

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

ETUDE ET REALISATION D'UN DISPOSITIF
DE MESURE
DES GAZ NON CONDENSABLES

Proposé par :

Mr Z. AIDOUN

Etudié par :

FERNANE Hakim

Dirigé par :

Mr Z. AIDOUN

PROMOTION : JUIN 86

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

ETUDE ET REALISATION D'UN DISPOSITIF
DE MESURE
DES GAZ NON CONDENSABLES

Proposé par :
Mr Z. AIDOUN

Etudié par :
FERNANE Hakim

Dirigé par :
Mr Z. AIDOUN

PROMOTION : JUIN 86

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département: Mécanique

Promoteur: AIDOUN

Elève Ingénieur: FERNANE Hakim

وزارة التعليم العالي

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

فرع: الهندسة الميكانيكية

الموجه: عيسدون

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — فرنسية
Ecole Nationale Polytechnique

Ecole Nationale Polytechnique

الموضوع: دراسة وانشاء جهاز لقياس الغازات غير المكثفة.

الملخص: ان هذا المشروع يتمثل في دراسة وانشاء جهاز لقياس الغازات غير المكثفة في الدائرة المغلقة لحظة التكثيف وهي تنقسم الى قسمين:
القسم الاول: يتركز حول الليات التكثيف ويتضمن اعتبارات عامة على المكتشفات والقسم الثاني: يهتم بخصوصيات الجهاز المطروح ومبدأ تشغيله.

Sujet: ETUDE ET REALISATION D'UN DISPOSITIF DE MESURE DES GAZ NON CONDENSABLE

Résumé: L'objet de ce projet consiste en l'étude et la réalisation d'un dispositif de mesure des gaz non condensables dans le circuit fermé d'une boucle de condensation, celle ci se divise en deux parties. La première partie basée sur les mécanismes de la condensation contenant des considérations générales sur les condenseurs. La seconde partie intéresse les particularités de l'appareil en question ainsi que son principe de fonctionnement.

Subject: DESIGN AND BUILDING OF NON CONDENSABLE GASES MEASUREMENT APPARATUS

Abstract: The purpose of this project is study and design of an experimental apparatus to mesure the air content of laboratory produced steam. The study is subdivised into two part. The first one based on the condensation mechanisms contains general consideration on condenseur. The second part deals with apparatus particularities together with its operation principles.

Je tiens à remercier très vivement mon promoteur,
Monsieur Z.AIDOUN pour l'aide très précieuse qu'il m'a prodiguée
et son suivi lors de mon travail.

Je remercie l'ensemble des enseignants qui ont contribué
à ma formation d'ingénieur et à tout ceux qui m'ont aidé pour
réaliser ce modeste travail.

J'exprime également mes sincères remerciements à :

- Monsieur AIT ALI, Professeur à l'ENP, pour l'honneur qu'il
me fait de présider mon jury.
- Monsieur YOUNSI, Assistant à l'ENP, pour avoir accepté de
faire partie de mon jury.

- D E D I C A C E S

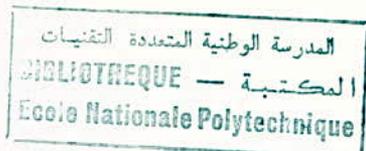
- Je dédie ce modeste travail :
- A mes chers parents,
- A la mémoire de ma grand-mère.



Certains symboles, en nombre restreint, peuvent avoir plus d'une signification. Mais ces différentes significations correspondent alors à des utilisations dans des chapitres indépendants, ce qui leur enlève tout risque d'ambiguïté.

Symboles	Unités	A P P L L A T I O N S
: Ps	: N/m ²	: Pression de saturation de la vapeur
: Pt	: N/m ²	: Pression absolue de la vapeur
: Pa	: N/m ²	: Pression partielle de l'air
: Pv	: N/m ²	: Pression partielle de la vapeur
: P	: N/m ²	: Pression atmosphérique
:	:	:
: Tf, Te, Ts	: °C	: Température : de sortie, d'entrée, de saturation
:	:	:
: Tp	: °C	: Température de la paroi
: g	: m/S ²	: Accélération de la pesanteur
: λ	: W/m °C	: Conductivité dynamique
: μ	: KG/m S	: Viscosité dynamique
: ρ	: Kg/m ³	: Masse volumique du film du condensat
: e _x	: m	: Epaisseur du film de condensat à la distance x
:	:	:
: U	: m/s	: Vitesse moyenne du film de condensat
: U	: m/s	: Vitesse du film de condensat
: I	: m	: Largeur de la paroi, longueur des tubes
: Lv	: Kcal/KG	: Chaleur latente de vaporisation
: h _x	: W/m ² °C	: Coefficient d'échange local de chaleur
: h	: W/m ² °C	: Coefficient moyen d'échange de chaleur
: Re	: -	: Nombre de Reynolds
: ν	: m ² /s	: Viscosité cinématique
: Cp	: Kcal/Kg °C	: Chaleur spécifique à pression constante
: Di, de	: m	: Diamètre : intérieur, extérieur des tubes
: σ	: N/m ²	: Tension superficielle
: Vv	: m/S	: Vitesse de la vapeur.
: I v	: KG/h	: Débit de vapeur à condenser
: Hv	: Kcal/KG	: Enthalpie de la vapeur
: Hc	: Kcal/KG	: Enthalpie du condensat
: K	: W/m ² °C	: Coefficient global d'échange de chaleur
: Nu	: -	: Nombre de Nusselt
: S	: m ²	: Surface d'échange
: Ø	: KW	: Flux de chaleur
: DTLM	: °C	: Ecart logarithmique moyen de température
: Qe	: m ³ /s	: Débit d'eau de refroidissement
: Kd	: Kg/Sm ² bar	: Coefficient massique de diffusion
: Kdm	: Kg/Sm ² bar	: Coefficient de diffusion de la vapeur dans le mélange
:	:	:
:	:	:

FIG	D E S I G N A T I O N	FACE
1	Croissance du fils de condensat.....	17
2	Profils de vitesses et de température.....	20
3	Variation du coefficient d'échange avec le nombre de Reynolds	27
4	Evolution des pressions partielles lors de la condensation de la vapeur.....	34
5	Influence de la présence gaz incondensables sur le coefficient de transfert de la chaleur (cas particulier).....	34
V.I	Schéma de principe de l'appareil.....	42



Introduction.....	1
CHAPITRE I - GENERALITES SUR LA PRODUCTION DE LA VAPEUR.	
1.1 - Introduction.....	2
1.2- Caractéristiques de la vapeur d'eau.....	2
1.2.1 Pression de vapeur saturants de l'eau.....	2
1.3 - Chaleur d'échauffement et chaleur latente de vaporisation...	3
1.3.1 Chaleur d'échauffement.....	3
1.3.2 Chaleur latente de vaporisation.....	4
1.4 - Chaleur totale.....	4
CHAPITRE II - Les condenseurs.	
II.1 - Généralités	5
II.1.1- Définition.....	5
II.1.2- Utilité du condenseur.....	5
II.1.3- Vide dans le condenseur.....	6
II.2 - Types de condenseurs.....	7
II.2.1- Principe du condenseur par mélange.....	8
II.2.2- Condenseur par surface.....	9
CHAPITRE III - Généralités et théorie de la condensation	
III.1 - Introduction.....	14
III.2 - Différents types de condensations par surface.....	15
III.2.1-Introduction.....	15
III.3 -Condensation par film.....	16
III.3.1-Condensation par film sur paroi verticale.....	16
III.3.2-Condensation par film à l'extérieur des tubes horizontaux.	22
III.4 -Condensation en gouttes.....	24
III.4.1-Mécanisme de la condensation en gouttes.....	24
III.4.2-Intêret de la condensation en gouttes.....	25
III.4.3-Qualité d'un promoteur organique.....	25
III.5 -Facteur intervenant lors de la condensation.....	26
III.5.1-Effet de la vitesse de la vapeur.....	27

III.52. influence des gaz non condensables dans la condensation vapeur sur des tubes.....	28
--	----

CHAPITRE IV - REALISATION DU DISPOSITIF DE MESURE
NON CONDENSABLES.



IV.1 - Introduction.....	35
IV.2 - Differents éléments constituant l'appareil.....	35
IV.3 - Dimensionnement des éléments importants.....	35
IV.4 - Réalisation et rôle de chaque élément.....	36
IV.5 - Assemblage des différents éléments de l'appareil.	38
IV.6 - Montage de l'appareil.....	39
IV.7 - Description et fonctionnement de l'appareil.....	39
IV.8 - Méthode de Mesure.....	40

CHAPITRE V. ETUDE ET REALISATION DE L'ECHANGEUR

I - Généralités.....	43
II - Détermination de la surface d'échange.....	43
III - Calcul de l'échangeur.....	46
III.1--Calcul thermique de l'échangeur.....	49
III.1.1- Flux de chaleur à évacuer	49
III.1.2- Débit d'eau de refroidissement.....	49
III.1.3- Ecart moyen logarithmique.....	50
III.1.4- Coefficient de transfert de chaleur global.....	50
III.1.5- Détermination de la surface d'échange	56

CHAPITRE VI - DISCUSSION

VI.1 - Introduction.....	57
VI.2 - Appareillage de Mesure.....	57
VI.2.1- Mesure de températures.....	57
VI.2.2- Mesure de pressions	58
VI.2.3- Pompe à vide.....	58
VI.2.4- Avantages et inconvénients de l'appareil.....	59.

ANNEXE

RAPPEL DES LOIS DES GAZ PARFAITS

- Loi de Mariotte.....	61
- Loi de Guy Lusaac.....	61
- Loi des pressions partielles (Loi de DALTON).....	62

C O N C L U S I O N.....	64.
--------------------------	-----

Dans le circuit de production d'énergie mécanique au moyen de la vapeur (utilisation de turbine à vapeur) il y a toujours un condenseur fonctionnant à basse pression, qui a pour rôle de récupérer la vapeur et la condenser pour être réutilisée à basse pression et aussi d'améliorer le rendement du cycle.

Le condenseur est un appareil très complexe et de dimension importante dans lequel sont placés des faisceaux de tubes parcourus par un fluide de refroidissement et sur lesquelles vient se condenser la vapeur sous forme de film plus ou moins épais. Cependant, vues les dimensions d'un condenseur courant et les nécessités de travailler sous vide, il est très difficile, voire impossible d'empêcher une quantité d'air de pénétrer dans la zone de condensation, soit avec la vapeur, soit par joints d'étanchéité.

L'air s'accumule en tapissant la surface d'échange et en diminuant la pression partielle de la vapeur; il a un effet nuisible sur les performances du condenseur. Il convient ainsi à défaut de pouvoir éliminer entièrement l'air de mesurer cette quantité d'air de manière à en tenir compte dans les calculs de performance du condenseur.

Le but de ce projet consiste donc en l'étude et la réalisation d'un dispositif de mesure de ces gaz incondensables se trouvant dans la vapeur d'eau saturée à la pression de saturation de 0,1 bar.



GENERALITES SUR LA PRODUCTION DE LA VAPEUR

I.1 - Introduction :

La vapeur d'eau est un fluide couramment utilisé dans les installations de production d'énergie mécanique ou électrique, c'est le cas, par exemple de centrales thermiques nucléaires ou d'applications marines etc.....

Du fait de son usage répandu, dû principalement à la disponibilité de l'eau en grande quantité, donc au prix de revient relativement peu élevé, qui en résulte, les procédés de production de la vapeur, ainsi que les propriétés physiques de celle-ci, ont été extensivement étudiées, c'est ainsi que des tables donnant les paramètres essentiels, de même que des diagrammes pour une utilisation rapide, ont été établis.

I.2 - Caractéristiques de la vapeur d'eau :

I.2.1 - Pression de vapeur saturante de l'eau :

Considérant une certaine masse de liquide (eau) prise à 0°C et une pression P_0 maintenue constante, en lui fournissant de la chaleur sa température va augmenter graduellement jusqu'à une valeur T_s , (température de saturation) où le liquide commence à bouillir P_0 étant la pression des vapeur saturante. Ainsi, pendant toute la durée de l'ébullition T_s et P_0 restent constantes. On a remarqué que la température de saturation a augmenté avec la pression du liquide.

Toutefois, il existe diverses relations empiriques permettant d'exprimer la pression en fonction de la température d'ébullition :

$$P = f(t).$$

Pour $t > 100^\circ\text{C}$, DUPPERAY a proposé la relation suivante :

$$P \text{ [kg/cm}^2\text{]} = 0,984 \left(\frac{t}{100} \right)^4$$

$$P \text{ [bars]} = 0,965 \left(\frac{t}{100} \right)^4 \quad \text{I/I}$$

La relation 1 est grossièrement approchée au voisinage du point critique C. On appelle point critique , le point pour lequel le volume massique de la vapeur et celui du liquide en équilibre sont égaux.

Le point C est caractérisé :

$$P_c = 221,2 \text{ bars}$$

$$T_c = 374,15^\circ\text{C}.$$

Pour $P > P^\circ$ on ne peut distinguer de surface de séparation entre le liquide et la vapeur.

1.3. - Chaleur d'échauffement et chaleur latente de vaporisation:

- Pour produire de la vapeur, on doit fournir à l'eau de la chaleur. Etant donné une masse de 1 kg d'eau à l'état (P_0, T_0); pour transformer cette masse en vapeur à l'état (P_s, T_s) , on doit :

- Chauffer l'eau jusqu'à l'état (P_s, T_s) la chaleur à fournir , dans ce cas, est appelée chaleur d'échauffement.

- Fournir la chaleur nécessaire pour transformer cette masse d'eau en vapeur toujours à la pression P_s et à la température T_s , c'est la chaleur latente de vaporisation.

1.3. 1. - Chaleur d'échauffement:

- L'eau étant à la pression P pour la chauffer de la température initiale T_0 à la température de saturation T_s , la chaleur à fournir, par kg d'eau, est donnée par la formule :

$q = C_p dT$ q : chaleur d'échauffement
 C_p : chaleur spécifique de l'eau à pression
 Constante.

La chaleur spécifique de l'eau à pression constante varie très faiblement avec la température, cependant, l'erreur commise est faible, en considérant C_p constant de sorte que l'on puisse écrire

$$q = C_p (T_s - T_o) = C_p T_s - C_p T_o \quad (1.2)$$

1.3. 2. - Chaleur latente de vaporisation :

- C'est la chaleur nécessaire à fournir à une masse de 1 kg de liquide à l'état (P_s, T_s), pour la transformer totalement en vapeur à la même pression P_s et à la même température T_s .

