

47/80

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

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

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Tex

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

المركز الوطني للتقنيات
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

Réalisation d'un Mini
Condenseur de Laboratoire

3 PLANCHES

Proposé par :

Z. AIDOUN

Étudié par :

MAZOUZI

Dirigé par :

Z. AIDOUN

- بسر الله الرحمن الرحيم -

وما توفيقي إلا بالله عليه توكلت
وإليه أنيب*

REMERCIEMENTS



Je tiens à remercier vivement mon Promoteur Monsieur Z. Afdoun, pour ces conseils précieux qu'il ma prodigué tout au long du semestre .

Je tiens aussi à remercier tout le corps enseignant du département mécanique, ainsi que les agents de l'atelier pour leurs aides en vue de la réalisation de mon projet .

En outre, je remercie tous ceux qui ont contribués de près ou de loin à l'élaboration de ce projet .

Je dédie ce modeste travail à :

- mes parents
- mes frères et soeurs en particulier
Mohamed, Azzedine et Ahmed
- tous mes amis en particulier CHALABI et
N. BOUTRIK
- tous mes collègues de la promotion .

Ministère de l'enseignement supérieur
Ecole Nationale Polytechnique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

Département : MECANIQUE
Promoteur : Z. AIDOUN
Eleve ingénieur : A. MAZOUZI

الموضوع: انشاء مكثف مخبري صغير

الملخص: يهدف هذا المشروع الى صنع مكثف بخارية مصغر للمخبر
بماكانه تكثيف تدفق 50 كغ/ سا من بخار الماء المشبع
ضغط 0.1 بار. تتضمن هذه الدراسة ثلاثة اجزاء رئيسية
الجزء الاول: يعالج ظاهرة التكثيف ويتضمن الجزء الثاني
دراسة نظرية للمكثفات البخارية أما الجزء الثالث فيحتوي
على تقنية الانجاز لمختلف العناصر الرئيسية للمكثف،
الاضافة الى الاجهزة الملحقة بالدراسة والرسم الاجمالي لها
الاخير.

Titre : Réalisation d'un mini condenseur

Résumé : Le but de ce projet est la réalisation d'un mini-condenseur de laboratoire, capable de condenser un débit de vapeur de 50 kg/h à la pression de saturation de 0,1 bar. Cette étude comporte 3 parties principales, la première partie traite la notion de condensation, la deuxième partie est réservée à l'étude théorique des condenseurs, et la troisième partie en globe la technologie des éléments principaux du condenseur, son dessin ainsi que l'appareillage nécessaire de fonctionnement de celui-ci.

Titre : Réalisation of à laboratory condenser

Summary : The purpose of this project is the design of a laboratory condenser with a capacite of 50 kg/h at the saturation pressure of 0,1 bar. This study is subdivided into 3 main parts the first part is an introduction to the concept of condensation, the second part summarizes some théoretical considérations on condensears and the third part consists in the réalisation of the test section and in assembling the different parts of the condenser to-gether.

| | |
|---|----|
| INTRODUCTION | 1 |
| CHAPITRE I : NOTION INTRODUCTRICE DE CONDENSATION | |
| I.1 Définition et principe de condensation..... | 1 |
| I.2 Différents types de condensations..... | 1 |
| I.2.1 Condensation par film..... | 1 |
| I.2.2 Condensation par gouttes..... | 2 |
| I.2.3 Condensation par mélange..... | 2 |
| I.3 Transmission de la chaleur lors de la condensation par film..... | 3 |
| I.3.1 Hypothèses de Nusselt..... | 3 |
| I.3.2 Condensation par film sur une plaque verticale..... | 3 |
| I.3.3 Condensation par film à l'extérieur des tubes horizontaux..... | 7 |
| I.3.4 Facteurs influençant la condensation..... | 9 |
| I.3.4.1 Effet de la turbulence sur le film..... | 9 |
| I.3.4.2 Effet de la vitesse de vapeur..... | 11 |
| I.3.4.3 Effet des gaz incondensables..... | 14 |
| CHAPITRE II : GENERALITES SUR LES CONDENSEURS | |
| II.1 Introduction..... | 16 |
| II.2 Utilité du condenseur..... | 16 |
| II.3 Classification des condenseurs..... | 18 |
| II.3.1 Condenseurs par surfaces..... | 19 |
| II.3.2 Condenseurs par mélange..... | 20 |
| II.4 Vide et pression de vapeur dans le condenseur..... | 23 |

| | | |
|---|--|----|
| II.5 | Traitement et conditionnement de l'eau du circuit eau-vapeur..... | 24 |
| II.6 | Fluide réfrigérant..... | 26 |
| II.6.1 | Refroidissement à cycle fermé..... | 26 |
| II.6.2 | Refroidissement à cycle ouvert..... | 26 |
| | | |
| CHAPITRE III : ETUDE THEORIQUE DES CONDENSEURS REFRIGERES | | |
| A L'EAU | | |
| III.1 | Théorie du condenseur..... | 27 |
| III.1.1 | Grandeurs fondamentales..... | 27 |
| III.1.2 | Paramètres de calcul..... | 30 |
| III.2 | Coefficient de transfert de chaleur..... | 32 |
| III.2.1 | Méthode théorique..... | 33 |
| III.2.2 | Méthode pratique..... | 34 |
| | | |
| CHAPITRE IV : CALCUL DU CONDENSEUR | | |
| | Données de base pour le calcul..... | 36 |
| IV.1 | Calcul thermique..... | 38 |
| IV.1.1 | Flux de chaleur à évacuer..... | 38 |
| IV.1.2 | Débit d'eau de refroidissement..... | 38 |
| IV.1.3 | Ecart logarithmique..... | 38 |
| IV.1.4 | Coefficient de transfert de chaleur global..... | 39 |
| IV.2 | Calcul de la surface d'échange..... | 41 |
| IV.2.1 | Détermination du nombre de tubes..... | 42 |
| IV.2.2 | Calcul de la longueur des tubes..... | 42 |
| IV.3 | Calcul du diamètre des conduites..... | 43 |
| IV.3.1 | Diamètre de la conduite de vapeur..... | 43 |
| IV.3.2 | Diamètre de la conduite des condensats..... | 43 |

IV.4 Calcul de l'épaisseur de la plaque.....43

CHAPITRE V : CALCUL DES PERTES DE CHARGE

V.I Calcul des pertes de charge côté vapeur.....48

V.I.1 Calcul des pertes de charge dans le diffuseur d'entrée.....49

V.I.2 Calcul des pertes de charge dans le diffuseur de répartition de vapeur.....54

V.2 Calcul des pertes de charge côté eau de refroidissement.....56

V.2.1 Calcul des pertes de charge à l'entrée du faisceau tubulaire.....56

V.2.2 Calcul des pertes de charge dans le faisceau tubulaire.....58

V.2.3 Calcul des pertes de charge dans la boîte de distribution.....59

V.2.4 Calcul des pertes de charge dans les tuyaux liant la boîte à eau au faisceau tubulaire.....62

CHAPITRE VI : CONCEPTION DES ELEMENTS PRINCIPAUX DU CONDENSEUR

VI.I Conception de l'enveloppe.....65

VI.I.1 Conception de la conduite de vapeur.....65

VI.I.2 Conception de la partie inférieure du condenseur.....68

VI.2 Conception du circuit d'eau de refroidissement...68

VI.2.1 Conception du faisceau tubulaire.....68

VI.2.2 Conception de la boîte à eau.....70

VI.3 Circuit d'extraction des incondensables.....71

| | |
|--------------------------------------|----|
| VI.3.1 Réservoir des condensats..... | 71 |
| VI.3.2 Pompe à vide..... | 71 |

CHAPITRE VII : DISCUSSION

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE
 Ecole Nationale Polytechnique

| | |
|--------------------------------------|----|
| VII.1 Introduction..... | 73 |
| VII.2 Appareillage annexe..... | 73 |
| VII.2.2 Mesure des températures..... | 74 |
| VII.2.3 Débitmètre..... | 74 |
| VII.2.4 Pompe de circulation..... | 74 |
| VII.2.5 Pompe à vide..... | 76 |
| CONCLUSION..... | 77 |
| BIBLIOGRAPHIE..... | 78 |

