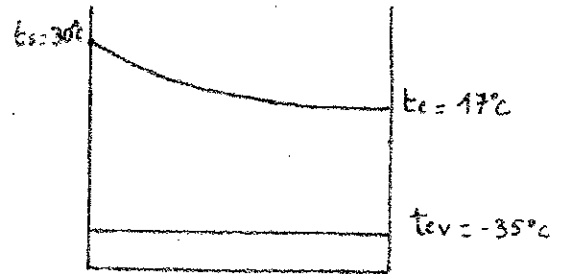
b. Détermination de la surface d'échange.

$$\text{Soit } Q_0 = K \times S \times \Delta_m.$$

avec  $K_{F22} = 1487,8 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{deg}} \right]$  : coefficient de transmission

et

$$\Delta_m = \frac{(t_s - t_{ev}) - (t_e - t_{ev})}{\ln \left( \frac{t_s - t_{ev}}{t_e - t_{ev}} \right)}$$



AN :

$$\Delta_m = \frac{65 - 52}{\ln \left( \frac{65}{52} \right)} = 58,25^\circ\text{C}$$

d'où

$$S = \frac{Q_0}{K \times \Delta_m}$$

AN :

$$S = \frac{28\,600}{1487,8 \times 58,25} = 0,33 \text{ m}^2$$

Donc pour améliorer la température à l'entrée des machines, il faudrait d'agrandir la surface d'échange du faisceau des tubes de l'évaporateur.

$Q_0 = \text{cte}$ , donc si  $S$  augmente, on aura  $\Delta_m$  qui diminue

## CHAPITRE V

### 5.0. Performances et rendements.

#### a. Interpretation des résultats

L'interprétation des résultats se fera sur les résultats obtenus au cours des expériences entreprises, lors du chapitre III.

#### a. Concernant la pomme de terre.

On a constaté que plus le produit se trouve proche de l'état liquide de l'air, plus le coefficient de transmission de chaleur  $\alpha$  est important et plus le coefficient de transfert de masse  $\beta$  est faible.

Compte tenu de ces deux résultats, on a préféré étudier la quantité d'eau évacuée lorsque le produit est simplement exposé aux vapeurs d'air liquide. On a trouvé que environ 16% d'eau est évacuée du produit, on aurait pu améliorer ce rendement, si on avait à notre disposition une étuve sous vide où l'on aurait la possibilité d'évacuer l'humidité enlevée au produit ou bien l'on entreposerait le produit pour qu'il ne se charge pas d'humidité et une fois revenu à son état initial (décongélation d'eau restante) on lui fait subir le même procédé que précédemment et ceci plusieurs fois.

A l'aide de cet extension de la méthode, on pourrait atteindre un rendement beaucoup plus élevé que précédemment.

#### b. Concernant l'aspirine

L'eau évacuée de l'aspirine a été évaluée à environ 18,5%, ce qui est supérieur au rendement de la pomme de terre, ceci s'explique par le fait que l'aspirine a été réduite sous forme de poudre,

tandis que la pomme de terre a été utilisée en tranches. 69

Ce rendement de l'aspirine aurait pu être perfectionné, si comme il a été mentionné au chapitre III, on disposait d'une étuve sous vide avec résistances chauffantes.

## 5.2 Suggestions éventuelles.

Les suggestions que l'on pourrait apporter, sont au nombre de quatre:

1) Il serait utile qu'il y ait une continuité au le travail concernant le phénomène de séchage par le froid

2) L'établissement d'un "travaux pratiques" (T.P) sur la machine "PHILIPS", afin que l'ensemble des étudiants du département, aient une idée assez large sur la liquéfaction, et sur les performances de l'air liquide (ou autre gaz liquéfié)

3) L'amélioration du matériel (en particulier le matériel de mesures: thermocouples, galvanomètres, thermomètre, jauge de mesure etc...) afin de mieux aborder le problème de la liquéfaction et celui du séchage par le froid.

4) Et enfin la modification de certains accessoires supplémentaires, dont est équipée la machine PHILIPS:

- le commutateur.

- la pompe à eau

- le détendeur de la bouteille d'hydrogène.

- Et éventuellement certaines pièces de la machine elle-même.

### 5.3 Conclusion

À travers l'étude de ce projet, on constate que le séchage des produits peut se faire aussi par les basses températures.