Les valeurs de la chaleur latente de vaporisation sont tabulées pour de différentes pressions de saturation.

Il existe une formule, empirique pour T_s comprise entre 0° C et 200°C, elle s'écrit :

$$L_v = 597,5 - 0,592 \cdot T_s \quad (K \text{ cal/kg})$$

$$L_v = 2500,8 - 2,48 \cdot T_s \quad (K \text{ j/kg})$$

Sous sa forme arrondie, elle devient :

$$L_v = 2500 - 2,5 T_s \quad (1,3)$$

En pratique lorsqu'on ne dispose pas de tables de vapeur, il est commode d'utiliser la formule (1.3), mais elle n'est valable que jusqu'à 200°C.

1.4. - Chaleur totale:

C'est la somme de l'enthalpie de l'eau à saturation (chaleur d'échauffement) et de la chaleur latente de vaporisation L_v elle s'écrit :

$$H = q + L_v$$

$$H = C_p (T_s - T_o) + L_v \quad (1.4)$$

LES CONDENSEURS

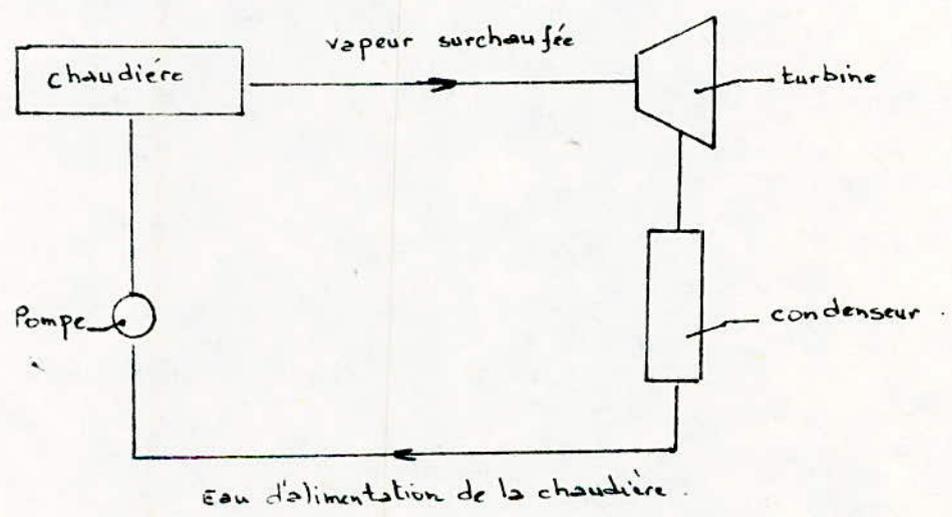
II.I - Généralités:

II.I.I - Définition :

Un condenseur est un appareil dont la fonction principale est de condenser de la vapeur, le réchauffage obligatoire du fluide froid auxiliaire n'étant qu'une conséquence (parfois nuisible), par opposition aux échangeurs de chaleur (réchauffeur) où la condensation de la vapeur n'est qu'un moyen d'obtenir le but désiré : le réchauffage de fluide.

II.I.2 - Utilité du condenseur : Le condenseur

Est utilisé dans presque tout les cycles thermodynamiques, dans la turbine il recueille la vapeur d'échappement, la condense et la renvoie de nouveau à l'alimentation du générateur de vapeur (chaudière)



a. Si la turbine n'a pas de condenseur, l'eau d'alimentation de la chaudière n'est pas récupérée, cette eau d'alimentation dont la production présente un investissement assez important est cédée à la nature.

b - Le rendement du cycle est amélioré.

En effet , appelons H_1 : l'enthalpie de la vapeur surchauffée. Si la turbine a un condenseur, la vapeur se détend jusqu'à la pression régnante dans le condenseur, soit H_0 l'enthalpie de la vapeur à l'entrée du condenseur, la quantité de chaleur transformée en énergie mécanique au niveau de turbine est Q :

$$Q = H_1 - H_e$$

L'eau condensée se trouvera à une température T_s et est prête à être envoyée vers le générateur, l'enthalpie de sorte $H_s (T_s)$

La de chaleur à fournir par kg d'eau est C :

$$C = H_1 - H_s$$

Le rendement du cycle s'exprime comme étant le rapport suivant :

$$\eta = \frac{Q}{C} = \frac{H_1 - H_e}{H_1 - H_s}$$

Si la turbine ne possède pas de condenseur, le terme qui va changer est H_e ; en effet on aura l'enthalpie à la sortie de la turbine qui est H_e car la température correspondante est plus élevée que dans le cas précédent donc le numérateur diminue et par suite le rendement diminue aussi.

II.I.3 Vide dans le condenseur

La condensation étant un phénomène diphasique, la température de saturation T_s de la vapeur à laquelle a lieu la condensation, fixe en première approximation la pression au condenseur. En fait, la présence d'air dans un condenseur accroît celle-ci.

La présence d'air et de gaz non condensable en général nuit aux échanges thermiques. Il est alors indispensable de l'extraire en permanence car on ne peut éviter les entrées d'air par ailleurs : au condenseur même, dans les circuits d'extraction d'eau condensée jusqu'à la pompe d'extraction, etc...

Les pertes de charge pouvant être considérées comme négligeables dans le condenseur, la pression absolue P_t est constante, et est égale à :

$$P_t = P_v + P_a$$

P_v : Pression partielle de la vapeur

P_a : Pression partielle d'air.

En suivant son trajet l'eau de refroidissement s'échauffe. A échange thermique égale, la température de vapeur augmente également. Donc P_v augmente et P_a diminue. La pression d'air est maximale dans la partie froide du condenseur. C'est là qu'on l'extrait après l'avoir refroidi pour diminuer son volume et aspirer le minimum de vapeur.

Dans la partie chaude on considère généralement qu'il n'y a pas d'accumulation d'air.

NB : (en fait il existe une perte de charge dans le faisceau tubulaire et ceci dépend bien sur de la géométrie de celui-ci).

Le vide dans le condenseur est défini comme étant la différence entre la pression atmosphérique P et la pression absolue P_t dans le condenseur soit :

$$\text{Vide} = P - P_t$$

L'indicateur de vide ou vacuomètre étant gradué en %

$$\text{Vide en \%} = \frac{P - P_t}{P}$$

La pression atmosphérique est prise, selon le cas, égale à celle existante à l'endroit du condenseur ou égale à la pression atmosphérique normale 1013 m bar ou 760 mm de Hg.

11.2. Types de condenseurs :

On distingue essentiellement deux types de condenseurs :

- les condenseurs par mélange : ou comme l'indique leur nom, il y a mélange total entre la vapeur à condenser et le fluide réfrigérant.
- Les condenseurs par surface : où il n' y a pas de contact entre la vapeur à condenser et le fluide réfrigérant, la surface d'échange s'interposant entre les deux.

La vapeur se condense sur la paroi extérieure des tubes dans lesquels circule le fluide réfrigérant.

II.2.1. - Principe du condenseur par mélange :

Dans un condenseur par mélange, la vapeur récupérée après détente dans la turbine et l'eau de refroidissement sont en contact direct.

Le principe du condenseur par mélange est simple; l'eau de réfrigération est introduite dans le condenseur où elle est pulvérisée le plus finement possible à travers des pulvérisateurs, elle rencontre la vapeur à condenser soit à écoulement soit à contre-courant et le mélange des deux fluides assure la condensation en provoquant le réchauffage de l'eau de réfrigération. Un certain nombre de chicanes disposées sur le parcours de la vapeur et de l'eau favorisant l'échange, comme pour un condenseur par surface, comme en général les condenseurs fonctionnent sous un vide partiel, un système extracteur d'air est indispensable, les gaz incondensables sont extraits à la partie supérieure du condenseur.

II. .1.2 - Calcul du débit d'eau de refroidissement :

Connaissant le débit de vapeur à condenser le débit d'eau de refroidissement est donné par la formule :

$$Q_c = \frac{Iv H_v - H_c}{H_c - H_e}$$

- Avec : Iv - Débit de vapeur à condenser (KG/h)
- He - Enthalpie de l'eau de refroidissement à Te (Kcal/KG)
- Hv - Enthalpie de la vapeur à condenser (Kcal/KG)
- Hc - Enthalpie du condensat à la température Ts (Kcal/KG)

II.3.3 - Avantages et inconvénients du condenseur par mélange :

L'avantage du condenseur par mélange est :

- leur simplicité
- leur fiabilité.

L'inconvénient du condenseur par mélange :

- La nécessité d'une eau de refroidissement de même qualité que la vapeur à condenser
- Ils sont limités en importance du fait de la remarque précédente

II.3.2 - Condenseur par surface :

II.3.2.1. Historique du condenseur par surface :

Le condenseur par surface remonte à WATT, qui en a construit , en 1765, un modèle conservé au " Science Museum " de Londres, puis elle fut reprise par HALL, qui construisit , en 1837, un condenseur pour machine, Bien qu'il ressemble aux appareils actuels, devenus indispensables, sauf que c'est la vapeur et non l'eau de refroidissement, qui circule dans les tubes , le condenseur de HALL ne se répandit pas et demeura longtemps ignoré. Un fait de ce genre n'est pas unique dans l'histoire des machines. D'une part, certaines difficultés dans la construction ou l'emploi des appareils, en réalité secondaire, sont considérées comme insurmontables : d'autre part, les conditions anciennes de marche ne rendaient pas aussi nécessaire qu'aujourd'hui certains appareils. /

II.3.2.2 Théorie du condenseur par surface :

Dans un condenseur par surface, la vapeur s'échappant de la turbine après détente dans le corps ~~basse~~-pression se

condense, par échange thermique, lorsqu'elle est en contact avec des tubes dans lesquelles circule l'eau de refroidissement, ou eau de circulation, l'eau étant prise dans une rivière avec un débit suffisant pour la condensation dans un lac ou à la mer.

En fait, dans un condenseur la vapeur qui se condense contient toujours une certaine quantité de gaz incondensables (en grande partie de l'air). Au fur et à mesure que la vapeur se condense, la pression partielle de la vapeur varie et la vapeur se condensera à la température de saturation correspondante à la pression partielle de la vapeur (Loi de DALTON).

En outre, dans le cas de centrales thermiques, il existe toujours une certaine perte de charge entre la bride d'échappement de la turbine et le bas du condenseur. Par conséquent, la pression totale est variable le long du trajet de la vapeur, et la pression partielle également. Ceci entraîne deux conséquences :

- La variation de pression totale due à la perte de charge entraîne une pression globale de condensation plus basse, donc une température de saturation plus basse.

La perte de charge entraîne une chute de la température de saturation. Par conséquent, il est indispensable que la différence théorique entre T_s et T_f (température de sortie de l'eau) soit supérieur à cette chute, faute de quoi l'échange serait impossible.

- La variation de pression partielle de la vapeur entraîne une condensation à une température plus faible que la température de saturation théorique. Ceci est à éviter.

En principe, on admet un sousrefroidissement de $0,5^\circ\text{C}$ dans un condenseur, d'où la nécessité d'éliminer au maximum les incondensables.

Les paramètres régissant l'échange sont :

- a - La température de saturation (T_s) de la vapeur qui est une donnée correspondant à la pression de service du condenseur.
- b - La température d'entrée d'eau (T_e) : c'est une donnée dépendant des conditions naturelles de l'eau.
- c - Le débit de vapeur à condenser (Q_v) : c'est la troisième donnée fondamentale.
- d - La température de sortie d'eau (T_f) : elle dépend du débit d'eau dont on peut disposer, compte tenu du flux calorifique à extraire, mais cette température de sortie d'eau ne doit jamais être prise trop proche de la température de saturation.
- e - Le coefficient de transfert (K) : de très nombreuses études ont été consacrées au calcul des coefficients de transfert ou d'échange en condensation.

II.3.2.3 - Coefficient de transfert théorique externe aux tubes :

La plupart des auteurs utilisent pour valeur du coefficient de transfert d'une vapeur saturée pure sur des tubes horizontaux :

$$h = 0,725 \left[\frac{\lambda_f^3 \cdot H_v \cdot \rho_f^2 \cdot g}{d_e \cdot \mu_f \cdot \Delta T} \right]^{1/4}$$

avec : $\Delta T = T_s - T_p$

d_e : diamètre extérieur du tube : (m)

g : accélération de la pesanteur : (m/s^2)

H_v : Enthalpie de la vapeur : (Kcal/kg)

μ_f : Viscosité dynamique du film du condensat à la température du film (Kcal:hmo)

λ_f : Conductibilité thermique du condensat.

Pour une condensation sur des tubes verticaux le coefficient théorique externe aux tubes est donné par :

1/4

$$h = 0,943 \cdot \left[\frac{\lambda_f^3 \cdot H_v \cdot \rho_f^2 \cdot g}{I \cdot \mu_f \cdot \Delta T} \right]$$

- Avec : I - longueur du tube : (m)
 - Température de la surface de condensation :

D'après Mc ADAMS la température de la surface de condensation (partie externe du tube) est légèrement inférieure à celle du film de condensat : Mc ADAMS l'évalue :

$$T_c = T_s - \frac{3}{4} \Delta T$$

d'où

$$\Delta T = \frac{4}{3} \cdot (T_s - T_c) ; (\Delta T = T_s - T_p)$$

$$T_p = T_s - \frac{4}{3} \cdot (T_s - T_c).$$

II.32.4 Fluide de réfrigérant :

le fluide réfrigérant est l'eau qui assure la condensation de la vapeur circulant autour des tubes, par échange thermique. On distingue deux modes de refroidissement :

a - Refroidissement à circuit fermé :

Lorsque la source d'eau ne peut pas assurer un débit nécessaire à la condensation totale de la vapeur, on recycle l'eau de refroidissement en la faisant circuler en circuit fermé, on est amené à refroidir celle-ci dans des réfrigérants atmosphériques.

b - Refroidissement à circuit ouvert :

Dans le cas des tranches nécessitant de gros débits d'eau de refroidissement, celle-ci ne peut être prise que dans certaines

rivières, lacs ou à la mer.