TABLE DES FIGURES

| Fig | Désignation | page |
|-------|---|------|
| I.a | Croissance de l'épaisseur du film sur une plaque verticale..... | 4 |
| I.b | Profil des vitesses..... | 4 |
| I.c | Profil des températures..... | 4 |
| I.2 | Influence de la turbulence dans un film sur la transmission de la chaleur..... | 10 |
| I.3 | Abaque donnant les coefficients d'échanges superficielles de diverses vapeurs pures pour un écoulement laminaire de leur condensat..... | 13 |
| I.4 | Influence de la présence de gaz non condensable sur le coefficient de transfert de chaleur..... | 14 |
| I.5 | Influence de la présence de gaz incondensables sur le coefficient de transfert de chaleur (cas particulier)..... | 15 |
| II.1 | Condenseur par plaque..... | 22 |
| II.2 | Condenseur refroidi par l'air..... | 22 |
| II.3 | Condenseur par mélange avec liquide pulvérisé.... | 22 |
| II.4 | Condenseur par mélange à cuvette..... | 22 |
| II.5 | Teneur théorique en O_2 dissous, en fonction de la pression..... | 25 |
| III.1 | Echange de chaleur dans un condenseur..... | 29 |
| IV.1 | Coefficient d'échange de base..... | 40 |
| IV.2 | Coefficient de correction de température d'entrée d'eau..... | 40 |
| IV.3 | Coefficient de correction métal épaisseur..... | 40 |

| | | |
|------|--|----|
| IV.4 | Différentes parties constituant le condenseur.... | 44 |
| V.1 | Schéma du condenseur..... | 48 |
| V.2 | Courbes donnant $\lambda = f(\bar{\Delta}, Re)$ | 51 |
| V.3 | Courbes donnant $\varphi_{elarg} = f(\alpha, F_0/F_I)$ | 51 |
| V.4 | Diffuseur d'entrée..... | 52 |
| V.5 | Courbe donnant $\lambda = f(Re, R_m/D_0)$ | 64 |
| VI.1 | Diffuseur de distribution de vapeur en coupe longitudinale..... | 67 |
| VI.2 | Boite de distribution d'eau..... | 70 |
| VI.3 | Schema du circuit d'extraction d'air..... | 72 |

| Symboles | Unités | Appellations |
|-----------------|---------------------|--|
| P_s | N/m^2 | pression de saturation de la vapeur |
| P_t | N/m^2 | pression absolue de la vapeur |
| P_a | N/m^2 | pression partielle de l'air |
| P_v | N/m^2 | pression partielle de la vapeur |
| T_f, T_e, T_s | $^{\circ}C$ | température d'entrée, de sortie, de saturation |
| T_p | $^{\circ}C$ | température de la paroi |
| g | m/s^2 | accélération de la pesanteur |
| K_e | $W/m.^{\circ}C$ | conductivité thermique du liquide |
| | $kg/m.s$ | viscosité dynamique |
| ρ_v | kg/m^3 | masse volumique |
| ρ_f | kg/m^3 | masse volumique du film du condensat |
| e_x | m | épaisseur du film de condensat à la distance x |
| \bar{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 |
| L_v | $kcal/kg$ | chaleur latente de vaporisation |
| h_x | $W/m^2.^{\circ}C$ | coefficient local d'échange de chaleur |
| h_m | $W/m^2.^{\circ}C$ | coefficient moyen d'échange de chaleur |
| Re | - | nombre de Reynolds |
| D_H | m | diamètre hydraulique |
| | m^2/s | viscosité cinématique |
| C_p | $kcal/kg.^{\circ}C$ | chaleur spécifique à pression constante |
| n | - | nombre de tubes du faisceau |
| D_i, D_e | m | diamètre intérieur, extérieur des tubes |

| | | |
|--------------------|--------------------------------------|---|
| V | m/s | vitesse de la vapeur |
| \dot{Q}_v | kg/h | débit de vapeur à condenser |
| H_v | kcal/kg | enthalpie de la vapeur |
| H_c | kcal/kg | enthalpie des condensats |
| K | $W/m^2 \cdot ^\circ C$ | coefficient global de transfert de chaleur |
| K_o | $W/m^2 \cdot ^\circ C \cdot s^{1/2}$ | coefficient d'échange de base |
| C_m | - | coefficient de correction métal-épaisseur |
| C_t | - | coefficient de correction de T_e |
| C_s | - | coefficient de salissure |
| S | m^2 | surface d'échange |
| F | kw | flux de chaleur |
| ΔT_{LM} | $^\circ C$ | écart logarithmique moyen de température |
| Q_e | m^3/s | débit d'eau de refroidissement |
| σ_{adm} | N/m^2 | contrainte admissible du métal |
| R_r | N/m^2 | charge de rupture du métal |
| k | - | coefficient de sécurité |
| e | mm | épaisseur de la tôle |
| β_1, β_2 | - | coefficient dépendant du rapport b/a |
| | - | coefficient dépendant du rapport b/a |
| f | mm | flèche |
| de_x | m | accroissement d'épaisseur du film |
| dm_x | kg/h | masse de condensat formée sur l'intervalle dx |
| F_o | m^2 | section étroite du diffuseur |
| F_I | m^2 | section large du diffuseur |
| n_I | - | rapport d'élargissement |

| | | |
|------------------------|-------|--|
| D_o | m | diamètre de la section étroite du diffuseur |
| D_H | m | diamètre hydraulique de la section étroite du diffuseur |
| α | degré | angle d'ouverture d'un diffuseur |
| ζ_{elarg} | - | coefficient d'intensité de choc (en comportant seulement les pertes singulières dues à l'élargissement du diffuseur) |
| Δ | mm | hauteur moyenne des aspérités de la rugosité des parois de la conduite |
| $\bar{\Delta}$ | - | rugosité relative des paroi |
| λ | - | coefficient perte de charge par frottement |

INTRODUCTION

Un condenseur est un échangeur de chaleur qui permet de transmettre la chaleur d'un fluide à un autre avec changement de phase. La quantité de chaleur transmise peut être calculée en égalant l'énergie perdue par le fluide chaud à l'énergie récupérée par le fluide froid. Les condenseurs les plus utilisés dans l'industrie moderne sont ceux dont lesquels l'un des fluides est séparé de l'autre par une surface à travers laquelle la chaleur s'écoule.

Le condenseur est un organe essentiel dans une centrale thermique car il représente sa source froide. D'après le cycle thermodynamique, le rendement de la centrale dépend particulièrement de la température froide qui est représentée par le condenseur. Pour réduire le prix de revient du condenseur, les constructeurs adoptent des dimensions normalisées. La normalisation concerne les diamètres des tubes, les pressions de fonctionnement et facilitent l'utilisation des dessins et les procédés de fabrication normalisés. Toutefois, la standardisation ne veut pas dire que les condenseurs peuvent être délivrés instantanément, car les besoins auxquels ils doivent répondre sont extrêmement variables. Un projet d'étude est nécessaire car il permet à l'ingénieur de choisir le condenseur qui s'adapte mieux à son cas particulier. Le choix est basé sur une étude thermique est une étude économique qui permet d'évaluer le prix de revient de l'appareil, en tenant compte de la durée

d'utilisation, de la facilité du nettoyage et de l'encombrement.

Vu la complexité du phénomène de condensation et du condenseur, des études de tel ou tel aspect du processus peuvent se faire sur un modèle réduit de l'appareil dans un effort de simuler les conditions réelles .

Dans cet ordre d'idée, un condenseur de laboratoire a été réalisé au cours de ce projet, en vue de simuler certains de ces phénomènes, entre autre, la condensation avec l'effet de la vitesse et la géométrie du faisceau tubulaire .

CHAPITRE . I .

NOTION INTRODUCTRICE DE CONDENSATION

I.1 Définition et principe de condensation :

Lorsque de la vapeur saturée vient en contact avec une surface ayant une température plus basse, celle-ci se condense et le condensat se dépose sur la paroi froide de la surface d'échange .

Ce changement de phase libère une quantité de chaleur qu'on appelle chaleur latente, qui transite vers la paroi froide à travers une couche de condensat déjà formé sur la paroi .

I.2 Différents types de condensation :

On distingue trois types de condensation :

I.2.1 Condensation par film :

Si l'on fait circuler de l'eau froide dans des tubes et de la vapeur saturée autour de ces tubes (principe d'un condenseur par surface), un film plus ou moins épais recouvre la surface extérieure de ces tubes, sous l'effet de la pesanteur, le film s'écoule sur la périphérie du tube en augmentant son épaisseur sur l'arc inférieur du tube pour tomber finalement sur le tube situé plus bas .

La condensation par ~~le~~ film s'obtient toujours avec une vapeur propre se condensant sur des surfaces propres .

L'expérience montre que la température du film du condensat est légèrement inférieure à la température de saturation de la vapeur (de l'ordre de 0,5 à 1°C) .

I.2.2 Condensation par gouttes :

La condensation par gouttes s'obtient lorsque la surface de condensation est contaminée par une substance qui empêche le condensat de mouiller la surface . La vapeur se condense en fines gouttelettes qui glissent sur la surface et s'unissent pour tomber sous l'effet de la pesanteur laissant le métal ~~à~~ nu, sur lequel d'autres gouttes peuvent alors se former . Dans ces conditions une grande partie de la surface n'est pas couverte par un film isolant et les coefficients d'échanges de chaleur sont quatre à huit fois plus élevés que pour la condensation par film . Ce mécanisme de condensation est mal connu, mais il est plus efficace que la condensation par film .

I.2.3 Condensation par mélange :

Comme son nom l'indique il y a mélange total entre la vapeur à condenser et le fluide réfrigérant . Le principe de la condensation par mélange est simple; le fluide réfrigérant est introduit dans le condenseur où il est pulvériser le plus finement possible à travers des pulvérisateurs avant de rencontrer la vapeur, soit en écouillant, soit à contre courant et le mélange intime des deux fluides assure la condensation de la vapeur et le réchauffement de l'eau . Malgré que les coefficients d'échanges de chaleur sont très élevés, ce mécanisme de condensation est peu utilisé car il exige un fluide de refroidissement de même qualité que la vapeur à condenser .