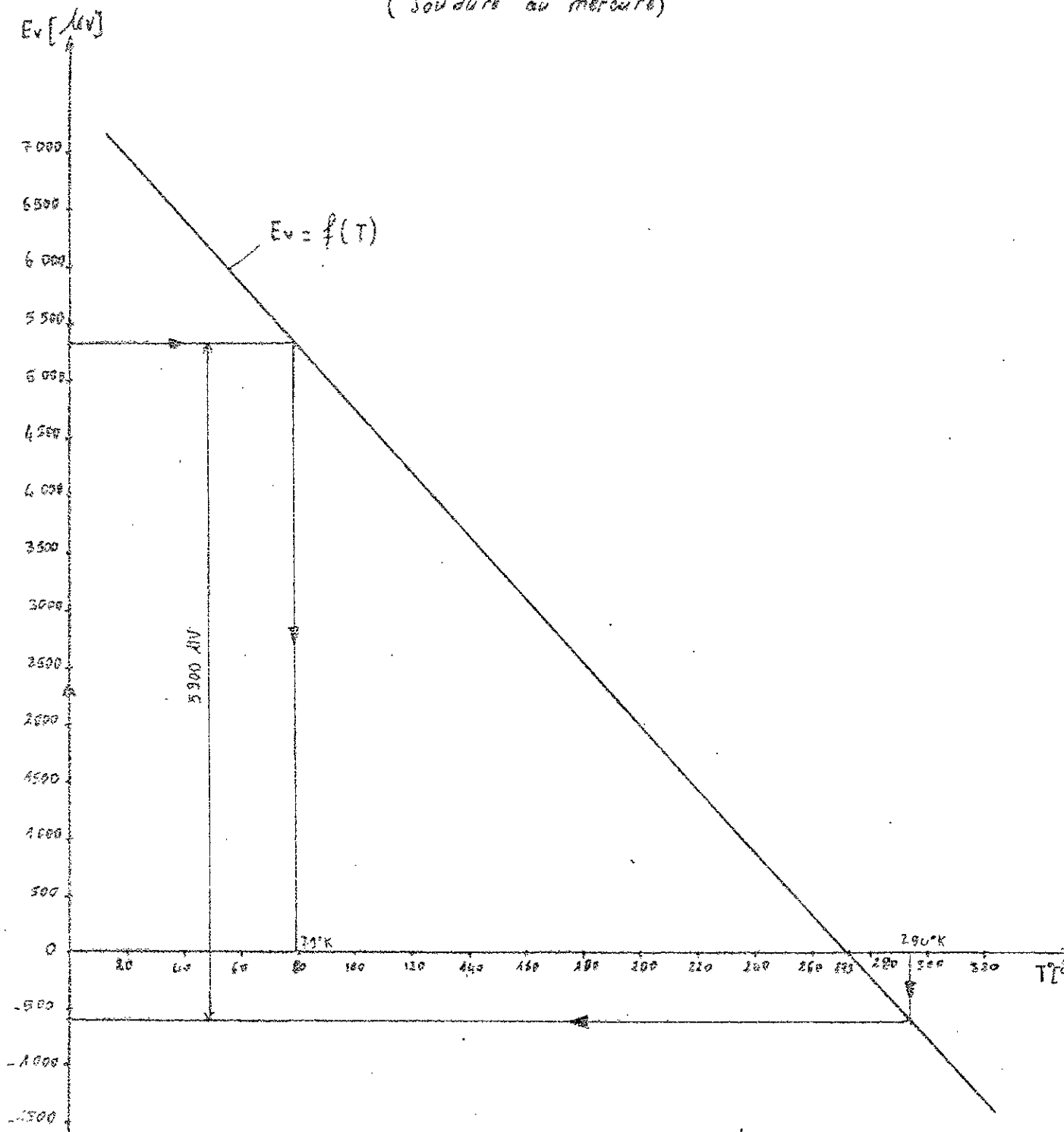
L'avantage de ce procédé, réside dans le fait que certaines matières supportent très mal le séchage à haute température (bois précieux, médicaments, etc.)

Ce procédé de séchage peut être industrialisé pour arriver à améliorer le mode opérationnel et si aussi on minimise le coût des gaz liquéfiés, d'autant plus que l'industrie pharmaceutique prend de nos jours une importance considérable.

Ce projet m'a permis de faire une corrélation directe entre la théorie et la pratique et par conséquent mieux comprendre le phénomène. Même, si les rendements trouvés ne sont pas très satisfaisants, on pourrait toujours revoir l'aspect du problème avec d'autres moyens (gaz liquéfié - étuve) afin d'améliorer les rendements.

Et si ce nouveau procédé ne donne pas satisfaction, on pourrait conclure que cette voie de recherche n'est pas la bonne, ce qui est toujours positif, puisque on aurait éliminé une voie de recherche et par conséquent, on concentre toute les possibilités vers d'autres voies.