Le circuit est dit ouvert lorsque l'eau est rejetée après avoir servi à la condensation.

II.3.2.5 - Disposition des tubes :

On distingue deux sortes de disposition de tube, notamment la disposition en ligne, et la disposition en quinconce.

Pour une même vitesse d'air considéré comme fluide réfrigérant REIHER a trouvé que la disposition en quinconce était le siège de coefficients de transmission de chaleur largement plus élevée que dans la disposition en ligne.

-o-

CHAPITRE III

-o-

GENERALITES ET THEORIE DE LA CONDENSATION

III.1 - Introduction :

Une vapeur pure est en équilibre avec sa phase liquide si sa pression et sa température correspondent aux conditions de saturation P_s et T_s si une vapeur à l'état (P_v, T) (P_v pression partielle de la vapeur) vient en contact avec une paroi dont la température T_p est inférieure à celle de saturation T_s correspondant à P_v , une certaine masse de liquide se dépose sur la paroi froide, si le liquide mouille cette surface, le condensat forme un "film continu" ce type de condensation est le plus fréquent. Si à l'inverse, sous l'effet d'un "agent promoteur", le liquide ne mouille pas la surface, il se produit une "condensation en gouttes".

Le changement de phase s'accompagne de la libération d'une certaine quantité de chaleur qui transite vers la paroi froide à travers l'épaisseur de condensat déjà formé. Le coefficient d'échange à la surface de la paroi froide est donc d'autant plus élevé que cette épaisseur est plus réduite.

III.2 - Différents types de condensation par surface

III.2.1 - Introduction :

Au cours d'une étude relative à la condensation de la vapeur d'eau sur une paroi verticale refroidi par eau on constate que sur une surface sale et corrodée, la vapeur se condense en un film continu, sur la localité de la paroi. Avec une surface de cuivre chromé, le condensat se forme en gouttes, dont le volume croit rapidement (jusqu'à 3mm de diamètre) la condensation en gouttes peut aussi se produire en revêtant la surface d'une couche d'huile de pétrole qui pourrait être enlevée ultérieurement.

Pour un tube la vapeur en se condensant peut former de petites gouttes de liquide à la surface du tube. Ces gouttelettes peuvent ne présenter aucune affinité pour la surface et elles tombent du tube laissant le métal nu, sur lequel d'autres gouttes peuvent alors se former. Lorsque la condensation a lieu suivant ce mécanisme, on l'appelle " condensation en gouttes ".

La plupart du temps, cependant, un film peut apparaître lorsque la vapeur se condense et reste en contact avec le tube.

La vapeur se condense alors sur le métal ce mode de condensation est dit " condensation par film ".

La condensation en gouttes donne des coefficients de transmission quatre à huit fois supérieurs au coefficient de transmission de la condensation par film, cependant dans la majorité des cas, dans les condenseurs c'est le processus de la condensation par film qui prévaut bien que la condensation en gouttes donne des résultats nettement supérieurs.

III.3 - Condensation par film :

La condensation par film a été ébauchée par Nusselt, aussi bien sur les parois verticales que sur les tubes horizontaux.

III.3.1 - Condensation par film sur paroi verticale

III.3.1.1 - Modèle théorique fondamentale (équation de Nusselt)

Nusselt a établi en 1916 la relation théorique régissant un écoulement laminaire de condensat donnant le coefficient de transfert de chaleur entre une vapeur pure saturée et une surface froide.

Les hypothèses fondamentales sont les suivantes :

A - La vapeur est une " vapeur pure ", au repos, saturée à la température de saturation T_s correspondant à la pression P_v d'alimentation de l'enceinte.

B - La température T_p de la paroi est constante sur toute sa surface et le phénomène est permanent (T_e les paramètres en chaque point sont indépendants du temps)

C - Le film s'écoule vers le bas sous l'effet de la force de gravité et son épaisseur reste suffisamment faible pour que le régime d'écoulement dans le film soit laminaire.

D - En ce condensat la vapeur libère sa chaleur latente de vaporisation et le liquide formé est refroidi à une température inférieure à T_s . La chaleur ainsi dégagée se transmet à la paroi par conduction à travers le film.

- En admettant que la vapeur à l'extérieur de la couche du condensat est en équilibre hydrostatique un élément de volume

$L dx dy$ (Fig1) est en équilibre sous l'effet de la force de pesanteur (diminuée de la poussée d'Archimède due à la vapeur) et des contraintes tangentiellles de viscosité.

on a donc selon l'axe x .

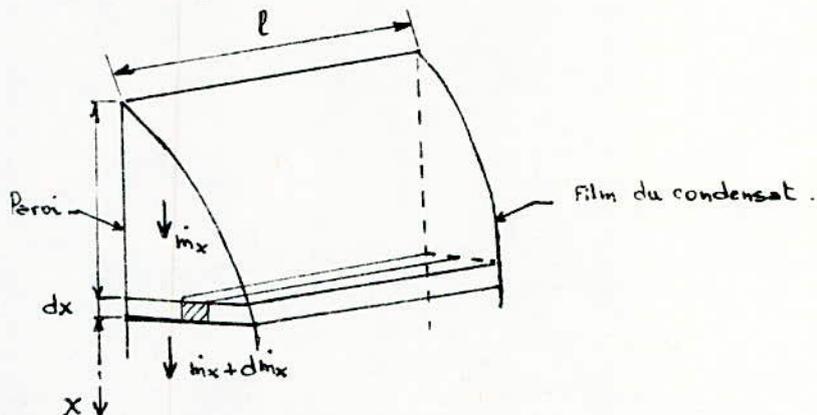


Fig 1 - croissance du film

$$(P_l - P_v) g l dx dy + (\mu_e \cdot l dx \frac{du}{dy})_{y+dy} - (\mu_e \cdot l dx \frac{du}{dy})_y = 0 \quad (1)$$

Or on sait que :

$$\frac{du}{dy} \Big|_{y+dy} = \frac{du}{dy} \Big|_y + \frac{d^2u}{dy^2} \cdot dy$$

En substituant dans (1) et après simplification , on obtient :

$$\frac{d^2u}{dy^2} = - \frac{P_l - P_v}{\mu_e} \cdot g \quad (2)$$

où les indices l et v se referent respectivement aux phases liquide et vapeur.

En intégrant deux fois de suite la relation (2) et on tenant compte des conditions .

pour $y = e x$ (contrainte tangentielle nulle à la surface du film)

et $y=0$ $u=0$ vitesse nul au contact de la paroi.

L'expression du profil de vitesse dans le film du condensat sera alors

$$U(y) = \frac{(\rho_l - \rho_v)}{\mu_l} \cdot g \left(e x y - \frac{y^2}{2} \right) \quad (3)$$

Où : ρ_l : masse volumique du liquide

ρ_v : " " de la vapeur

μ_l : viscosité dynamique du liquide

$e x$: épaisseur du film du condensat

la distance x

Le "débit massique" par unité de largeur sera donc :

$$\dot{m}_x = g \cdot \rho_l \cdot \frac{(\rho_l - \rho_v)}{3 \mu_l} \cdot e x^3 \quad (4)$$

la masse du condensat \dot{m}_x , formée sur l'intertriale dx : entraîne donc un accroissement de_x d'épaisseur du film, tel que

$$\frac{d\dot{m}_x}{dx} = g \cdot \rho_l \cdot \frac{(\rho_l - \rho_v)}{\mu_l} e x^2 \frac{de_x}{dx} \quad (5)$$

Le dégagement de chaleur correspondant à \dot{m}_x est égal à :

$$dQ = L_v' \dot{m}_x \quad (6)$$

$$L_v' = L_v + 0,68 \text{ cp} \cdot (T_s - T_p)$$

où L_v : désigne la chaleur latente de vaporisation de la vapeur considérée.

cp : chaleur spécifique à pression constante

Cette quantité de chaleur, en régime permanent, se transmet intégralement à la paroi, soit :

$$\frac{dQ}{ds} = \frac{\lambda l}{e_x} (T_s - T_p) = L_v' \cdot \frac{dm_x}{dx} \quad (7)$$

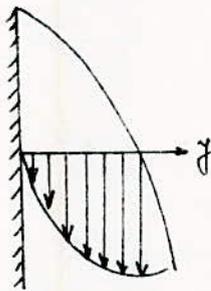
L'élimination de dm_x entre les relations (5) et (7) donne l'expression de l'épaisseur e_x :

$$e_x = \left[\frac{4 \mu l \cdot \lambda l \cdot x (T_s - T_p)}{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) L_v'} \right]^{1/4} \quad (8)$$

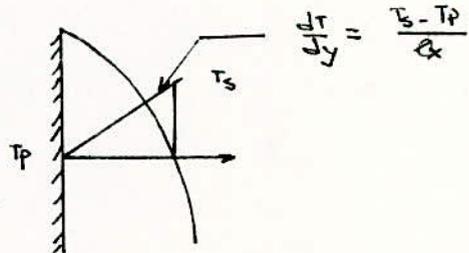
μ_l : viscosité dynamique du film de condensat

λ_l : conductivité thermique du film de condensat

x : distance à laquelle l'épaisseur est mesurée à partir du bord supérieur de la surface.



Profil des vitesses



Profil des températures

Fig .2

Le coefficient d'échange local est égal à :

$$h_x = \frac{\lambda_l}{e_x} = \left[\frac{g \cdot \rho_l (\rho_l - \rho_v) L_v' \lambda_l^3}{4 \mu_l \cdot x \cdot (T_s - T_p)} \right]^{1/4} \quad (9)$$

On remarque que :

- h_x diminue lorsque l'abscisse x et donc l'épaisseur du film augmente
- h_x diminue également lorsque $(T_s - T_p)$ augmente

Pour une vapeur se condensant sur une paroi de hauteur H la valeur moyenne \bar{h} du coefficient d'échange sera :

$$\bar{h} = \frac{1}{H} \int_0^H h_x \cdot dx = \frac{4}{3} [h_x]_{x=H}$$

sait

$$\bar{h} = 0,943 \cdot \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g L_v' \lambda_l^3}{\mu_l \cdot H (T_s - T_p)} \right]^{1/4} \quad (10)$$

Cette relation a été obtenue par Nusselt en 1916

- Pour une surface inclinée d'un angle ψ par rapport au plan horizontal la valeur moyenne \bar{h} du coefficient d'échange est :

$$\bar{h} = 0,943 \cdot \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) \cdot g L_v' \lambda_l^3 \sin \psi}{\mu_l \cdot H (T_s - T_p)} \right]^{1/4} \quad (11)$$

Cette étude de Nusselt faite pour une plaque plane verticale est également valable pour les surfaces intérieurs et extérieurs de tube verticaux si les diamètres des tubes sont grands en comparaison de l'épaisseur de film. Toutefois ces résultats ne peuvent être utilisés pour des tuyaux inclinés dans un tel cas l'écoulement

du film ne se fait parallèlement à l'axe du tube et l'angle d'inclinaison réel varie avec x .

- Remarques concernant la formule de Nusselt:

Les propriétés physique du film liquide dans les équations (1) jusqu'à (10) peuvent être rapportées à la température moyenne arithmétique entre la température de la paroi et de celle de la vapeur.

Dans ce cas les équations de Nusselt sont satisfaisantes pour calculer la conductance par unité de surface relative à des vapeurs qui se condensent. Les données expérimentales sont sensiblement en accord avec la théorie de Nusselt quant les conditions physiques sont conformes aux hypothèses faites dans l'étude du phénomène. Des écarts à la théorie de Nusselt apparaissent lorsque l'écoulement du condensat devient turbulent, lorsque la vitesse de la vapeur est très élevée ou lorsque on essaie de rendre la surface non mouillable.

Tous ces facteurs tendent à augmenter le coefficient d'échange local, et c'est pourquoi la théorie de Nusselt donne toujours des résultats approchés.

II.3.2 - Condensation par film à l'exterieur des tubes horizontaux.

Par une méthode semblable à celle qui a été employée pour une paroi verticale en supposant un écoulement laminaire du condensat, Abramowitz a obtenu les équations suivantes, sans dimensions pour un seul tube horizontal.

Coefficient moyen d'échange de chaleur

$$h = 0,728 \left[\frac{\rho_e (\rho_e - \rho_v) \cdot g \cdot h_v' \cdot \lambda_e^3}{\mu_e \cdot D_e \cdot (T_s - T_p)} \right]^{1/4} \quad (12)$$

Sous une forme adimensionnelle

$$\frac{h}{\lambda_e} \left(\frac{\nu_e^2}{g} \right)^{1/3} = 1,2 \text{Re}^{-1/3} \quad (13)$$

du fait que la moitié du condensat passe de chaque côté du tube nous avons

$$\text{Re} = 4 \frac{\dot{m}/2}{\mu_e} = 2 \frac{\dot{m}}{\mu_e}$$

\dot{m} : masse totale de condensat formé par unité de longueur du tube.

Le nombre critique de Reynolds de 2100 correspond dans le cas d'un tube horizontal $\geq \frac{4\dot{m}}{\mu_e} = 4200$.

Dans le cas d'un ^{tube} isolé, l'épaisseur reste suffisamment faible pour que le régime d'écoulement du film ^{sur} toujours laminaire. Pour n tubes horizontaux disposés en plan vertical de telle façon que le condensat d'un tube tombent directement au sommet du tube inférieur sans éclaboussure, il suffit de remplacer dans

l'expression (12) le diamètre de par le produit $n D_e$, soit :

$$\bar{h} = 0,728 \left[\frac{\rho_e \cdot (\rho_e - \rho_v) \cdot g \cdot h_v' \cdot \lambda_e^3}{\mu_e \cdot n D_e \cdot (T_s - T_p)} \right]^{1/4} \quad (14)$$

Si le régime d'écoulement du film reste laminaire malgré l'augmentation de surface de la paroi.

Les résultats fournis par cette équation s'avèrent cependant en général inférieurs aux valeurs du coefficient d'échange obtenues expérimentale car une certaine quantité de turbulence est inévitable dans un système de ce genre.

Une étude meilleur en accord avec les données expérimentales a été faite par Chen suggérant que puisque le liquide est sous refroidi, une condensation supplémentaire se conduit sur la couche liquide situé entre les tubes.