I.3 Transmission de la chaleur lors de la condensation par film :

I.3.1 Hypothèses supposées par Nusselt :

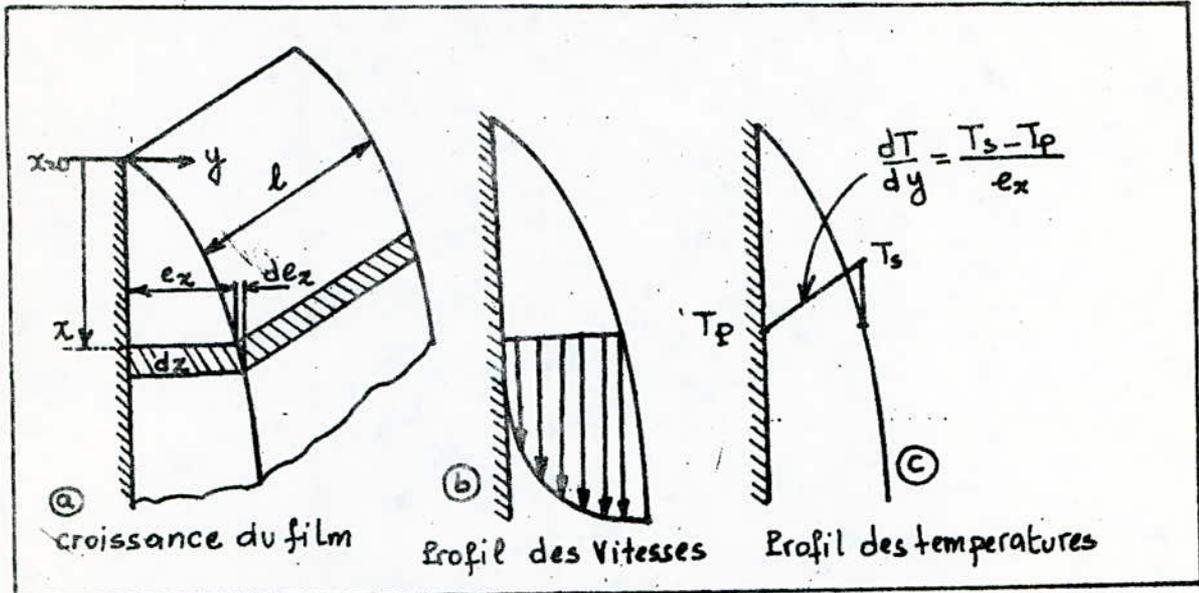
Pour établir la relation donnant le coefficient de transfert de chaleur en condensation, Nusselt a imposé les hypothèses suivantes :

- vapeur au repos
- gradient de température linéaire dans le film du condensat
- changement d'inertie à travers le film de condensat est négligeable
- propriétés du fluide constantes, prise à la température moyenne du film
- écoulement laminaire du condensat
- transfert de chaleur à travers le condensat se fait uniquement par conduction
- la surface d'échange est supposée lisse et à température constante

I.3.2 Condensation par film sur une plaque verticale :

On considère une surface plane verticale à température constante T_p sur laquelle une vapeur pure se condense à la température de saturation T_g (fig : I,a) . Un film continu de liquide s'écoule vers le bas sous l'influence de la pesanteur, et son épaisseur augmente au fur et à mesure que la vapeur se condense à l'interface liquide-vapeur . A une distance x du sommet de la plaque, l'épaisseur du film est e_x . Si l'écoulement du liquide est laminaire et s'il est

provoqué par la seule force de pesanteur, on peut évaluer la vitesse du liquide au moyen d'un bilan de force agissant sur l'élément de volume $l \cdot dx \cdot dy$:



Le volume $l \cdot dx \cdot dy$ est en équilibre sous l'effet de la force de pesanteur (diminuée de la poussée d'archimède due à la vapeur) et les contraintes tangentiels de la viscosité

L'équation d'équilibre suivant l'axe (x) est la suivante :

$$(\rho_l - \rho_v) g l dx dy + \mu_l l dx \left(\frac{dU}{dy} \right)_{y+dy} - \mu_l l dx \left(\frac{dU}{dy} \right)_y = 0 \quad (1)$$

Or on sait que :

$$\left(\frac{dU}{dy} \right)_{y+dy} = \left(\frac{dU}{dy} \right)_y + \frac{d^2U}{dy^2} \cdot dy$$

En remplaçant dans l'équation (I) $\left(\frac{dU}{dy} \right)_{y+dy}$ par la nouvelle expression et après simplification on obtient :

$$\frac{d^2U}{dy^2} = - \frac{(\rho_l - \rho_v) \cdot g}{\mu_l} \quad (2)$$

les indices (l) et (v), désignent respectivement les phases

liquides et vapeur .

Pour trouver la relation donnant le profil de vitesse dans le film du condensat, il faut intégrer deux fois l'équation (2) et tenir compte des conditions aux limites suivantes :

$$-\frac{du}{dy} = 0 \quad \text{pour } y = e_x \text{ (contrainte tangentielle nulle à la surface du film)}$$

$$-u = 0 \quad \text{pour } y = 0$$

d'où l'équation donnant le profil de la vitesse dans le film du condensat (fig: I.b)

$$u(y) = \frac{\rho_l - \rho_v}{\mu_l} \times g \left(e_x \cdot y - \frac{1}{2} y^2 \right)$$

le débit massique Γ_c de l'écoulement du condensat par unité de largeur est obtenu en intégrant le débit massique local de l'écoulement à la distance (x), $\rho \times u(y)$, entre les limites $y = 0$ et $y = e_x$ soit :

$$\Gamma_c = \int_0^{e_x} \rho_l \frac{(\rho_l - \rho_v)}{\mu_l} \times g \left(e_x \cdot y - \frac{1}{2} y^2 \right) dy$$

$$\Gamma_c = \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v)}{3 \mu_l} \times g \times e_x^3 \quad (4)$$

La ^{masse} $d\Gamma_c$ du condensat formée (formée) sur l'intervalle dx entraîne un accroissement de e_x d'épaisseur du film

$$\frac{d\Gamma_c}{dx} = g \int_0^{e_x} \frac{(\rho_l - \rho_v)}{\mu_l} \times e_x^3 \frac{de_x}{dx} \quad (5)$$

Le dégagement de chaleur correspond à $d\Gamma_c$ est égal à :

$$dQ = L'_v \times d\Gamma_c \quad (6) \quad \text{avec : } L'_v = L_v + \frac{3}{8} C_p (T_s - T_p)$$

Cette quantité de chaleur en régime permanent se transmet

intégralement à la paroi

$$\frac{q}{A} = k_e \frac{T_s - T_p}{e_x} = \left[L_v + \frac{3}{8} C_p (T_s - T_p) \right] \frac{d\Gamma_c}{dx} \quad (7)$$

en égalant les deux équations (5) et (7) et en intégrant entre $e(x) = 0$ pour $x = 0$ et $e(x) = e(x)$ pour $x = x$ on obtient

$$e(x) = \left[\frac{4 \mu_e k_e x (T_s - T_p)}{\rho_e g (\rho_e - \rho_v) L'_v} \right]^{1/4} \quad (8)$$

d'où le coefficient local d'échange de chaleur $h(x)$:

$$h(x) = \frac{k_e}{e_x} \rightarrow h_x = \left[\frac{\rho_e (\rho_e - \rho_v) g L'_v k_e^3}{4 \mu_e x (T_s - T_p)} \right]^{1/4} \quad (9)$$

la valeur moyenne $h_{(m)}$ du coefficient d'échange de chaleur pour une vapeur se condensant sur une paroi de hauteur L est égale à :

$$h_{(m)} = \frac{1}{L} \int_0^L h_x \cdot dx = \frac{4}{3} [h_x]_{x=L}$$

$$\text{d'où } h_{(m)} = 0,943 \left[\frac{\rho_e (\rho_e - \rho_v) k_e^3 g L'_v}{\mu_e L (T_s - T_p)} \right]^{1/4} \quad (10) \quad \text{c'est la}$$

relation de Nusselt obtenue en 1916 :

Remarque 1: pour une plaque inclinée d'un angle α par rapport à la verticale, on remplace dans l'équation (10) la hauteur L par $\frac{L}{\cos \alpha}$ et on obtient :

$$h_{(m)} = 0,943 \left[\frac{\rho_e (\rho_e - \rho_v) k_e^3 g L'_v}{\mu_e \frac{L}{\cos \alpha} (T_s - T_p)} \right]^{1/4} \quad (11)$$

Remarque 2: une analyse intégrale modifiée de ce problème faite par Rohsenow (100) qui est en meilleur accord avec les résultats expérimentaux si $Pr > 0,5$ et $C_p (T_s - T_p) / L'_v < 1$, donne des résultats identiques aux équations (9) jusqu'à (11)

excepté que L_v est remplacé par $L_v + 0,68 C_p (T_s - T_p)$

L'étude précédente a été faite pour une plaque plane verticale elle est également valable pour les surfaces intérieures et extérieures de tubes verticaux si leurs diamètres sont grands par rapport à l'épaisseur du film.