Courbe d'étalonnage du thermocouple au cuivre-constantan  
(soudure au mercure)



Exemple :

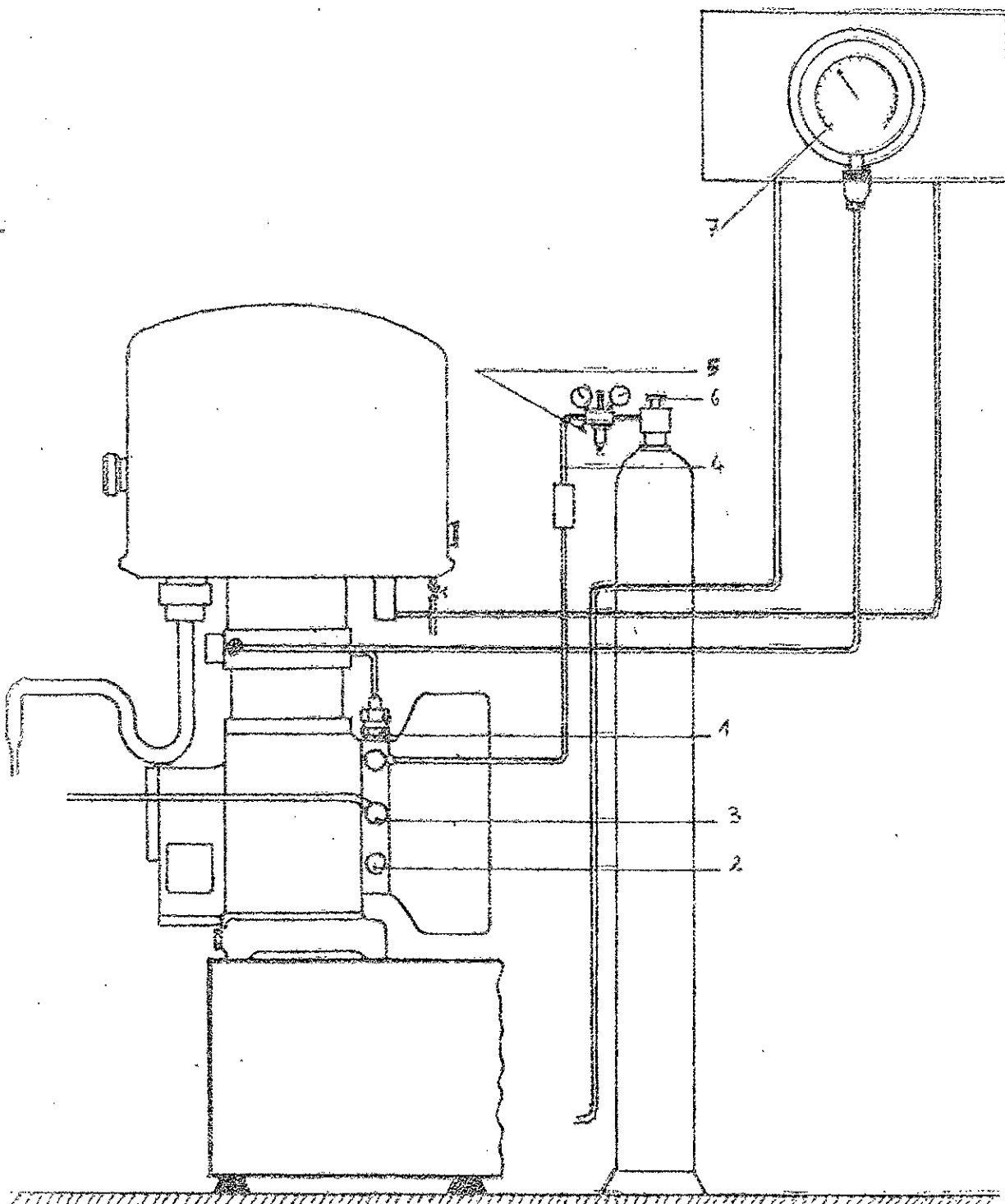
la soudure chaude se trouve à la température ambiante =  $290^{\circ}K$

la soudure froide se trouve à l'interface de l'acier liquide =  $T_a$ .

On mesure sur le milli-voltmètre  $5,9 \text{ mV}$  ( $5900 \mu V$ ).