En supposant que tout le sous refroidissement est utilisé pour cette condensation supplémentaire, l'étude de Chen aboutit à l'équation.

$$h = 0,728 \cdot \left[1 + 0,2(h-1) \frac{c_p \cdot (T_s - T_p)}{L_v} \right] \cdot \left[\frac{\rho_e (\rho_e - \rho_v) g h_v' \lambda_e^3}{\mu_e \cdot n D_e \cdot (T_s - T_p)} \right]^{1/4} \quad (15)$$

III.4 - Condensation en gouttes

III.4.1 - Mécanisme de la condensation en gouttes:

Une condensation en gouttes peut être obtenue avec des mélanges de vapeur d'eau et d'autres vapeurs, mais la vapeur d'eau est la seule vapeur pure pour laquelle on possède des conclusions certaines au sujet de ce type de condensation. Elle a été étudiée par de nombreux chercheurs et un certain nombre de conclusions erronées avaient été établies initialement. Des résultats plus concluants ont été obtenus par NAGLES et ses collaborateurs.

Si la condensation en film s'obtient toujours avec une vapeur propre; se condensant sur des surfaces propres, que ces dernières soient rigueuses ou lisses, sans tenir compte de la présence de gaz simples non condensables; la condensation en gouttes de la vapeur d'eau quand à elle s'obtient seulement lorsque la surface de condensation est recouverte d'un agent convenable évitant que le condensat ne vienne mouiller la surface de condensation.

Bien que de nombreuses substances (y compris les huiles d'hydrocarbures) empêchent ses surfaces d'être temporairement mouillées, seulement celles qui sont absorbés ou solidement accrochées à la surface ont une valeur en tant qu'agent éviant son mouillage.

Si le produit déposé réduit suffisamment la tension superficielle pour rendre la surface non mouillable, le condensat se réunira en gouttes qui croîtront jusqu'à ce que les forces de pesanteur les fassent rouler vers le bas de la surface.

Dans ses conditions, étant donné qu'à tout instant une partie importante de la surface de condensation n'est pas recouverte de condensat, pour une différence de température donnée, on obtiendra des vitesses de condensation plus élevées que si la surface n'était pas enduite d'un tel agent protecteur.

III.4.2 - Intérêt de la condensation en gouttes

Le plus grand intérêt de la condensation en gouttes est qu'elle permet d'obtenir des coefficients de transfert élevés par suite de l'élimination de la résistance thermique introduite par le film atteignant 8 à 10 fois ceux qui sont prévus par la formule de MUSSELT.

La condensation en gouttes ne se produit qu'en présence d'une surface hydrophobe. En général, sauf en des zones où il peut intervenir accidentellement et de manière temporaire, ce type de condensation doit être provoqué à l'aide d'un "Promoteur"

Dans ce but, plusieurs méthodes sont utilisées :

- L'introduction dans la phase vapeur d'un produit organique hydrophobe.

Le dépôt sur le tube de condensation d'un produit sous forme liquide pâteuse.

- Le revêtement de la surface par un matériau hydrophobe solide doué d'une bonne adhérence sur le métal support.

III.4.3 - Qualités d'un promoteur organique:

Un promoteur organique doit satisfaire certaines conditions :

- faible solubilité dans l'eau (pour la condensation de vapeur d'eau)

- faible pouvoir toxique

- Bonne adhérence sur le support
- Caractère hydrophobe élevée, action prolongée.

Les produits généralement utilisés sont :

Les huiles minérales, les acides gras et lourds sels ou les cires.

On cite en particulier le bensyl mercaptan et l'acide oléique .

Cependant leur activité est peu durable (très inférieure à 1000 heures) et la surface doit être régénérée fréquemment. Ceci est à l'origine de l'idée d'introduire ses produits dans la phase vapeur elle-même.

III.5 Facteur intervenant lors de la condensation :

Le nombre de Reynolds du film de condensat est défini :

$$Re_x = \frac{\bar{u}_e \cdot Dh}{\nu_e}$$

où \bar{u}_e : vitesse moyenne dans le film
 Dh : est le diamètre hydraulique du film $Dh = 4 \cdot e_x$

ν_e : Viscosité cinématique : $\nu_e = \frac{\rho_e}{\mu_e}$

$$Re_x = \frac{4 \cdot \rho_e \cdot \bar{u}_e \cdot e_x}{\mu_e} = 4 \cdot \frac{\rho_e \bar{u}_e e_x}{\mu_e} = \frac{4}{3} \cdot \frac{g \cdot \rho_e^2}{\mu_e^2} e_x^3 \quad (16)$$

or, $e_x = \frac{\lambda_e}{hx}$ donc la relation s'écrit : $\frac{hx}{\lambda_e} \cdot \left(\frac{\nu_e^2}{g} \right)^{1/3} = 1,1 \cdot Re_x^{-1/3}$

Soit un coefficient moyen d'échange défini par :

$$\frac{\bar{h}}{\lambda_e} = \left(\frac{\nu_e^2}{g} \right)^{1/3} = 1,47 \cdot Re^{-1/3} \quad (17)$$

Nombre de Reynolds atteint dans le film au pied de la paroi.

- Variattion du coefficient de transfert avec le nombre de Reynolds du film de condensat.

L'écoulement dans le film reste laminaire jusqu'à un nombre de Reynolds d'environ 1800 .Toutefois , bien avant cette valeur la surface du film est marquée par une ondulation qui est causée par la tension superficielle et qui tend à augmenter légèrement le coefficient d'échange. Lorsque le régime d'écoulement devient turbulent ($R \approx 1800$), les échanges de chaleur à l'inéterior du film ^{sont considérablement accrus} . Elle devra donc éventuellement être complétée par la formule de **MUSSELT** pour la zone laminaire.

Relation de KIRKBRIDE : $\frac{\bar{h}}{\lambda l} \left(\frac{D_e^2}{g} \right)^{1/3} = 0,0077 \cdot Re^{0,4} \quad (18)$

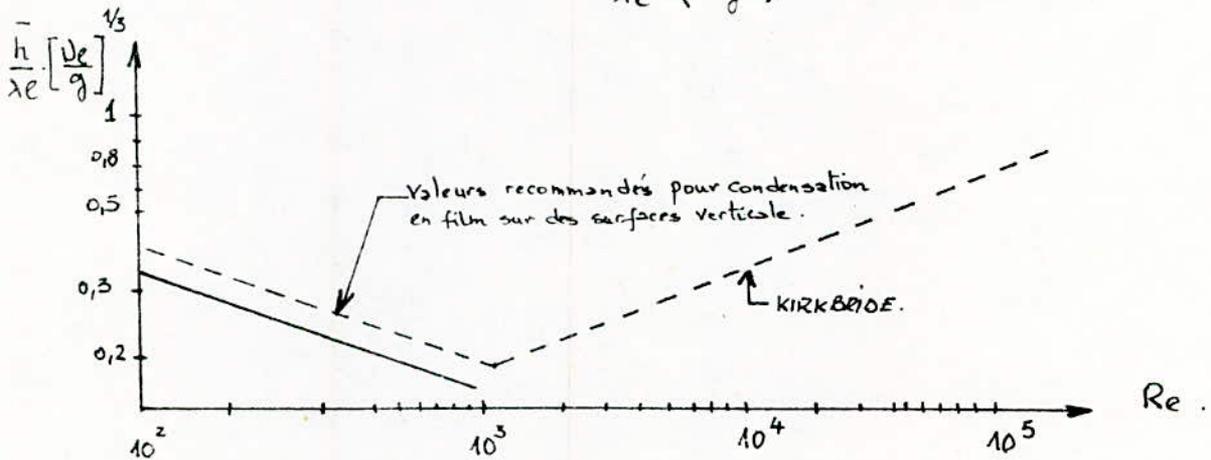


FIG3- Variation du coefficient d'échange avec le nombre de Reynolds .

III.5.1 - Effet de la vitesse de la vapeur

III.5.1.1 - Variation du coefficient d'échange avec la vitesse de la vapeur

Une des approximations faite dans la théorie de **MUSSELT** suppose que la résistance de frottement entre le condensat et la vapeur est négligeable. Cette approximation cesse d'être valable

lorsque la vitesse de la vapeur non condensée est importante par rapport à la vitesse du liquide à l'interface vapeur-condensat

Lorsque la vapeur s'écoule vers le haut, elle ajoute une force retardatrice aux cisaillement visqueux et provoque une augmentation de l'épaisseur du film. Avec un écoulement de la vapeur vers le bas, l'épaisseur du film décroît et les conductances de surface deviennent notablement plus grandes que celle obtenu à partir de l'équation (10).

Cette influence n'est toutefois sensible que pour des vitesses assez importantes (de l'ordre de 100m/s) ou lorsque la condensation se produit à l'intérieur des tubes. Si la vitesse de la vapeur n'est pas nulle, il n'y a pas d'accumulation de gaz non condensables.

III.5.2 - Influence des gaz non condensables dans la condensation de vapeur sur des tubes

III.5.2.1 - Introduction :

La condensation se produit lorsqu'un mélange d'une vapeur condensable et d'un gaz non condensable est en contact avec un plan plus froid que le point de rosée du mélange.

En l'absence de condensation en goutte, une couche de condensat se forme sur les surfaces réfrigérantes, et un film de mélange de gaz non condensable et de vapeur se forme près de la couche du condensat, par accumulation, la concentration de la vapeur dans le film gazeux étant plus faible que dans le mélange. Comme l'a remarqué Lewis, étant donnée la différence de pression partielle de la vapeur la surface de séparation entre le gaz et le film liquide, la vapeur diffuse depuis le mélange à travers le film gazeux pour se liquéfier sur les faces communes

ainsi la chaleur latente et la chaleur sensible perdue par la vapeur se transmettent simultanément à travers la couche du condensat.

Néanmoins la chaleur latente n'est pas transmise à travers le film gazeux, sauf cas particulier sur une surface très froide, si le point de rosée peut être atteint dans le film gazeux produisant en son sein un brouillard.

Lorsque le mélange circule le long de la surface de refroidissement, il se refroidit et la chaleur sensible ainsi extraite est transmise à travers le film gazeux par conduction et convection, elle traverse la couche de condensat puis la paroi métallique pour atteindre le milieu de refroidissement de l'autre côté de la paroi,

La quantité de condensation dépend des lois de diffusion de la vapeur à travers un film de gaz non condensable, alors que la chaleur sensible se transmet selon des lois classiques de transmission de la chaleur par conduction et convection.

III.5.2.2 - Condensation d'une vapeur en présence d'un gaz incondensable

Lorsque le mélange formé par une vapeur et un gaz incondensable arrive au contact d'une paroi dont la température est inférieure au point de rosée du mélange, il y a formation d'un film de condensat.

La pression totale du mélange P_t est la somme des pressions du gaz incondensable P_g et de la vapeur P_v au coeur du mélange.

A la surface du film du condensat, la pression partielle

de vapeur est égale à la pression de saturation à la température du film P_s étant la pression partielle du gaz alors : $P_g = P_t - P_s$.

L'écart des pressions partielles de vapeur ($P_v - P_s$) permet à la vapeur contenue dans le mélange de diffuser à travers le film de gaz et de venir nourrir le film de condensat. Il y a par conséquent transfert de chaleur latente de la masse du mélange vers la paroi.

A ce transfert de chaleur latente s'ajoute un autre échange de chaleur résultant de l'écart ($T_{mél} - T_s$) existant entre la température de la masse du mélange et la température du film condensé. Ces deux transferts ne sont d'ailleurs pas indépendants l'un de l'autre finalement le bilan calorifique de l'unité de surface de paroi permet d'écrire :

$$\alpha_1 \cdot (T_{mél} - T_{sat}) + K_d (P_v - P_s) L_v = (T_s - T) \alpha' (T_{mél} - T) \quad (49)$$

- avec :
- α_1 : Coefficient de transmission , sans condensation, mélange -paroi ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)
 - α' : Coefficient de transmission fluidé froid-paroi, corrigé de la transmission dans la paroi rapporté à la surface où se forme le film de condensat ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)
 - K : Coefficient global de transmission ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)
 - $T_{mél}$: Température du mélange ($^\circ C$)
 - T_s : Température du condensat ($^\circ C$)
 - P_v : Pression partielle de la vapeur dans le mélange (bar abs)
 - P_s : Pression de saturation de la vapeur T_s (Bar abs)
 - L_v : Chaleur latente de vaporisation (J/kg)
 - K_d : Coefficient massique de diffusion ($Kg/S \text{ } m^2 \text{ } bar$).

En ce qui concerne le coefficient de diffusion de la vapeur dans le gaz, Chilton et Colburn ont établi que :

$$K_d = \frac{M_v}{M_m} \cdot \frac{\alpha_1 \left(\frac{C_p \eta}{\lambda} \right)^{2/3}}{c_p \cdot S_p \left(\frac{\eta}{\rho \cdot k_d} \right)^{2/3}} \quad (20)$$

$$K_d = \frac{M_v}{M_m} \cdot \frac{\alpha_1}{S_p} \cdot \frac{1}{C_p^{1/3}} \left(\frac{P_{kd}}{\lambda} \right)^{2/3}$$

AVEC :

M_v : Masse molaire de la vapeur (sans dimension)

M_m : Masse molaire du mélange (sans dimension)

η : Viscosité à la température de la paroi

S_p : Moyenne logarithmique des pressions partielles P_g et P_g' du gaz dans le mélange et au contact du film de condensat (bar abs).

C_p : Chaleur massique du mélange à P_t et T_{me1} (J/kg °C)

ρ : Masse volumique du mélange à P_t et T_{me1} (kg/m³)

α : Conductivité du mélange à P_t et T_{me}.

Parmi les différentes ^{formules} empiriques établies pour le calcul de K_d, nous retiendrons celle de Gilliland pour un seul gaz incondensable.

$$k_d = 0,0043 \cdot 10^{-4} \frac{(T_{me1} + 273)^{2/3}}{P_t \cdot (V_v^{2/3} + V_g^{1/3})^2} \left(\frac{1}{M_v} + \frac{1}{M_g} \right)^{1/2}$$

avec :

M_g : Masse molaire du gaz (sans dimension)

V_v : Volume moléculaire de la vapeur au point d'ébullition normal (10⁻⁶ m³)

V_g : Volume moléculaire du gaz au point d'ébullition normal (10⁻⁶ m³)

Si la vapeur contient un mélange ou si y a plusieurs incondensables on emploie la formule de Wilde.

$$k_{dm} = \frac{1 - Y_1}{\sum_{L=2}^{L=n} \left(\frac{Y_i}{k_{di}} \right)}$$

avec :

- k_{dm} : coefficient de diffusion de la vapeur dans le mélange
- k_{di} : Coefficient de diffusion de la vapeur dans l'incondensable i (L pouvant varier de 2 à n)
- Y_1 : Fraction de vapeur en volume dans le mélange
- Y_i : Fraction d'incondensable i en volume dans le mélange.