Forme adimensionnelle de la formule de Nusselt :

Généralement, lorsque la vapeur d'eau est loin de la température critique, la différence $(\rho_l - \rho_v)$ peut être assimilée

ρ_l

Introduction du nombre de Reynolds du film du condensat

dans les équations précédentes : $Re_x = \frac{\rho_l \cdot \bar{u}_e \cdot D_h}{\mu_l}$

avec : \bar{u}_e : vitesse moyenne du film

D_h : diamètre hydraulique du film : $D_h = 4e(x)$

$$Re_x = \frac{4 \rho_l \bar{u}_e e(x)}{\mu_l} = \frac{4 \rho_l}{\mu_l} \times \frac{g \rho_l^2 e(x)^3}{3} = \frac{4}{3} \times \frac{g \rho_l^3 e(x)^3}{\mu_l^2} \quad (12)$$

Or on sait que $e(x) = \frac{k_e}{h_x}$, alors après transformation on aboutit à la relation suivante :

$$\left(\frac{h_x}{k_e} \right) \times \left(\frac{\gamma_e^2}{g} \right)^{1/3} = 1,1 (Re_x)^{-1/3} \quad (13)$$

soit un coefficient moyen d'échange de chaleur défini par :

$$\frac{h_m}{k_e} \times \left(\frac{\gamma_e^2}{g} \right)^{1/3} = 1,47 Re^{-1/3} \quad (14)$$

avec Re : Nombre de Reynolds atteint au pieds de la paroi.

1.3.3 Condensation par film à l'extérieur des tubes

horizontaux :

La conductance moyenne par unité de surface extérieure d'un

tube horizontale peut être évaluée au moyen d'un raisonnement analogue à celui d'une plaque verticale, pour un tuyau de diamètre D le résultat s'écrit :

$$h_m = 0,725 \left[\frac{\rho_e (\rho_e - \rho_v) \cdot g \cdot L_v^3 \cdot K_e^3}{D_e \mu_e (T_s - T_p)} \right]^{1/4} \quad (15)$$

le coefficient 0,725 a été par la suite amélioré par ABRAMOVITZ pour donner 0,728 donc :

$$h_m = 0,728 \left[\frac{\rho_e (\rho_e - \rho_v) \cdot g \cdot L_v^3 \cdot K_e^3}{D_e \mu_e (T_s - T_p)} \right]^{1/4} \quad (16)$$

Si la condensation se fait sur un faisceau tubulaire contenant N tubes horizontaux disposés de sorte que le condensat s'écoule d'un tube directement sur le suivant qui est au dessous, la conductance moyenne de ce système par unité de largeur peut être évaluée en remplaçant dans l'équation (16) D_e par $N \cdot D_e$,

$$h_m = 0,728 \left[\frac{\rho_e (\rho_e - \rho_v) \cdot g \cdot L_v^3 \cdot K_e^3}{N \cdot D_e \mu_e (T_s - T_p)} \right]^{1/4} \quad (17)$$

En réalité, le film de condensat s'écoulant d'un tube à un autre contribue en partie à la surface de condensation donc d'après l'étude de Chen (102) il convient mieux de multiplier l'équation (17) donnant h_m par le facteur suivant :

$$\left[1 + 0,2 \times \frac{C_p (T_s - T_p)}{L_v} \times (N - 1) \right]$$

Cette équation est en bon accord avec les résultats expérimentaux pourvu que : $\left[(N - 1) C_p \times \frac{(T_s - T_p)}{L_v} \right] < 2$

La forme adimensionnelle de la formule de Nusselt donnée

pour un tube horizontal est :

$$\frac{h_m}{k_e} \left(\frac{\gamma_e^2}{g} \right)^{1/3} = 1,2 \cdot Re^{-1/3} \quad (18)$$

Ici, du fait que la moitié du condensat passe de chaque coté du tube nous avons :

$$Re = 4 \cdot \frac{\Gamma_c/2}{\mu_e} = 2 \cdot \frac{\Gamma_c}{\mu_e}$$

I.3.4 Facteurs influençant la condensation :

Les propriétés physiques du film liquide dans les équations (8) jusqu'à (15), peuvent être rapportées à la température moyenne arithmétique entre la température de la paroi et 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 en accord avec la théorie de Nusselt quand 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 devient très élevée ou lorsqu'on essaie de rendre la surface non mouillable, tous ces facteurs sont sous estimés par la théorie de Nusselt qu'ils influent directement sur le coefficient d'échange de chaleur, et c'est pour cette raison que la théorie de Nusselt donne toujours des résultats approchés .

I.3.4.I Effet de la turbulence sur le film :

L'écoulement du condensat passe du régime laminaire au

régime turbulent lorsque son nombre de réynolds dépasse la valeur critique (1800) .

L'écoulement turbulent n'est pratiquement jamais atteint sur un tube horizontal où le chemin du condensat est plus court ($\pi \times \frac{De}{2}$), mais il peut l'être sur la partie inférieure d'une surface verticale; si cela se produit, le coefficient d'échange de chaleur moyen devient très grand lorsque la longueur de la surface d'échange augmente .

On peut calculer le coefficient d'échange de chaleur local pour un écoulement turbulent du condensat sur un tube vertical à partir de l'équation qui résulte d'une étude faite par colburn (103) :

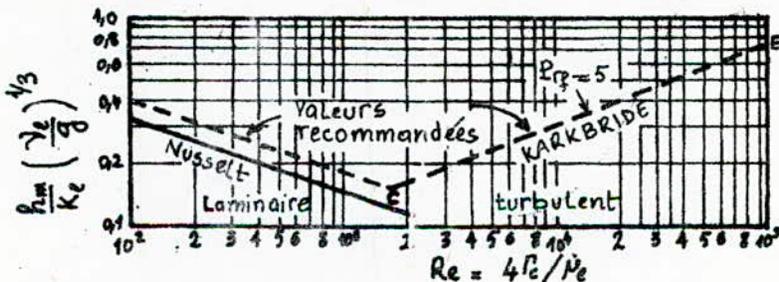
$$h_x = 0,056 \left(\frac{4 \Gamma_c}{\mu_e} \right)^{0,2} \times \left(\frac{K_e^3 f_e^2 g}{\mu_e^2} \right)^{1/3} \times P_{re}^{1/2} \quad (19)$$

Il est nécessaire de noter dans ce contexte les résultats obtenus par Kirkbride et Bagder qui donnent les équations sans dimentions préconisées lorsque le nombre de Renolds dépasse (1800)

$$\frac{h_m}{K_e} \times \left(\frac{\gamma_e^2}{g} \right)^{1/3} = 0,0077 (Re)^{0,4} \quad (20)$$

Cette équation est transcrite selon la droite CE de la figure I.2

Fig: I.2



Influence de la turbulence dans un film sur la transmission de la chaleur

1.3.4.2 Effet de la vitesse de vapeur :

Lorsque la vitesse de la vapeur non condensée est importante par rapport à la vitesse du condensat, étant donné le frottement entre la vapeur et le film du condensat, la vitesse de la vapeur influe sur la vitesse et l'épaisseur du film du condensat et en conséquence sur le coefficient d'échange de chaleur. Ainsi lorsque la vapeur s'écoule vers le haut, elle ajoute une force retardatrice au cisaillement visqueux et provoque une augmentation de l'épaisseur du film

Avec un écoulement de la vapeur vers le bas, l'épaisseur du film et les conductances de surface deviennent notablement plus grandes que celles obtenues à partir de l'équation (10). En outre, lorsque la vitesse de la vapeur est élevée, le passage de l'écoulement laminaire à l'écoulement turbulent a lieu pour des nombres de Reynolds ^{du condensat} de l'ordre de 300.

Carpenter et Calburn (104) ont déterminé les coefficients d'échange de chaleur pour la condensation de la vapeur d'eau pure et des vapeurs de plusieurs hydrocarbures dans un tube vertical de 2,40m de long et 12,7mm de diamètre intérieur, avec des vitesses de vapeur à l'entrée en haut du tube supérieures à 150m/s. Leurs données satisfont convenablement l'équation :

$$\frac{h_m}{C_p \times G_m} \times Pr_e^{1/2} = 0,046 \times \sqrt{\frac{\rho_v \times \mu}{\rho_l \times \mu}} \quad (21)$$

Avec :

G_m : valeur moyenne de la vitesse massique de la vapeur en $[\text{kg/h.m}^2]$.

f : coefficient de frottement Fanning pour l'écoulement à travers un tuyau, évalué à la vitesse moyenne de la vapeur .

La valeur de G_m prise égale à :

$$G_m = \sqrt{\frac{G_1^2 + G_1 G_2 + G_2^2}{3}}$$

Avec : G_1 : vitesse massique au sommet du tube .

G_2 : vitesse massique à la sortie du tube .

Toutes les propriétés physiques sauf ρ , sont celles du film du condensat, $T_c = 0,25T_s + 0,75T_p$. Ces résultats n'ont pas été vérifiés sur d'autres systèmes, mais ils peuvent être utilisés en général comme une indication de l'influence de la vitesse de la vapeur sur le coefficient d'échange de chaleur, lorsque la vapeur et le condensat s'écoulent dans la même direction .