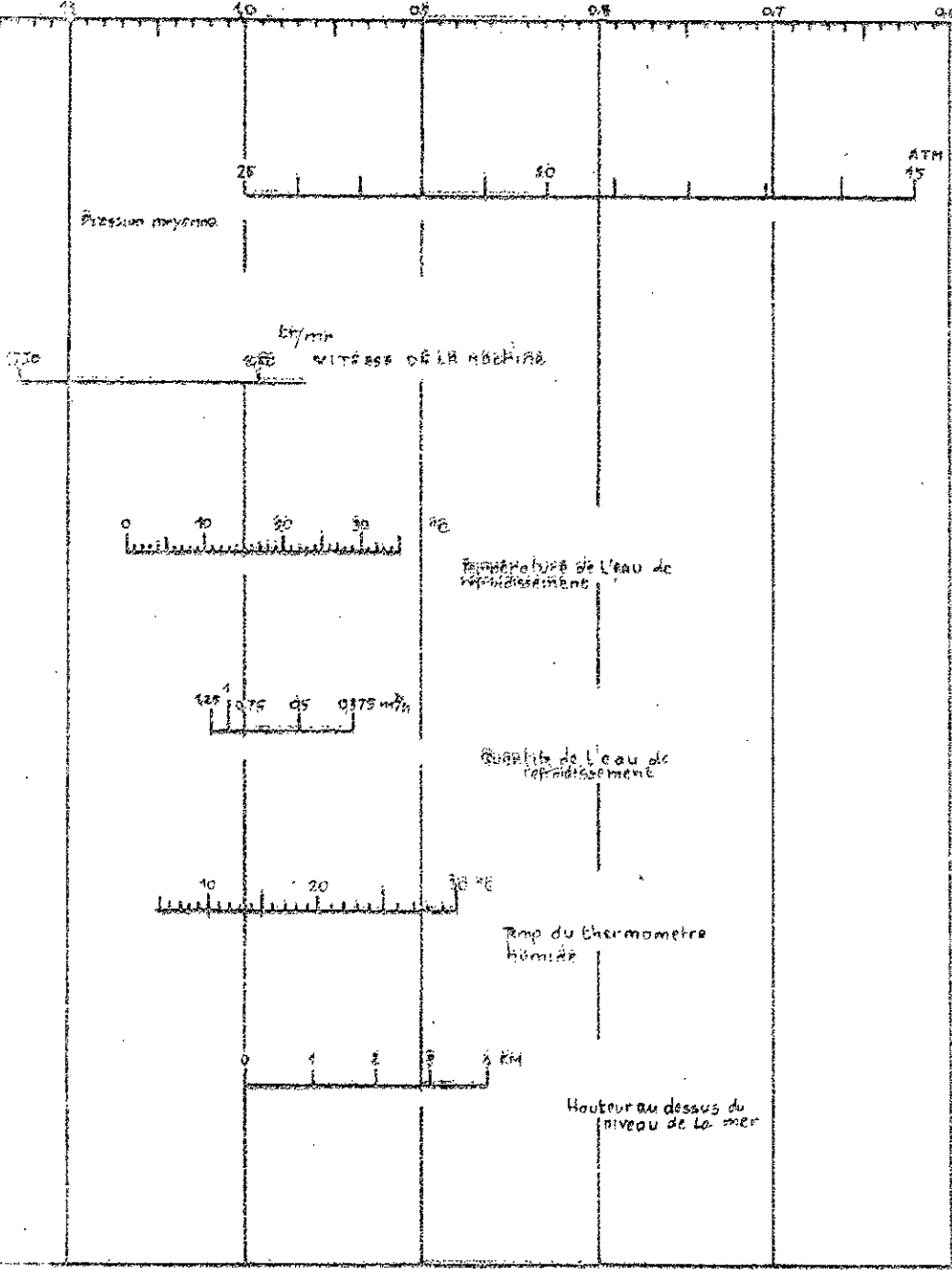
d'où  $T_a = 790^{\circ}K$ .

FIGURE 1



# TABLE DES FACTEURS DE LA MACHINE

COEFFICIENT





# BIBLIOGRAPHIE

AUTEUR	TITRE	EDITION
R.R. CONTE	Element de cryogenie	MASSON & CIE
W. POHLMANN	Formulaire du frigoriste	DUNOD
M. BAILLY	Thermodynamique technique Tome 2a & 2b	BORDAS
A. HOUBERECHTS	Thermodynamique technique	CH. UPSTPRUYST
R. VICHNIEVSKY	Thermodynamique appliquée AUX MACHINES	MASSON & CIE
F. KNEULE	Le sechage	EYROLLES
PHILIPS	Notices  Notice du compresseur	PHILIPS