- Considérons le cas de la vapeur d'eau contenant de l'air . Pression totale donnée, la pression de l'air diminue la pression partielle de la vapeur, soit sa pression de saturation et donc sa température de saturation. T_s diminue, soit $(T_s - T_p)$ et donc l'échange de chaleur se fait moins bien. Par conséquent, cela impose, pour évacuer une même quantité de chaleur , ~~une surface de chaleur~~, une surface d'échange plus grande : (Voir FIG 5).

III.5.2.3 - Influence de la présence des gaz incondensables sur le coefficient de transfert de chaleur

La figure 6 permet d'apprécier cette influence dans un cas particulier.

Elle explique la variation du coefficient de transfert de chaleur en fonction de la quantité des gaz incondensables.

On constate bien que le coefficient de transfert de chaleur diminue lorsque la quantité de gaz incondensables augmente c'est pour cela que des précautions particulières doivent être prises pour éliminer les incondensables . Toutefois , puisque leur élimination définitive est impossible, des méthodes de calcul permettent d'en tenir compte de manière au moins approchée

Voir FIG 6 : Influence de la présence de gaz incondensable sur le coefficient de transfert de chaleur (cas particulier).

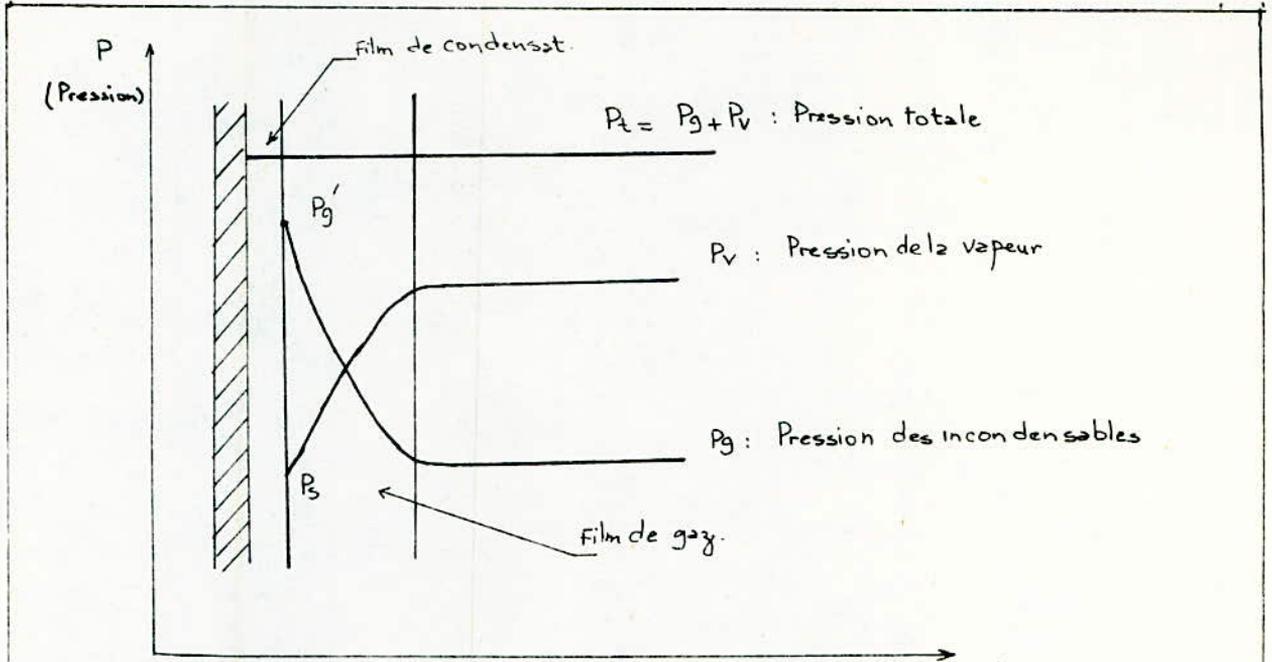


FIG. 5. Evolution des pressions partielles

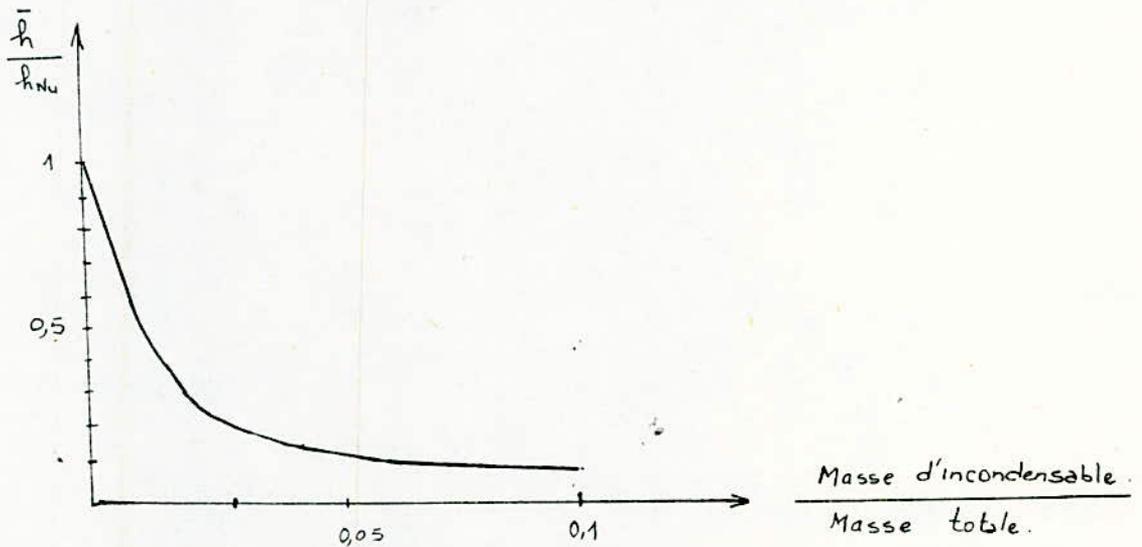


FIG. 6. Influence de la presence de gaz incondensables sur le coefficient de transfert de la chaleur (cas particulier).

REALISATION DU DISPOSITIF DE MESURE DES GAZ NON CONDENSABLES

IV.1 - Introduction :

Notre appareil est conçu pour déterminer la quantité de gaz non condensables existant dans la vapeur d'eau saturée, la méthode de mesure est simple, elle est basée sur le principe de la variation des pressions (lois des pressions partielles).

Dans ce qui suit, nous nous proposons de donner des détails sur l'appareil et la méthode de mesure.

IV.2 - Différents éléments constituant l'appareil :

- Notre appareil est constitué des éléments suivants :
- un échangeur à contre courant (avec une pompe de circulation de l'eau de refroidissement)
 - Une burette B_1 pour la récupération et la mesure de la quantité de vapeur condensée.
 - deux barettes B_2 et B_3 communicante pour la mesure du volume des gaz non condensables .
 - Un flacon d'aspiration (branché à la pompe à vide)
 - Une pompe à vide
 - Un manomètre à mercure pour la mesure de la surpression causé par les gaz non condensables.
 - Des vannes (robinet pour fermeture ou ouverture du circuit)
 - Une tuyauterie en cuivre qui sert de jonction des différents éléments de l'appareil cité.

IV.3 - Dimensionnement des éléments importants :

Pour le dimensionnement nous avons choisi un échangeur

capable de condenser 36kg/h de vapeur d'eau saturée à la pression de 1 bar jusqu'à 0,1 bar (pour le calcul voir chapitre V).

- Les burettes B₂ et B₃ ont été choisies avec un diamètre intérieur assez important (50mm) et ceci afin de faciliter la lecture et de minimiser les risques d'erreurs pouvant être causés par des fluctuations de niveau.

IV - 4. - Réalisation et rôle de chaque élément :

- Echangeur :

L'échangeur a été réalisé en fonction des possibilités et du matériel disponible à l'atelier.

* Corps de l'échangeur.

La conception du corps de l'échangeur est telle qu'elle doit assurer l'étanchéité de l'eau de refroidissement circulant à l'intérieur. Le corps est réalisé à partir d'une feuille de tôle en acier (A 70) de 1,5mm d'épaisseur, la feuille est enroulée en un cylindre puis soudée sur sa longueur (soudure homogène) fermée sur ces deux faces latérales par deux couvercles (disque en acier) assemblés par système vis écrou démontable afin de permettre un nettoyage.

* Serpentin

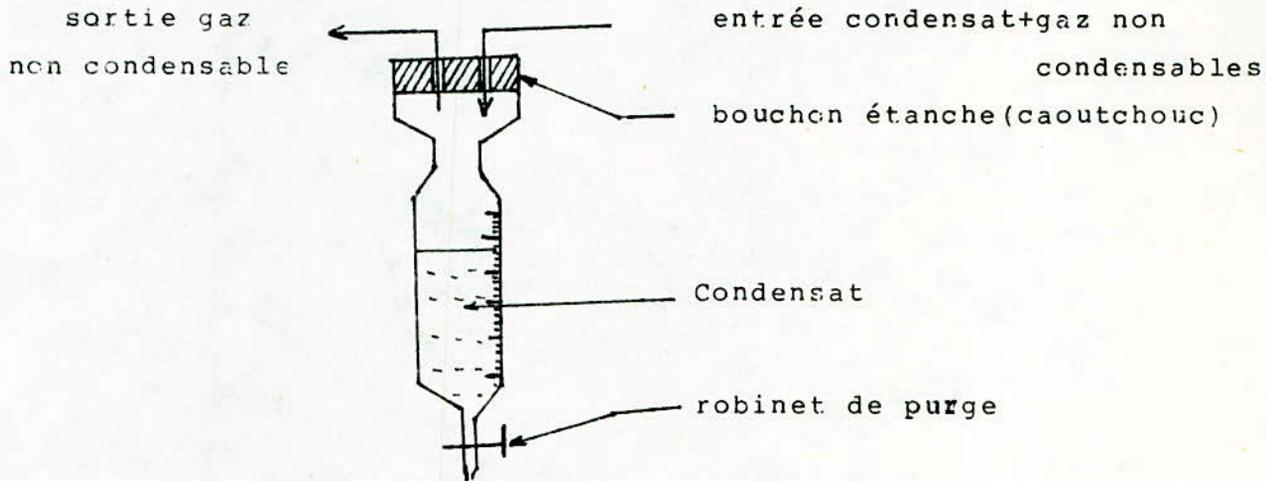
Le serpentin est réalisé à partir d'un tube en cuivre (16-18) enroulé en hélice dont à l'intérieur règne une pression d'environ 0,1 bar.

L'échangeur est donc constitué d'un serpentin monté à l'intérieur d'un corps qui lui sert d'enveloppe, l'eau de refroidissement circulant à l'intérieur du corps tandis que la vapeur

d'eau saturée circule à l'intérieur du serpentin (voir Dessin).

- Burette B_1 :

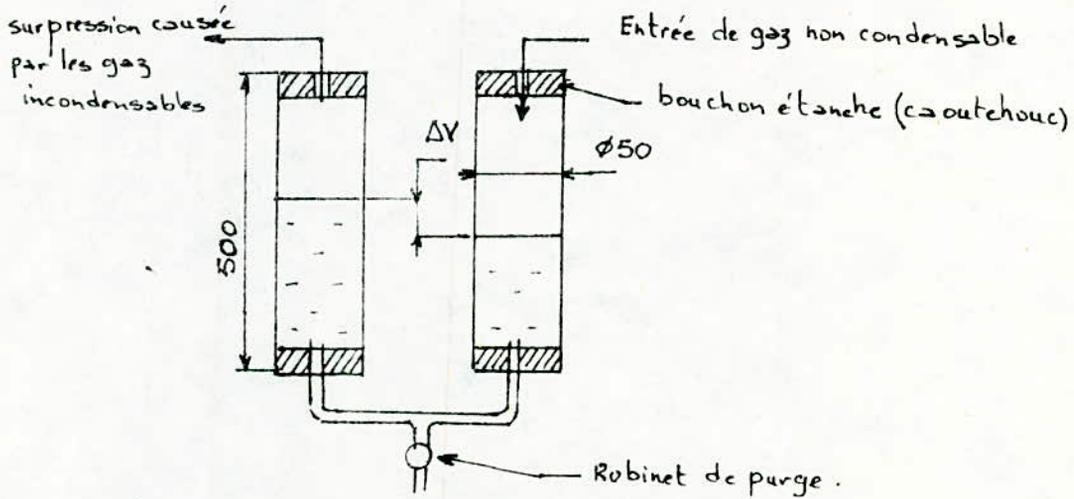
La burette B_1 , sert pour la récupération et la mesure de la quantité de vapeur d'eau condensé :



La burette B_1 a été graduée et étalonné en mm.

- Burettes B_2, B_3

Les burettes B_2 et B_3 sont communicantes, elles servent à déterminer le volume de gaz non condensables.



Burette B_2, B_3 graduée en mm :

Echelle: 1 mm \rightarrow 1,263 cm³.

- Manomètre à mercure :

Le manomètre à mercure est constitué d'un tube en U, remplis de mercure gradué en mm, il nous renseigne sur la pression régnant à l'intérieur du circuit ainsi que sa variation (causé par les gaz incondensables).

-- Flacon d'aspiration :

Le flacon d'aspiration est une boîte en plexiglass de forme cubique parfaitement étanche et dont les différentes faces sont collées au chloroforme, cette boîte est branchée à la pompe à vide d'une part et à l'appareil d'autre part afin de réaliser le vide dans notre circuit.

- tuyauterie et vannes :

La jonction de tous les éléments constituant l'appareil est assuré par une tuyauterie en cuivre (10-12), brasée à l'argent (soudure parfaitement étanche qui résiste à 0,1 bar) en ce qui concerne les vannes, elles ont été prises sur le marché, ce sont des vannes étanches qui résistent à une dépression de 0,1 bar, leurs jonctions à la tuyauterie est aussi assurée par une brasure d'argent.