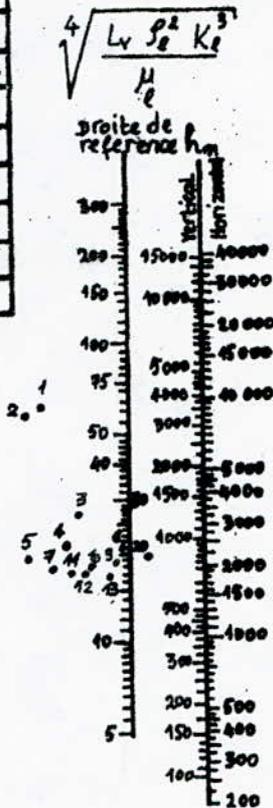
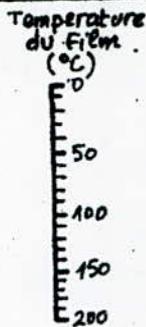
Les résultats dus à Jacob et coll (105), pour une condensation complète de vapeur saturée s'écoulant vers le bas d'un tube ayant un diamètre intérieur de 4,1 cm et une longueur refroidie de 1,2 m, sont représentés par l'équation dimensionnelle suivante :

$$h_m = \frac{3640 + 108 V_1^{1/2}}{L^{1/2}} \quad (22)$$

la vitesse d'introduction V_1 de la vapeur allait de 10 à 80m/s

Les résultats se trouvaient en parfait accord avec l'extension d'une théorie relative à l'écoulement laminaire d'un condensat, en tenant compte de l'effet de la vitesse de la vapeur .

| N° | Nature du Film |
|----|--------------------------|
| 10 | Acide acétique |
| 6 | Acétone |
| 1 | Ammoniac |
| 5 | Aniline |
| 12 | Benzene |
| 8 | sulfure de carbone |
| 14 | Tétrachlorure de carbone |
| 9 | Acétate d'éthyle |
| 4 | Alcool éthylique |
| 13 | Éther éthylique |
| 3 | Alcool méthylique |
| 7 | Nitro Benzene |
| 2 | Equ |



L : Longueur d'ontube vertical (m)
 D' : Diametre extérieur d'on tube (cm)

N : Nombre de tubes horizontaux d'une rangée verticale

h_m : Coefficient d'échange du film (Kcal/h.m².°C)

$L \Delta t \quad N D' \Delta t$

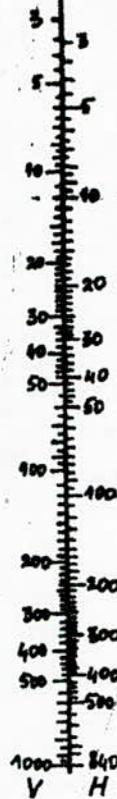


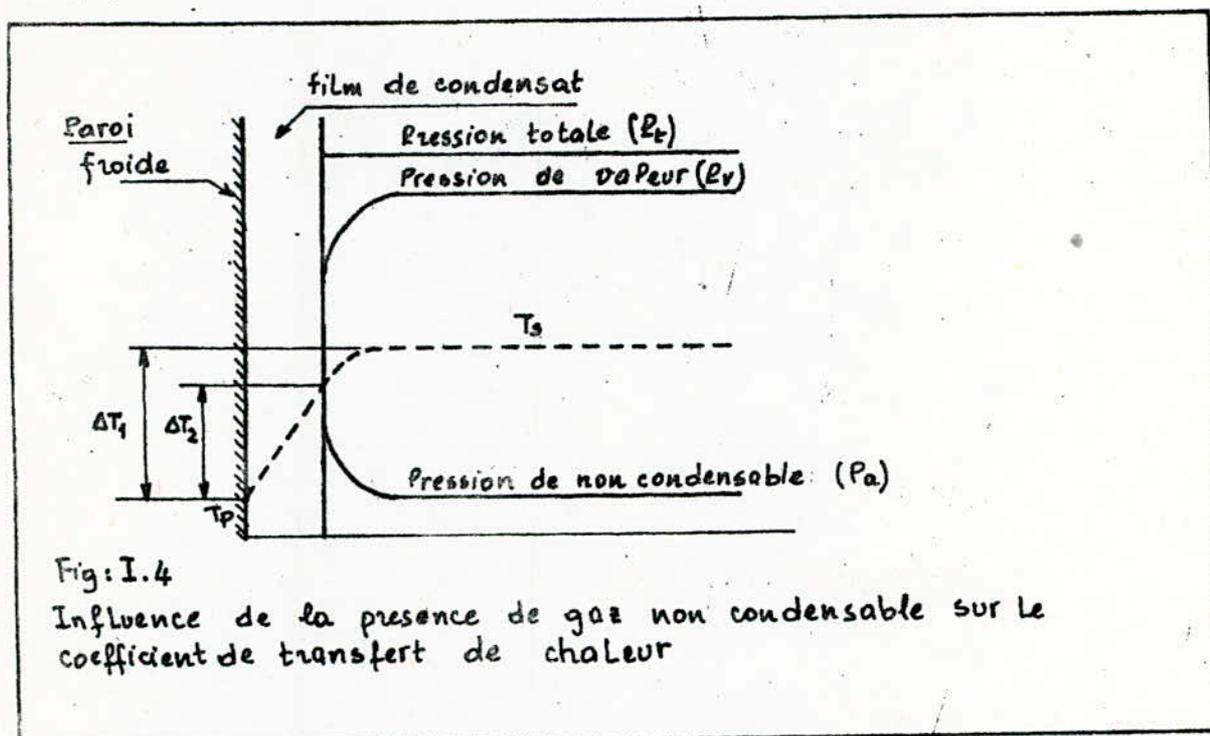
Fig: I.3

- Abaque donnant Les coefficients d'échanges superficiel de diverses vapeurs pures pour un écoulement laminaire de Leur condensat, d'après Les equations théoriques de Nusselt [(10) et (15)]. Pour des tubes verticaux on multipliera le chiffre obtenu pour h par 1,2
- Si $Re = \frac{4R_v}{\mu_e}$ dépasse 1800 on emploiera la figure (Fig: I.2) ou l'équation (20)

1.3.4.3 Effet des gaz incondensables :

Considérons le cas de la vapeur d'eau contenant de l'air à pression donnée, la présence de l'air dans la vapeur diminue la pression partielle de la vapeur (fig: I.4), soit sa pression de saturation et donc sa température de saturation .

T_s diminue, soit $(T_s - T_p)$ et donc l'échange se fait moins bien .



La figure (Fig: I.5), permet d'apprécier cette influence dans un cas particulier . Elle explique que des précautions particulières doivent être prise pour éliminer les incondensables . Toutefois, lorsque leur présence est inévitable des méthodes de calcul permettent d'en tenir compte de manière au moins approchée .

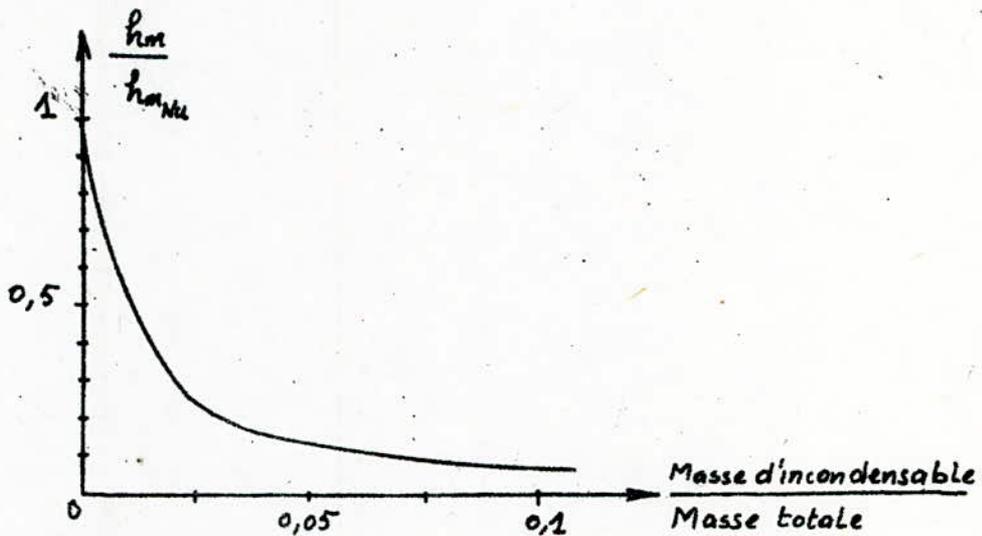


Fig: I.5

Influence de La Presence de gaz incondensables sur le coefficient de transfert de chaleur

L'effet des gaz incondensables est plus accentué si la vitesse d'écoulement de la vapeur est nulle .

CHAPITRE II

GENERALITÉS SUR LES CONDENSEURS

II.1 Introduction :

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

II.2 Utilité du condenseur :

Les grands domaines d'emploi des condenseurs sont :

- Production de l'énergie
- Industrie chimique
- Technique du froid

Les condenseurs sont très employés dans l'industrie moderne et surtout dans les centrales de production d'énergie .

L'exemple suivant permet de montrer l'utilité d'un condenseur dans une centrale thermique .

Soit une branche de production d'énergie comprenant comme organe essentiel une chaudière et un turboalternateur .

On suppose que la turbine est sans resurchauffe et ne possède pas de soutirage de vapeur .

Les caractéristiques de vapeur surchauffée sont :

$$T_s = 500^{\circ}\text{C}$$

$$P_s = 150 \text{ bars}$$

L'enthalpie H_g de cette vapeur, tirée du diagramme de Mollier vaut : $H_g = 3313 \text{ kJ/kg}$.

Après avoir simplifier le problème, on peut calculer le rendement du cycle dans les deux cas suivants :

- La centrale est équipée d'un condenseur.
- La centrale fonctionne sans condenseur.
- Turbine avec condenseur :

La vapeur surchauffée se détend dans la turbine puis elle se dirige dans le condenseur ^{où} règne un certain vide correspondant à la température d'échappement de la vapeur T_v .

Si $T_v = 35^\circ\text{C}$, l'enthalpie correspondante à cette température est : $H_v = 2564 \text{ kJ/kg}$

La quantité de chaleur transformée en énergie mécanique dans la turbine est :

$$H_g - H_v = 3313 - 2564 = 749 \text{ kJ/kg}.$$

La vapeur condensée est utilisée comme eau d'alimentation de la chaudière, soit T_c la température de cette eau, et H_c son enthalpie.

$$T_c = 34,5^\circ\text{C}$$

$$H_c = 145 \text{ kJ/kg}$$

Par définition, le rendement du cycle est donné par :

$$\eta_c = \frac{H_g - H_v}{H_g - H_c} = \frac{749}{3168} = 24\%$$

- Turbine sans condenseur :

Dans ce cas après détente ^{dans la} turbine la vapeur s'échappe librement à l'atmosphère, c'est à dire à la pression

atmosphérique avec une température $T'_v = 100^\circ\text{C}$, soit

$$H'_v = 2675 \text{ kJ/kg} .$$

La quantité de chaleur transformée en énergie mécanique dans la turbine est :

$H_B - H'_v = 3313 - 2675 = 638 \text{ kJ/kg}$, en supposant que l'eau d'alimentation de la chaudière a les mêmes caractéristiques T_c et H_c que celle condensée dans le cas précédent .

Donc :

$$T_c = 34,5^\circ\text{C} \text{ et } H_c = 145 \text{ kJ/kg} .$$

La quantité de chaleur nécessaire pour transformer cette eau en vapeur surchauffée est :

$$H_B - H_c = 3313 - 145 = 3168 \text{ kJ/kg} .$$

d'où le rendement du cycle :

$$\eta_c = \frac{H_B - H'_v}{H_B - H_c} = \frac{638}{3168} \approx 20\%$$

L'étude comparative de ces résultats montre l'utilité évidente d'un condensateur dans une centrale thermique puisqu'il participe non seulement à l'amélioration du rendement du cycle, mais aussi il permet la récupération de la vapeur condensée, car il s'agit d'une eau très pure, conditionnée chimiquement qu'il ne faut pas perdre .

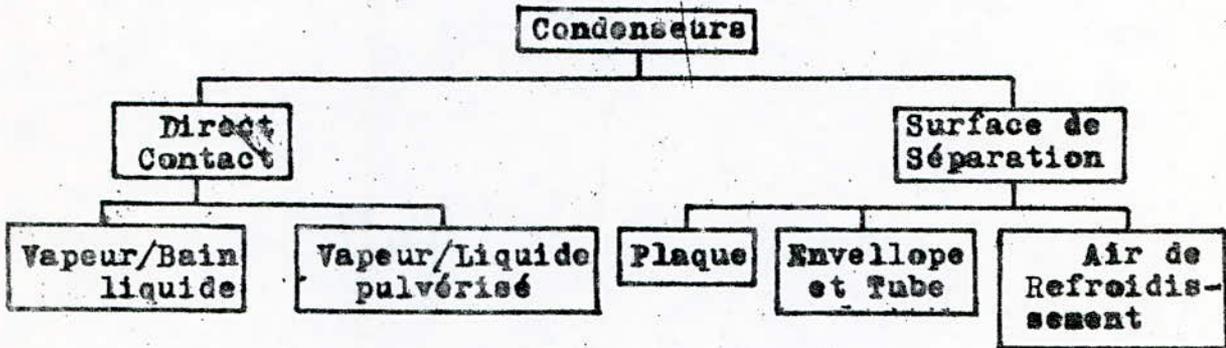
II.3 Classification des condensateurs :

Les condensateurs sont classés en deux grandes familles :

- Les condensateurs par surface, où il n'y a pas de contact entre la vapeur à condenser et le fluide réfrigérant, la surface de séparation entre les fluides du condensateur constitue la surface d'échange .

- Les condenseurs par mélange (contact direct), comme leur nom l'indique, il y a mélange total entre la vapeur à condenser et le fluide réfrigérant .

Chaque'une de ces deux grandes familles est subdivisée en plusieurs catégories, (voir schéma ci dessous) .



II.3.I Condenseurs par surface :

On distingue trois types de condenseurs par surface : condenseur à refroidissement par air, condenseur à enveloppe et tube et condenseur à plaque .

II.3.I.I Condenseur à refroidissement par air : (Fig: II.2)

La condensation se produit à l'intérieur des tubes; pour améliorer le coefficient d'échange qui est relativement faible on augmente la surface d'échange par des ailettes placées sur la surface externe des tubes .

II.3.I.2 Condenseur à enveloppe et tubes :

Ce type de condenseurs est constitué par une large enveloppe dans laquelle est placé le faisceau tubulaire, l'un des fluides circule à l'intérieur des tubes, l'autre à l'extérieur .

La condensation est obtenue à l'intérieur ou à l'extérieur des tubes, tout dépend des cas d'application des condenseurs

Ce type de condenseurs peut être subdivisé encore selon la forme de l'enveloppe, car différents arrangements existent pour former celle-ci .

II.3.1.3 Condenseurs à plaque :

Dans ce type de condenseurs, les tubes sont remplacés par des plaques qui s'interposent entre les deux fluides pour les séparer; une conception consiste à ce que les plaques soient ondulées pour avoir une meilleure rigidité d'une part et augmenter la surface d'échange de chaleur d'autre part (Fig:II. 1)

Ces plaques sont supportées ensemble dans un cadre avec des joints d'étanchéité placés entre elles, pour éliminer les fuites du fluide . Une autre conception peut être citée; est telle que les plaques ondulées sont insérées entre les plaques plates. Ces modèles sont construits en aluminium, et sont utilisés principalement dans les applications du transfert de chaleur cryogénique

II.3.2 Condenseurs par mélange :

Les condenseurs par mélange sont avantagés par leur simplicité et leur fiabilité et leur coût modeste, mais ont une application limitée, du fait qu'ils exigent un fluide réfrigérant de même qualité que la vapeur à condenser. Dans ce type de condenseur le problème d'encrassement ne se pose pas et un très haut transfert de chaleur peut être obtenu .

On distingue deux type de condenseurs par mélange :