IV.5 - Assemblage des différents éléments de l'appareil :

- L'assemblage des différents éléments constituant l'appareil est donné par le schéma de principe de l'appareil fig V.1

L'ensemble des éléments constituant l'appareil est monté sur un panneau en bois avec support.

IV .6 - Montage de l'appareil :

Notre appareil étant monté directement à l'entrée du condenseur (sortie de la chaudière) par l'intermédiaire d'un tuyau calorifugé (pour éviter toute condensation de la vapeur au cours de son trajet dans le tube avant son entrée dans l'échangeur), on fait un soutirage d'une certaine quantité de vapeur pour pouvoir faire les mesures .

IV.7 - Description et fonctionnement de l'appareil :

Notre appareil doit fonctionner à la pression de saturation de la vapeur c'est à dire 0,1 bar; pour cela nous avons besoin de faire le vide afin de réaliser cette dépression dans le circuit pour l'amener à la pression de fonctionnement du condenseur , pour cela on branche l'appareil de mesure en dérivation sur la pompe à vide du circuit principal.

IV.7.1 - Mise sous vide de l'appareil : (Voir fig 7.4)

Le vide partiel est obtenu par l'intermédiaire d'une pompe à vide branchée à la boîte d'aspiration (boîte en plexiglass parfaitement étanche), pour cela on doit ouvrir les vannes V2 , V3, V4, V5 et V7 ; les vannes V1 , V8 et V6 étant fermées, la pompe à vide étant reliée à la vanne V8 , celle ci étant ouverte , on met en marche la pompe à vide, ainsi le vide partiel se fait dans toutes les parties du circuit, une

fois que le vide partiel voulu est atteint (donné par le manomètre à mercure) , on ferme la vanne V8 afin de garder l'appareil sous vide partiel puis on arrête la pompe à vide.

IV.7.2 - Fonctionnement de l'appareil : (voir Fig 7.1)

Après avoir fait le vide partiel dans le circuit, on ferme les vannes V2, V4 et V7 , puis en ouvrant la vanne V1 qui se situe entre la chaudière et le condenseur , on soutire une quantité de vapeur suffisante pour pouvoir faire la mesure puis on isole notre appareil de la chaudière en fermant V1.

Ainsi la vapeur pure et saturée passe dans l'échangeur (montée verticalement) pour se condenser, la vanne V2 étant fermée, la vanne V3 ouverte, le condensat ainsi que les gaz incondensables passent à travers cette dernière, le condensat est ainsi récupéré (par gravitation) dans la burette graduée B1, tandis que les gaz incondensables passent dans l'autre partie du circuit traversant ainsi la vanne V5 ouverte (V4 étant fermée) causant donc une surpression dans cette partie du circuit, qui se manifeste par une dénivellation respective dans les barettes B2 et B3 donnant ainsi la variation de volume ΔV et dans le tube en U à mercure donnant aussi une variation de pression (dénivellation Δh correspondant à une variation de pression).

IV.8 - Méthode de Mesure :

- Connaissant la différence de volume ΔV dans les barettes B2 et B3 ainsi que la différence de pression ΔP dans les tubes à mercure, la méthode de mesure est simple, elle est basée sur la loi de BOYLE Mariotte : (voir annexe)

$$P.V = m.r.T$$

ou

$$\Delta p. \Delta V = m.r.T$$

$$\text{d'où : } \Delta m = \frac{\Delta P. \Delta V}{r.T}$$

Δm : étant la masse de la quantité de gaz qui ne s'est pas condensé.

- connaissant aussi la masse de vapeur qui s'est condensée (donnée par la quantité de condensat récupérée dans la burette B1) on peut ainsi évaluer le pourcentage des gaz incondensables dans la vapeur d'eau saturée.

LEGENDE

- ① Panneau avec pieds
- ② Manomètre à mercure (mesure ΔP).
- ③ Flacon d'aspiration pour faire le vide.
- ④ Pompe à vide.

$V_1, \dots, 8$ Vannes.

B_1 : Burette pour récupérer le condensat.

$B_{2,3}$: Burette contenant de l'eau colorée (mesure ΔV).

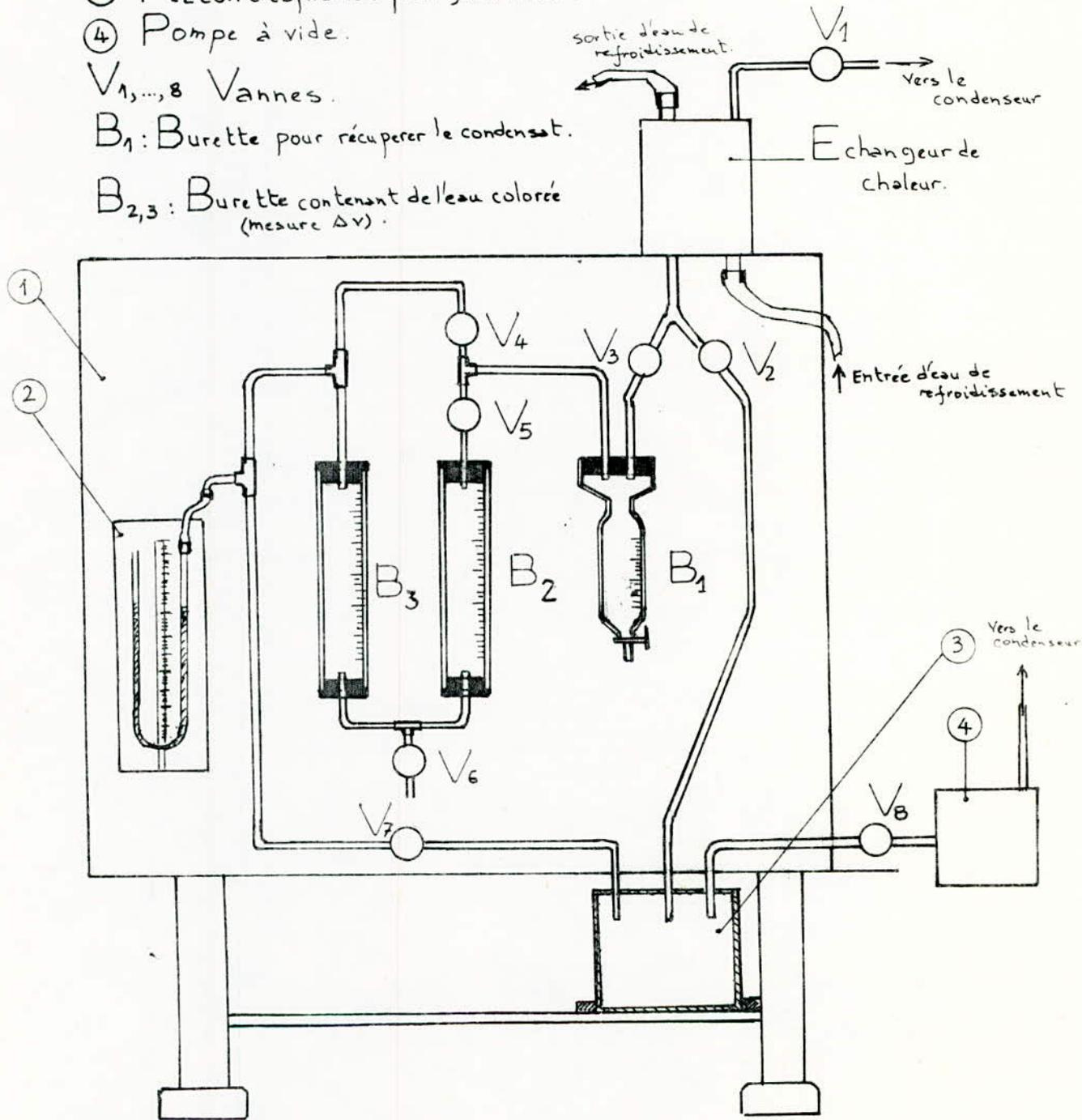


FIG V.1 - Schéma De Principe De L'appareil.

ETUDE ET REALISATION DE L'ECHANGEURI - Généralités :

Un échangeur de chaleur est un appareil qui permet de transmettre la chaleur d'un fluide à un autre. La quantité de chaleur transmise peut être calculée en égalant l'énergie perdue par le fluide le plus chaud à l'énergie récupérée par le fluide le plus froid.

Un échangeur de chaleur est calculé simplement par sa surface d'échange nécessaire pour transmettre une quantité de chaleur déterminée pour des flux d'écoulement et des températures de fluides données, mais pour sa réalisation, les considérations d'encombrement de poids ou de surface frontale peuvent être déterminantes.

II - Détermination de la surface d'échange :

La surface d'échange nécessaire est donnée par la formule :

$$S = \frac{\varnothing}{K \cdot \text{DTLM moy (vraie)}}$$

- où :
- S : Surface d'échange effective
 - \varnothing : Flux de chaleur transmise par unité de temps
 - K : Coefficient globale d'échange
 - DTLM : Ecart moyen logarithmique vraie entre le fluide chaud et le fluide froid.

L'échangeur peut être du type à écoulement parallèle (fluide s'écoulant dans la même direction) ou du type contre-courant (fluide s'écoulant dans le sens contraire), toutefois le contre courant est plus avantageux car, pour un transfert de chaleur donné, caractérisé par la connaissance des quatre (4) températures terminales, il conduit à la DTLM la plus grande, c'est à dire la surface d'échange la plus faible.

- Ecart moyen logarithmique :

$$DTLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Echangeur à courant parallèle

Echangeur à contre-courant

avec

$$\begin{cases} \Delta T_1 = T_1 - t_2 \\ \Delta T_2 = T_2 - t_1 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \Delta T_1 = T_1 - t_1 \\ \Delta T_2 = T_2 - t_2 \end{cases}$$

où : T_1 : Température d'entrée de fluide chaud
 T_2 : Température de sortie du fluide chaud
 t_1 : Température d'entrée du fluide froid
 t_2 : Température de sortie du fluide froid

L'utilisation de la moyenne logarithmique de la température est tout simplement une approximation car le coefficient global de transfert de chaleur n'est pas constant dans l'échangeur, à cause de la variation de température au long de l'appareil, cette moyenne est valable pour l'écoulement parallèle de même sens ou contre courant.

Mais pour des échangeurs de chaleur plus complexes tels que les dispositions à tubes et carcasses avec plusieurs passages

de tubes dans la carcasse et les échangeurs à courants croisés, il devient très difficile d'obtenir une expression de la différence de la température moyenne.

En général, on utilise la moyenne logarithmique de la différence de température globale à laquelle on applique des facteurs de correction qui ont été publiés sous forme d'abaques par BOWMAN, MUELLER et NAGLE.

La température moyenne vraie dans n'importe quel cas est donné, en multipliant la moyenne logarithmique de la différence de la température globale calculée pour un système à contre courant par la facteur de correction F approprié, c'est à dire .

$$DTLM_{\text{moy (vraie)}} = DTLM \cdot F$$

Remarque :

Si la température de l'un des fluides reste constante, le facteur de correction F est égal à l'unité, et on peut appliqué directement la moyenne logarithmique de la différence de températures globale, c'est à dire :

$$DTLM_{\text{moy (vraie)}} = DTLM$$

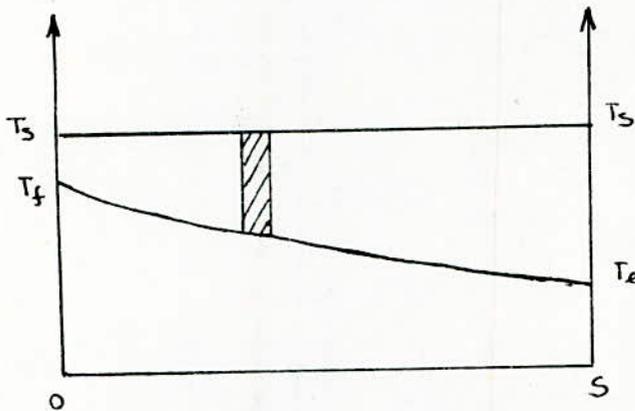
La surface d'échange sera alors :

$$S = \frac{\phi}{K \cdot DTLM}$$

Dans notre cas l'échangeur est constitué d'un serpent dans lequel à l'intérieur s'écoule de la vapeur saturée et à l'extérieur l'eau de refroidissement (les deux fluides s'écoulant dans le sens contraire), après échange thermique la

vapeur se condense à la température de saturation de la vapeur tandis que l'eau de refroidissement s'échauffe.

Diagramme de l'échange à contre courant .



T_s : température de saturation de la vapeur
 T_f, T_e : température respective de sortie et d'entrée de l'eau du refroidissement .

L'écart logarithmique sera alors :

$$D^{LM} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_f)}{\ln \left(\frac{T_s - T_e}{T_s - T_f} \right)}$$

III - CALCUL DE L'ECHANGEUR

Les données de base pour le dimensionnement de l'échangeur sont les suivantes :

- Pression de saturation dans l'échangeur : $P_s = 0,1 - 1 \text{ bar}$
- Température de saturation dans l'échangeur : $T_s = 45,72 - 99,6^\circ\text{C}$
- Débit de vapeur à condenser : $W_v = 36 \text{ kg/h}$
- On admet un échauffement de l'eau de refroidissement de ΔT égal à 3°C

- Diamètre extérieur du tube : $d_e = 18$ mm
- Diamètre intérieur du tube : $d_i = 16$ mm
- Nature du matériau du tube : cuivre.

La pression de saturation régnant dans l'échangeur peut varier de 0,1 bar, les résultats relatifs à 0,1 bar étant plus élevés, il ne sera donné dans cette partie que les calculs relatifs à cette pression.

Les tables thermodynamique de l'eau en ébullition et de la vapeur d'eau saturante donne pour une pression de saturation $p_s = 0,1$ bar et $T_s = 45,84^\circ\text{C}$.