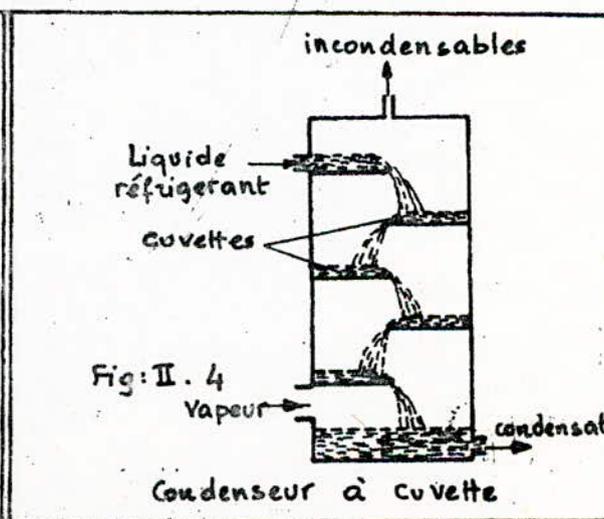
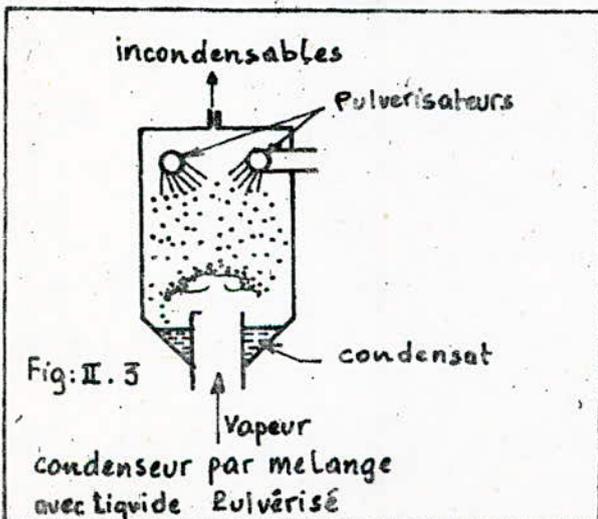
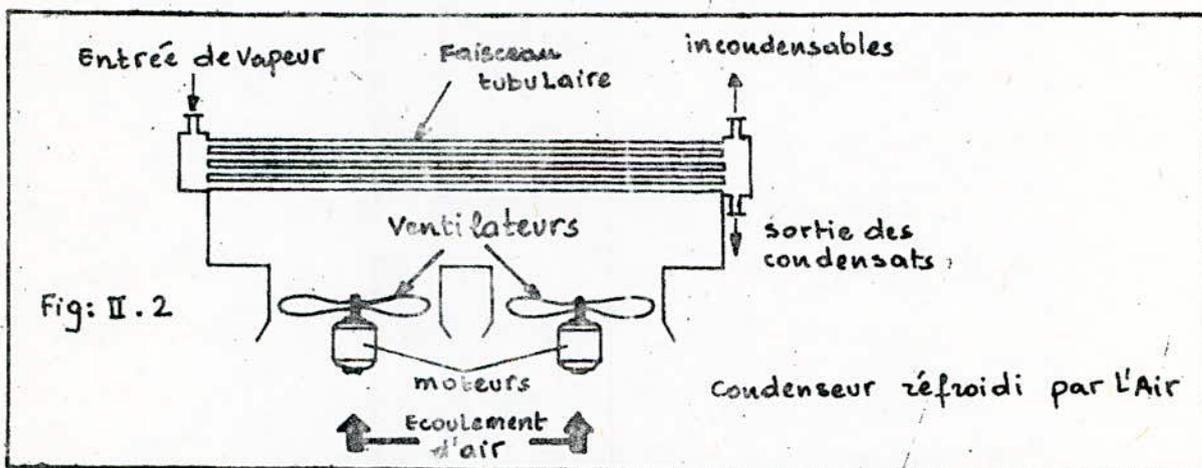
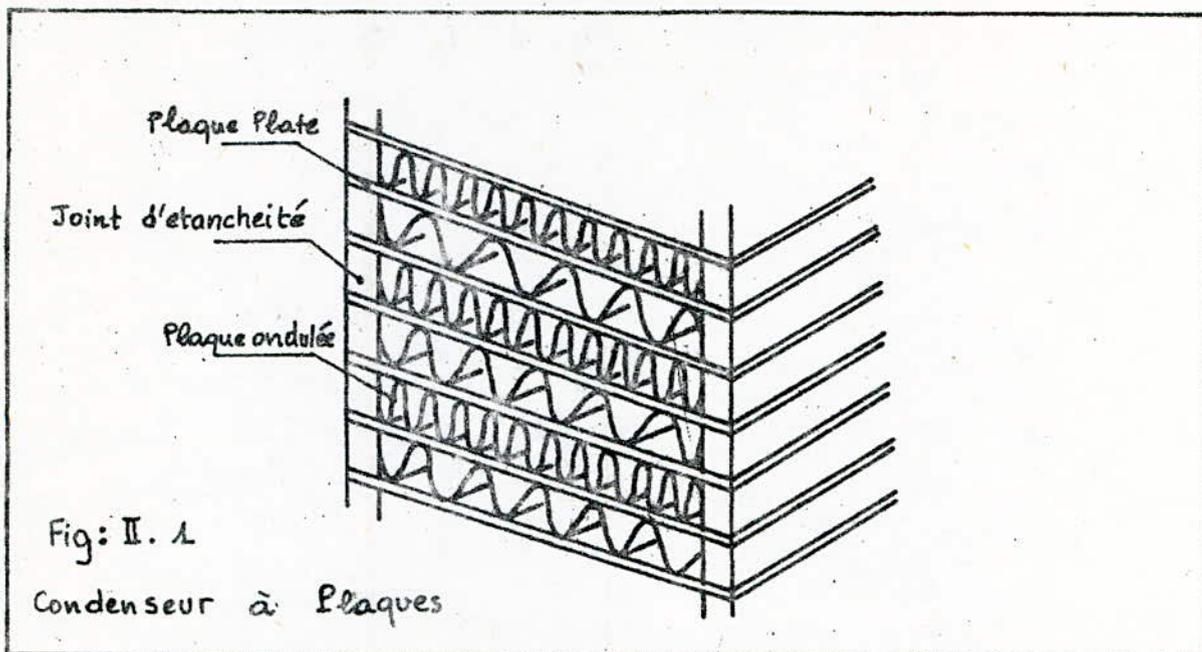
II.3.2.I Condenseurs injectant la vapeur directement dans le bain liquide :

Deux difficultés sont rencontrées dans ce type de condensation, la première est que le front de condensation peut reculer vers la ligne d'entrée de vapeur; la deuxième est telqu'une grande bulle de vapeur peut se former dans le bain du liquide et éclater brusquement, entraînant ainsi des dommages au condenseur . On peut éviter ce problème en injectant la vapeur à travers une grille en utilisant des éjecteurs spéciaux qui mélangent la vapeur avec le liquide dans un tube spécial .

II.3.2.2 Condenseurs à contact direct avec liquide pulvérisé :

Dans ce type de condenseur le liquide refroidi est pulvérisé dans la vapeur dans un large cylindre (fig:II.3), l'avantage de ce type de condenseur apparait lorsque il est mis sous vide, contrairement au condenseur à enveloppe et tubes qui possède une grandes dimentions, rendant ainsi l'opération du vide difficile à réaliser, pour cette raison, parfois le remplacement de ce genre de condenseur par un condenseur à pulvérisateur est plus économique .

Les condenseurs pulvérisateurs ne peuvent pas être utilisés avec un refroidisseur sale car il entraine des obstructions au niveau de ses orifices; dans ces conditions, un condenseur à cuvette peut être utilisé comme le montre la figure (Fig:II.4)



II.4 /vide et pression de vapeur dans le condenseur :

Le condenseur représente la source froide dans le cycle thermodynamique, conformément au deuxième principe de la thermodynamique selon lequel :

Pour produire du travail dans un cycle fermé, le système doit recevoir la chaleur d'une source chaude et la céder à une source froide .

Le rendement du cycle est donné par la relation suivante :

$$\eta_c = 1 - \frac{T_f}{T_c}$$

Avec :

T_f : température de la source froide .

T_c : température de la source chaude .

Donc si on veut augmenter le rendement il faut diminuer T_f et par conséquent pousser le vide dans le condenseur; donc un condenseur fonctionne sous vide poussé et il est pratiquement impossible d'assurer une étanchéité totale de la partie sous vide du condenseur . En conséquence, il existe toujours des entrées d'air dans le condenseur .

Si on désigne par P_t la pression totale qui règne à l'intérieur du condenseur, elle est égale à la somme des pressions partielles de la vapeur P_v et de l'air P_a .

$$P_t = P_v + P_a .$$

Les pertes de charge pouvant être considérées comme faibles à l'intérieur du condenseur, donc on peut considéré que la pression totale est la même en tout point du condenseur .

$$P_t = P_v + P_a = \text{constante} .$$

Par contre la température n'est pas uniforme dans le conden-

seur du fait que la température de l'eau de refroidissement qui circule dans le faisceau tubulaire varie de l'entrée à la sortie ; donc la pression partielle de la vapeur est maximale au point où la température est maximale et elle est minimale au point où la température est minimale ; puisque la pression totale est constante, donc pour une pression partielle de la vapeur minimale, correspond une pression partielle d'air maximale et pour une pression partielle de vapeur maximale, correspond une pression partielle d'air minimale, de ce fait, l'extraction de l'air se fait au point le plus froid du condenseur.

II.5 Traitement et conditionnement de l'eau du circuit eau-vapeur :

L'eau utilisée pour produire de la vapeur est chimiquement traitée pour éviter les incrustations, les corrosions et les dépôts de silice . Le phénomène d'entartrage consiste en un dépôt de sels, surtout du calcium à l'intérieur des tubes, la solubilité de ces sels décroît quand la température augmente et se manifestent par des dépôts qui diminuent l'échange thermique local du métal . D'autres corps existent à l'état dissous dans les eaux naturelles, par exemple la silice qui entraînée hors de la chaudière se dépose sur les ailettes de la turbine (phénomène de primage) . Il y a aussi le phénomène de corrosion dus à la présence d'acides, de bases ou d'oxygène qui doivent être éliminés . Le PH de l'eau doit être de 9 environ valeur pour laquelle l'attaque est faible .

Le traitement de l'eau se fait en trois étapes :

- Epuration de l'eau d'appoint : On cherche à obtenir une eau chimiquement pure et exempte de tout sel y compris la silice.