- Enthalpie de la vapeur saturée : $H_v = 2583,9$ KJ/kg
- Chaleur latente de la vapeur : $L_v = 2392,2$ KJ/kg
- Masse volumique de la vapeur : $v = 0,0682$ kg/m³
- Viscosité cinématique de la vapeur : $\nu_v = 14,65 \cdot 10^{-5}$ m²/s
- Chaleur spécifique de la vapeur : $C_{p v} = 1,89$ KJ/kg °C
- Viscosité dynamique de la vapeur : $\mu_v = 0,99 \cdot 10^{-5}$ kg/m.s

Constante thermodynamique de la vapeur condensée (condensat)
à $p_s = 0,1$ bar et $T_s = 45,84^\circ\text{C}$

- Enthalpie du condensat : $H_c = 191,71$ KJ/kg
- Masse volumique du condensat : $c = 990,1$ kg/m³
- Conductivité thermique du condensat : $k = 0,510$ Kcal/h m°C.
- Viscosité dynamique du condensat : $\mu_c = 58,9 \cdot 10^{-5}$ kg/m.s
- Chaleur spécifique à pression constante : $C_{p c} = 4,181$ KJ/kg°C
- Constante thermodynamique de l'eau de refroidissement à la température moyenne $T_m = \frac{T_e + T_f}{2} = 17,5^\circ\text{C}$

- Masse volumique de l'eau : $\rho_e = 997 \text{ kg/m}^3$
- chaleur spécifique (= constante) : $c_{pe} = 0,998 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C}$
- Viscosité cinématique de l'eau : $\nu_e = 1,132 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Viscosité dynamique de l'eau : $\mu_e = 1,128 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$
- Conductibilité thermique de l'eau : $\lambda_e = 0,509 \text{ Kcal/h m}^\circ\text{C}$

Cuivre coefficient de conductivité : $\lambda = 324 \text{ Kcal/h m}^\circ\text{C}$

III.1-CALCUL THERMIQUE DE L'ECHANGEUR:

III.1.1 - Flux de chaleur à évacuer : ϕ

Lors de la condensation, la vapeur saturée cède à l'eau de refroidissement une quantité de chaleur L_v (chaleur latente), à travers la surface d'échange de chaleur .

Le flux de chaleur à évacuer s'écrit :

$$\phi = I_v (H_v - H_c)$$

avec : I_v : Le débit de vapeur à condenser

$$I_v = 36 \text{ kg/h} = 0,01 \text{ kg/s}$$

d'où : $\phi = 0,01 (2583,9 - 191,71) = 23,92 \text{ KW}$

$$\phi = 23,92 \text{ KW}$$

III.1.2 - Débit d'eau de refroidissement :

Le débit d'eau de refroidissement nécessaire pour condenser 36kg/h de vapeur saturée est donné par la relation suivante :

$$Q_e = \frac{\phi}{c_{pe} \cdot \Delta T}$$

- on admet un échauffement de l'eau dans l'échangeur de $\Delta T = 3^{\circ}\text{C}$
- chaleur spécifique de l'eau à pression constante, déterminée à la température moyenne entre l'entrée et la sortie de l'échangeur.

$$c_{pe} = 0,998 \text{ Kcal/kg}^{\circ}\text{C} = 4,177 \text{ KJ/kg}^{\circ}\text{C}$$

$$\text{d'ou : } Q_e = \frac{23,92}{4,117.3} = 1,909 \text{ kg/s}$$

Le débit volumique Q_{ev} de l'eau exprimé en m^3/s est :

$$Q_{ev} = \frac{Q_e}{\rho_e} = \frac{1,909}{997} = 1,915 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

III.1.3 - Ecart moyen logarithmique :

$$\text{DTLM} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_f)}{\text{Ln.} \left(\frac{T_s - T_e}{T_s - T_f} \right)}$$

$$\text{(A.N)} \quad \text{DTLM} = \frac{(45,84 - 16) - (45,84 - 19)}{\text{Ln} \left(\frac{45,84 - 16}{45,84 - 19} \right)}$$

$$\text{DTLM} = 28,31 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

III.1.4 Coefficient de transfert de chaleur global : K

Le coefficient d'échange global rapporté à l'intérieur est donné par la formule:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_v} + \frac{1}{h_e} \cdot \frac{d_i}{d_e} + \frac{r_i + n \cdot r_e / r_i}{\lambda} \quad \text{(I)}$$

avec h_v : coefficient de transfert théorique par convection
paroi interne du tube (Kcal/m²h°C)

h_e : coefficient de transfert théorique par convection
paroi externe eau de refroidissement (Kcal/m²°C)

λ : coefficient de conductibilité thermique du matériau
(Kcal/mh °C).

III.1.4.1 - Détermination du coefficient d'échange théorique
côté vapeur :

Les phénomènes de transmission de chaleur à un système
changement de phase est beaucoup plus complexe car en plus de
toutes les variables associés d'autre caractéristiques inter-
viennent qui sont :

- La tension superficielle
- La chaleur latente de vaporisation
- La pression
- La densité.

- Pour un écoulement turbulent dans les tubes enroulés en hélice
(serpentin), Jesche (I) à trouvé que les résultats relatifs à des
tubes droit de grande longueur doivent être multipliés par la
quantité $\left[1 + 3,5 \cdot \frac{d_i}{D_{He}} \right]$ ou : d_i : diamètre intérieur du tube
 D_{He} : diamètre de l'hélice

- Coefficient d'échange théorique côté vapeur pour tube droit : h_v

. Pour un écoulement diphasique , condensation de vapeur simple

(condensation isotherme) à l'intérieur de tubes verticaux,
pour un film laminaire

$$F_c = 0 \quad F_g \gg F_c \quad \text{avec } F_g : \text{force de gravité}$$

$$F_c : \text{force de cisaillement de la}$$

$$\text{vapeur.}$$

De l'équation originale de Nusselt :

$$h\nu_1 = 0,943 \left[\frac{\lambda_c^3 \cdot f_c \cdot (f_c - f_v) \cdot L_v \cdot g}{\mu_c \cdot L \cdot \Delta T_p} \right]^{1/4} \quad (\text{II})$$

. Pour la condensation à l'intérieur d'un tube vertical
l'équation précédente (II) peut être mise sous une forme plus
aisée à manipuler en posant :

$$\Gamma = \frac{I_v}{\cdot di} \quad \text{ou } I_v : \text{debit de vapeur à condenser}$$

$$\quad \quad \quad di : \text{diamètre intérieur du tube.}$$

La chaleur échangé \emptyset pour un tube est donné par :

$$\emptyset = I_v \cdot L_v = h\nu_1 \cdot \pi \cdot di \cdot L \cdot \Delta T_p \quad \text{ou } L : \text{longueur du tube}$$

$$\Delta T_p = T_{\text{sat}} - T_p$$

$$\frac{L_v}{L \cdot \Delta T_p} = \frac{h\nu_1 \cdot \pi \cdot di}{I_v} = \frac{h\nu}{\Gamma} \quad (\text{III})$$

En substituant l'équation (II) dans l'équation (III) on arrive
à l'expression :

$$h\nu_1 = 0,924 \cdot \left[\frac{\lambda_c^3 \cdot f_c (f_c - f_v) \cdot g}{\mu_c \cdot \Gamma} \right]^{1/3}$$

Application numérique :

$$\Gamma = \frac{Iv}{\pi \cdot di} = \frac{36}{\pi \cdot 18 \cdot 10^{-3}} = 636,62 \text{ kg/h.m}$$

$$\Gamma = 0,177 \text{ kg/m.s}$$

$$hv1 = 0,924 \cdot \left[\frac{(0,51)^3 \cdot 990,1 (990,1 - 0,0682) \cdot 9,81}{58,9 \cdot 10^{-3} \cdot 0,177} \right]^{1/3}$$

$$hv1 = 2129,17 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$hv1 = 2,47 \text{ KW/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Le nombre de Reynolds est donné par :

$$Re = \Gamma_v \cdot \frac{di}{\mu_v} = \frac{Iv}{A} \cdot \frac{di}{\mu_v}$$

$$A = \frac{\pi \cdot di^2}{4} \text{ section de passage de la vapeur}$$

$$Re = \frac{4 \cdot Iv}{\pi \cdot di \cdot \mu_v} \quad (\text{IV})$$

$$(A,N) \quad Re = \frac{4 \cdot 0,01}{\pi \cdot 18 \cdot 10^{-3} \cdot 0,99 \cdot 10^{-3}} = 71450,031$$

Le nombre de Reynolds étant supérieur à 10^4 on se trouve dans un écoulement entièrement turbulent .

Le coefficient d'échange théorique pour serpentin : hv

$$hv = hv1 \cdot \left[1 + 3,5 \cdot \frac{di}{D_{He}} \right]$$

$$di = 16 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$D_{He} = 08 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$h_v = 2129,17 \left[1 + 3,5 \cdot \frac{16 \cdot 10^{-3}}{180 \cdot 10^{-3}} \right]$$

$$h_v = 3619,59 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_v = 4,20 \text{ KW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

III 1.4.2 - Détermination du coefficient d'échange côté eau :

. L'eau de refroidissement circule à l'extérieur du tube en cuivre enroulé en serpentín.

- vitesse de l'eau de refroidissement : V_e

$$V_e = \frac{Q_e}{A} \quad \text{ou} \quad Q_e : \text{débit volumétrique de l'eau de refroidissement}$$

A : Section de passage de l'eau.

La section de passage A de l'eau est donnée par :

$$A = \pi \cdot \frac{D_c^2 - (D_e^2 - D_i^2)}{4}$$

ou : D_e : diamètre intérieur du cylindre (enveloppe de l'échangeur)

D_e, D_i : diamètre extérieur et intérieur du serpentín.

$$D_e = D_{\text{Helice}} + \frac{d_e}{2} = 8 + \frac{1,8}{2} = 8,9 \text{ cm}$$

$$D_i = D_{\text{Helice}} - \frac{d_e}{2} = 8 - \frac{1,8}{2} = 7,1 \text{ cm}$$

$$A = \pi \cdot \frac{(10)^2 - [(8,9)^2 - (7,1)^2]}{4} = 55,92 \text{ cm}^2$$

$$A = 5,59 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

- La vitesse de l'eau de refroidissement sera donc :

$$v_e = \frac{Q_e}{A} = \frac{1,915 \cdot 10^{-3}}{5,59 \cdot 10^{-3}} = 0,34 \text{ m/s}$$

$$v_e = 0,34 \text{ m/s}$$

- Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{v_e \cdot D_{eq}}{\nu_e} \quad \text{ou } D_{eq} : \text{diamètre équivalent de passage de l'eau}$$

$$D_{eq} = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,59 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 8,436 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$Re = \frac{0,34 \cdot 8,436 \cdot 10^{-2}}{1,132 \cdot 10^{-6}} = 25339,232$$

- Nombre de Prandtl

Pr = 7,85 : pris sur l'abaque des nombres de Prandtl pour une température moyenne $T_m = 17,5^\circ\text{C}$

- Nombre de Nusselt :

Le nombre de Nusselt est donné par :

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

$$Nu = 0,023 (25339,232)^{0,8} (7,85)^{0,4}$$

$$Nu = 174,87$$

- Le coefficient de convection théorique côté eau sera donc :

$$h_e = \frac{\lambda_e \cdot Nu}{D_{eq}} = \frac{0,509 \cdot 174,87}{8,436 \cdot 10^{-3}}$$

$$h_e = 1055,107 \text{ Kcal/hm}^2\text{°C}$$

$$h_e = 1,22 \text{ KW/m}^2\text{°C}$$

- Le coefficient d'échange global sera donc :

$$\frac{1}{K} = \left[\frac{1}{3619,59} + \frac{8 \cdot 10^{-3} n^{9/8}}{324} + \frac{16}{18} \cdot \frac{1}{1055,107} \right]$$

$$K = 891,547 \text{ Kcal/hm}^2\text{°C}$$

$$K = 1,035 \text{ KW/m}^2\text{°C}$$

III.1.5 - Détermination de la surface d'échange

- La surface d'échange sera donc :

$$S = \frac{\varnothing}{K \cdot \text{DTLM}} = \frac{23,92}{1,035 \cdot 28,31}$$

$$S = 0,81636 \text{ m}^2$$

La surface d'échange est essentiellement caractérisé par la paroi externe du tube.

La longueur du tube droit sera donc :

$$l = \frac{S}{\pi \cdot d_e} = \frac{0,81636}{\pi \cdot 18 \cdot 10^{-3}} = 14,44 \text{ m}$$

Pour la réalisation de notre échangeur nous avons enroulé 15 m de tube en cuivre en serpentin.

- La hauteur du serpentin (tube enroulé) est d'environ

$$L \text{ serpentin} = \frac{15 \cdot 10^2}{\pi \cdot 8} = 59,68 \text{ cm}$$

L serpentin = 60 cm.

-o- CHAPITRE VI -o-

DISCUSSIONVI.1 - Introduction :

Le dispositif utilisé pour mesurer la quantité de gaz incondensable dans la vapeur saturée (ou sèche) doit fonctionner sous vide partiel correspondant à la pression de fonctionnement du condenseur. Les paramètres importants dont dépend la détermination des gaz non condensables sont essentiellement : La mesure de la température de la variation de volume Δv et la variation de pression Δp .

Dans ce qui suit, il sera donné quelques détails sur ces mesures , les sources d'erreurs possibles, ainsi que les suggestions sur la possibilité d'y remédier.

VI.2 - APPAREILLAGES DE MESURES :VI.2.1 - Mesure de températures :

La température étant une grandeur importante caractéristique de l'état dans lequel se trouve la vapeur, il convient de relever sa valeur dans le circuit d'échantillonnage ainsi qu'à la sortie du condenseur pour comparaison.

En principe, si le circuit est thermiquement isolé la variation de la température sera suffisamment négligeable pour ne pas être détectée.

On utilisera pour relever ces températures des thermocouples à cause de leur facilité de montage, leur précision (0,1 °C près) et leur temps de réponse court, ces thermocouples

sont calibrés au préalable. Il est aussi à noter que l'isolation thermique des tubes n'a pas été réalisée ce qui peut entraîner un refroidissement de la mixture dans le circuit d'échantillonnage et la condensation de la vapeur.

VI .2.2 - Mesure de pressions

La mesure de la pression qui règne dans le circuit ainsi que sa variation est donnée par un manomètre à mercure (tube en U).

La lecture de la pression à l'intérieur du condenseur ne nécessitant pas une grande précision, on peut se contenter d'un manomètre à boudon. Pour l'appareil d'échantillonnage, on utilise un manomètre à mercure. Si la dénivellation n'est pas suffisante, on peut utiliser soit un fluide léger, soit un manomètre incliné, soit une combinaison des deux.

VI.2.3 - Pompe à vide

La pompe à vide est branchée au flacon d'aspiration (voir FIG. V.2). Pour faire le vide dans le circuit de mesure de gaz incondensables, elle sert aussi à extraire du condenseur l'air qui y pénètre avant la mise en service de celui-ci et pendant son fonctionnement. La pompe à vide est isolée du circuit d'échantillonnage pendant l'opération de celui-ci.

- Étanchéité

La réalisation d'un dispositif absolument étanche est pratiquement impossible. Les endroits où un manque d'étanchéité

peut se présenter le plus souvent sont les endroits d'entrées des tubes dans les barettes, le flacon d'aspiration.

Il est bien sur difficile de s'assurer que les soudures sont étanches sous vide. D'autre part, l'étanchéité peut être défectueuse au niveau des accouplements des tubes.

Le circuit peut être, en cas de perte de vide, testé sous pression. On peut considérer que le circuit est suffisamment étanche si on peut y maintenir le vide pour environ vingt (20) minutes, période largement suffisante pour une opération d'échantillonnage.

- Calorifugeage :

Comme mentionné précédemment le calorifugeage du circuit réduit l'échange de chaleur avec l'extérieur, Ainsi, la température restera sensiblement constante à travers le circuit.

VI.2.4 - Avantages et inconvénients de l'appareil :

L'appareil ainsi conçu se caractérise par sa simplicité de réalisation et sa facilité d'opération. En effet, l'expérimentation consiste en la mesure d'un minimum de paramètres suffisant pour la détermination du pourcentage du gaz incondensable.

Cependant, vue la faible quantité de non condensable pouvant être contenue dans la vapeur, les risques d'erreurs peuvent être importants, ce qui peut influencer le résultat global.

Les températures doivent être relevées très précisément ainsi que les variations de pressions et de volume. Des fluctuations de niveau peuvent rendre les lectures plus difficiles. Il convient de prendre plusieurs mesures et de donner au système le temps d'atteindre l'équilibre avant chaque lecture.

A N N E X E ..

IV.8 - Rappel des lois des gaz parfaits :

- Dans notre étude les gaz incondensables à mesurer étant assimilés à un mélange de gaz parfaits nous avons besoin dans ce qui suit d'un rappel sur des gaz parfaits.

- Loi de Mariotte :

Le volume occupé par une quantité donnée d'un gaz est inversement proportionnelle à la pression de ce gaz si la température reste constante, sous une forme mathématique simple cette loi s'exprime si on introduit un coefficient de proportionnalité K :

$$V = \frac{K}{P}$$

ou $PV = K = \text{Cte}$ Pour $T = \text{Cte}$ (1)

- Loi de Gay Lussac :

Si maintenant on maintient la pression constante, on peut varier son volume en agissant sur la température.

A base température le gaz devient liquide puis solide et le volume serait nul à la température de 273°C; le volume n'est pas proportionnel à la température t mais à t+273 qui n'est autre que la température absolue.

En introduisant une constante de proportionnalité K', on peut écrire :

$$V = K'.T$$

ou $\frac{V}{T} = K' = \text{Cte}$ pour $P = \text{Cte}$ (2)

T

Si l'on combine les deux lois précédentes on s'aperçoit que pour une quantité de gaz donné :

$$P.V = \text{Cte}$$

$$\frac{V}{T} = \text{Cte}$$

On peut écrire $\frac{PV}{T} = \text{Cte}$ (3)

Si on considère un nombre n de moles cette équation s'écrit généralement :

$$PV = h RT \quad \text{ou } R_i \text{ constante des gaz parfaits.}$$

$$PV = n RT = m. \frac{R}{M} .T$$

$$PV = MRT \quad (4)$$

Loi de Dalton : Mélange des gaz parfait

La conception du gaz parfait est tel que chacune des molécules est indépendantes des autres. Donc dans un mélange de gaz parfait en équilibre, chaque gaz se comporte comme s'il était seul. Cette conception entraîne la conséquence suivante :

Loi de Dalton :

Considérons un mélange de gaz parfait contenant h_i moles de gaz G_i , la température absolue étant T et le volume total V .

Pour chacun des gaz la loi des gaz parfait permet d'écrire;

$$P_i . V = h_i . RT$$

En faisant la somme des équations analogues relatives à chacun des gaz il vient :

$$\sum P_i \cdot V = \sum h_i \cdot RT = h RT$$

$$P = \frac{hRT}{V} = \sum P_i \quad P : \text{pression totale}$$

La pression totale du mélange est égale à la somme des pressions qu'auraient les divers gaz si chacun d'eux occupait seul le volume total à la même température. Ces pressions fictives sont dites pressions partielles.

Cette loi a été établie expérimentalement par Dalton et est à peu près vérifiée quand les gaz réels ne s'écartent pas trop de l'état gaz parfait.

-o- C O N C L U S I O N -o-

Dans ce projet les éléments essentiels agissant sur le phénomène de condensation ont été mentionnés particulièrement, celui des incondensables.

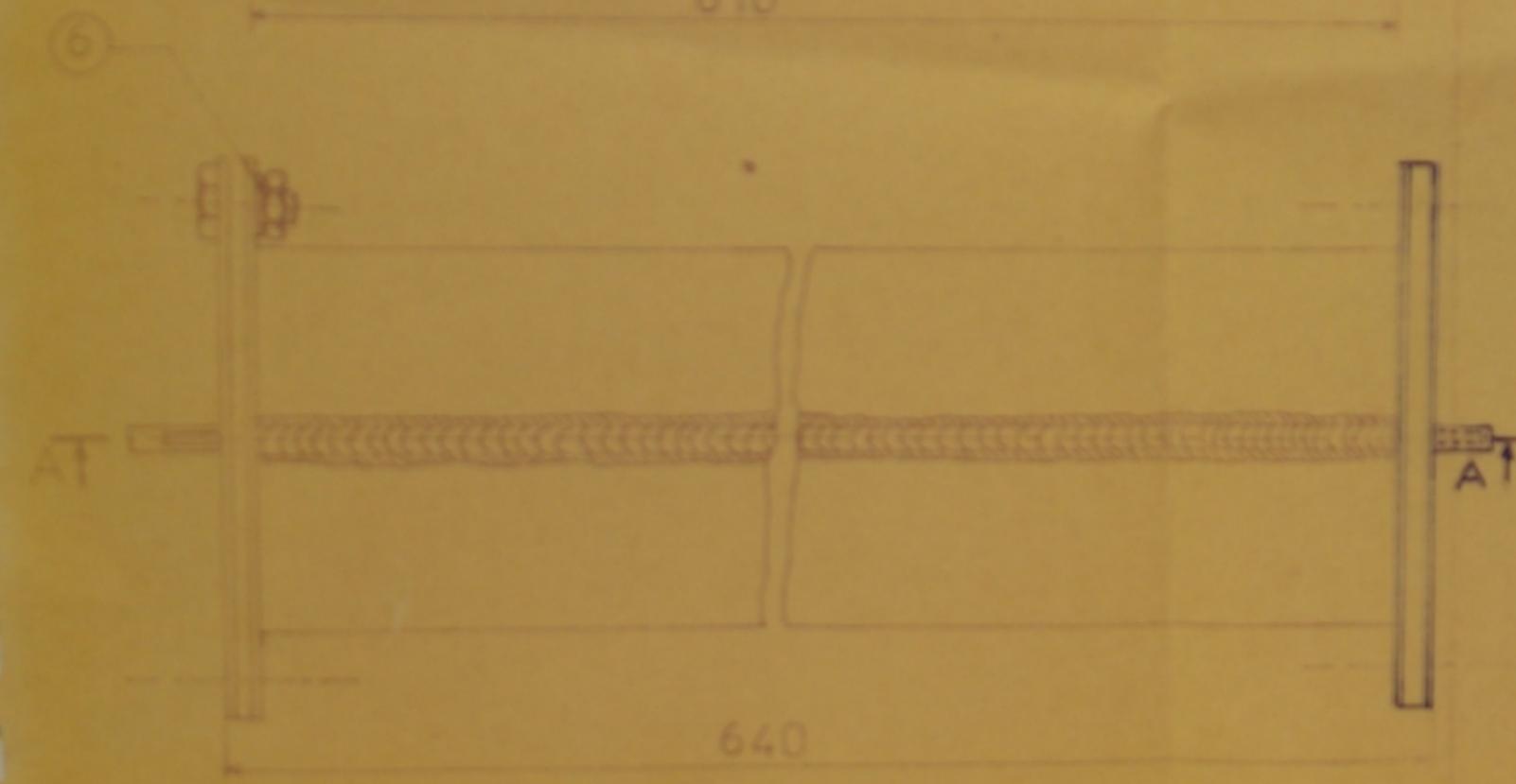
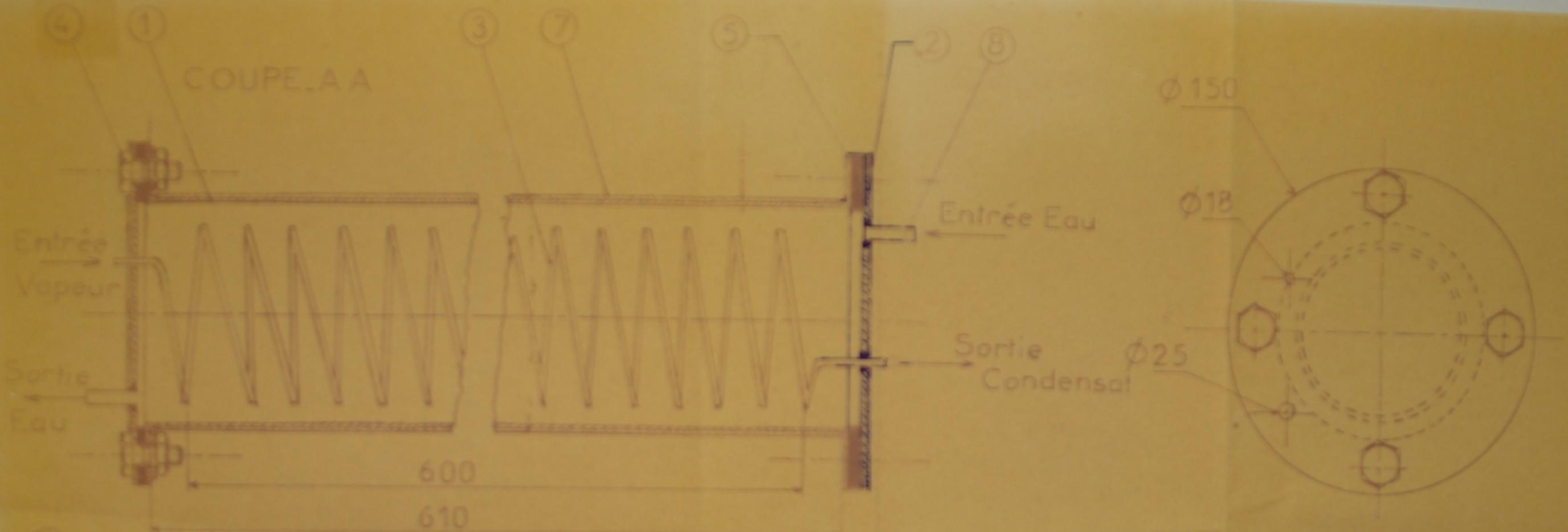
Des rappels sur les lois des pressions partielles ont été faits et sur cette base un appareil pour la mesure de la quantité des non condensables a été conçu et réalisé.

Cette appareil dont le mode opératoire a été indiqué doit fonctionner dans les mêmes conditions de pression que le reste du circuit . Pour cela, une attention particulière a été donnée à l'étanchéité , vue que l'air ambiant peut s'infiltrer dans le système et fausser ainsi les mesures.

Enfin, l'accès à toutes les vannes de contrôle de l'appareil et les instruments de lecture des paramètres importants a été un souci conséquent dans le but de simplifier la manipulation de l'appareil.

-o- REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES -o-

- 1 - MAC. ADAMS H.W
La transmission de la chaleur, 2e Edition, DUNOD, PARIS 1984
- 2 - J.M KAY
Introduction à la mécanique des fluides et la transmission de chaleur Edition DUNOD, PARIS 1984.
- 3 - J.F SACADURA
Initiation au transfert thermique - Edition technique et documentation 2e Tirage, PARIS 1980.
- 4 - F.KREITH
Transmission de la chaleur - MASSON, 1967
- 5 - TECHNIQUES DE L'INGENIEUR
Mécanique de chaleur, Tome II
- 6 - P.WUITHIER
Raffinage et génie chimique, Tome II
- 7 - C.LEMASSON, A.L TO RANCHEAU
Element de construction à l'usage de l'ingénieur , Tome IX,
.3e Edition Nouveau tirage, DUNOD, PARIS 1986
- 8 - C. CHAUSSIN, G.HILLY , J.BARRALIS
Chaleur et thermodynamique , Tome II
- 9 - R.KEDJOUAR.
Etude et réalisation d'une chaudière de laboratoire, projet de fin d'études - E.N.P ALGER JUIN 1985.
- 10- A.MBOUNGOU
Etude et réalisation d'un mini condenseur de laboratoire
Projet de fin d'études E.N.P ALGER, Janvier 1986.
- 11- L.GMINARD , F.GROS LA FAIGE.
Construction mécanique - Eléments des projets, Tome I
Edition DUNOD, PARIS 1986.



8	2	Tube pour eau	Cuivre	Ø .25
7	1	Calorifuge	Laine de ver.	—
6	8	Rondelle M 10 U	NF E 27 611	—
5	2	Joint d'étanchéité	Caoutchouc	Ø .100/150
4	8	Boulon HM.10	NF E 27 611	—
3	1	Serpentin	Cuivre	Ø .16/18
2	1	Couvercle de l'éch.	A .70	Ø .150
1	1	Corp de l'échang	A .70	ép : 1,5
Rep	Nombre	Désignation	Matière	Observation /

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	—		E.N.P.A
1/2	—		DE LABORATOIRE
Etudiant	M. FERNAND		Dép. Mécanique
Promot	M. AIDOUN		
P. Jury	M. ALT ALI		
M. Jury	M. YOUNSI		
PROMOT. JUIN 86			

PM03586 *Amex*