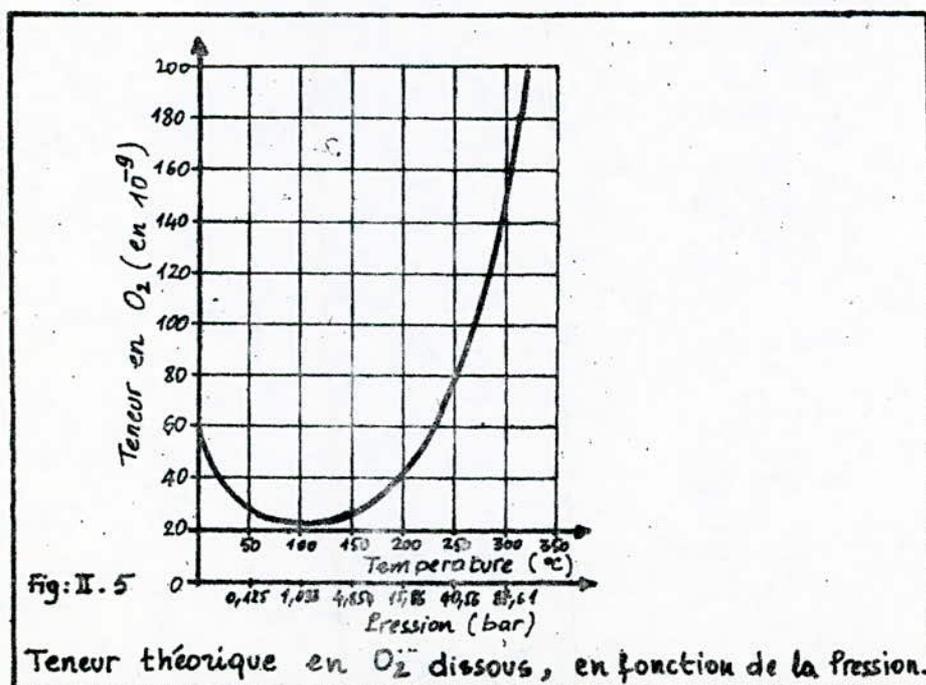
- Elevation du PH :

Avec un PH de 7 l'eau est corrosive envers l'acier de ce fait en augmente le PH jusqu'a 9 environ, par addition de phosphates disodiques et trisodiques ainsi que de la morpholine et de l'hydrazine .

- Dégazage :

On sépare l'eau de l'oxygène qu'elle aurait pu absorber dans les zones à faible pression . Le dégazage s'effectue à l'intérieur du condenseur par l'extraction de l'air .

En effet d'après la loi de Henry (106), la teneur en oxygène dissous dans l'eau condensée, en équilibre avec la vapeur, est une fonction de la pression partielle d'oxygène régnant dans la phase vapeur (fig:II.5)



II.6 Fluide réfrigérant :

Généralement le fluide réfrigérant utilisé dans les condenseurs est de l'eau, qui ^{circule} le plus souvent à l'intérieur des tubes et assure ainsi la condensation de la vapeur, circulant autour des tubes, par échange thermique.

On distingue deux modes de refroidissement :

II.6.1 Refroidissement à cycle 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, tout en refroidissant celle-ci dans des réfrigérants atmosphériques.

II.6.2 Refroidissement à cycle ouvert :

Le circuit est dit ouvert lorsque l'eau est rejetée après avoir servi à la condensation, ce mode de refroidissement nécessite un grand débit d'eau, celle-ci ne peut être prise que dans certaines réserves naturelles, telles que rivières, lacs, ou la mer .

CHAPITRE III

ETUDE THEORIQUE DES CONDENSEURS PAR SURFACE REFROIDIS

A L'EAU

III.I Théorie du condenseur :

III.1.1 Grandeurs fondamentales:

Un condenseur est un appareil servant à condenser de la vapeur à une pression donnée, donc à une température donnée, dite température de saturation; donc dans un condenseur les deux phases liquide et vapeur se trouvent à la température de saturation correspondant à la pression reignant dans l'enceinte .

En fait, le condenseur est un appareil hétérogène, en effet la vapeur saturée contient toujours des gaz incondensables (en grosse 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 condense, à la température de saturation correspondant à la pression partielle de vapeur (loi de Dalton) .

En outre, il existe toujours une perte de charge entre la bride d'échappement de la turbine et le bas du condenseur ce qui entraîne une variation de la pression totale le long du trajet de la vapeur ainsi que la pression partielle, de ce fait résultent deux conséquences :

- La variation de la pression totale due à la perte de charge entraîne une pression globale de condensation plus basse, la perte de charge peut atteindre 7 à 8 mbar, ce qui correspond à une chute de température de saturation de l'ordre de 1,5 à

2°C, donc il est indispensable que la différence théorique entre la température de saturation et la température de sortie d'eau soit supérieure 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, d'où la nécessité d'éliminer au maximum les incondensables .

Dans la production de l'énergie, et dès que les puissances mises en jeu atteignent quelques dizaines de MW, la source froide la plus économique est de l'eau refroidie, soit de mer soit de rivière soit une eau refroidie par réfrigérant atmosphérique . Le problème est donc un problème de transfert de chaleur vapeur d'eau/eau .

La surface d'échange est matérialisée par des tubes minces dans lesquels circule l'eau, la vapeur se condensant à l'extérieur des tubes .

Les paramètres régissant l'échange sont :

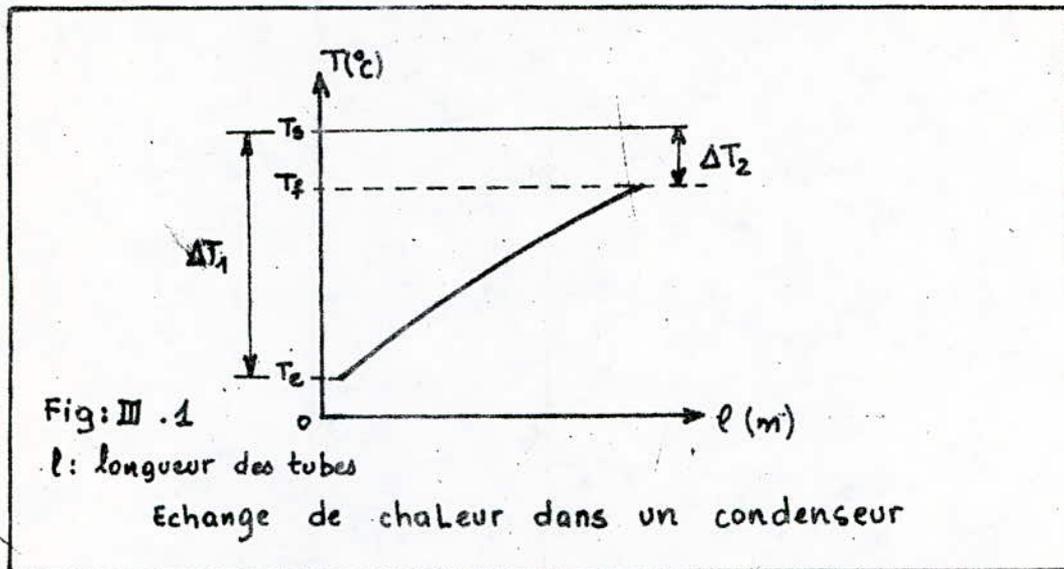
- Température d'entrée d'eau T_e : C'est une donnée dépendant des conditions naturelles de l'eau .

- Température de saturation de la vapeur : T_s : C'est une donnée correspondant à la pression de service du condenseur

- Débit de vapeur à condenser Q_v : C'est la troisième donnée fondamentale .

- La température de sortie d'eau : Elle dépend du débit d'eau dont on peut disposer, compte tenu du flux calorifique

à extraire, mais cette température de sortie d'eau, pour des raisons technologiques, ne doit jamais être prise trop proche de la température de saturation (Figure III. 1) .



En effet, nous appelons écart caractéristique (ou pincement) ΔT_2 la différence entre la température de saturation T_s et la température de sortie d'eau T_f , l'expérience montre que cette valeur est très importante pour le dimensionnement du condenseur, ceci s'explique aisément par le calcul .

Cependant, expérimentalement, il est souhaitable que cette valeur ne doit pas être inférieure à 3°C pour des raisons exposées précédemment .

- Coefficient de transfert :

De très nombreuses études ont été consacrées au calcul des coefficients de transfert (ou d'échange) en condensation ; cependant l'usage montre que dans le cas des condenseurs, certains standards (HEI) sont universellement reconnus et

utilisés .

III.I.2 Paramètres de calcul :

- Calcul du flux de chaleur à évacuer :

Pour une vapeur saturée, le flux de chaleur à évacuer représente la quantité de chaleur (chaleur latente), extraite de la vapeur par l'eau de refroidissement, il dépend de la pression (température), régnant dans le condenseur .

- Calcul du débit d'eau de refroidissement :

Le débit de refroidissement dépend du flux de chaleur à évacuer .

- Diamètre et épaisseur :

Ils dépendent essentiellement d'un calcul économique d'une part, et de l'encombrement dont on dispose d'autre part, la longueur du condenseur est fonction du diamètre des tubes l'épaisseur des tubes pour des métaux cuivreux est prise égale à 1 mm .

- Matière des tubes :

Elle dépend de la nature de l'eau .

- Vitesse de l'eau dans les tubes :

C'est l'expérience qui a stabilisée les vitesses, pour les condenseurs industriels les vitesses sont employées autour de la valeur 1,6 m/s; mais pour les petits condenseurs la vitesse est inférieures à 1,6 m/s . Il faut noter que pour des vitesses supérieures (de l'ordre de 2,20 m/s), apparaissent des problèmes d'érosion aux entrées des tubes .

- Calcul du coefficient global d'échange de chaleur :
Ce coefficient dépend essentiellement :
 - . du matériau et de l'épaisseur des tubes .
 - . de la température et de la vitesse de l'eau de circulation
- Ecart logarithmique :

C'est la valeur :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_f)}{\ln \frac{(T_s - T_e)}{(T_s - T_f)}}$$

Remarque :

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 à contre courant . Mais pour des échangeurs de chaleur plus complexes tel 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 .

Donc pour obtenir la température moyenne vraie dans

n'importe quel cas, on multiplie la moyenne logarithmique de la différence de la température globale calculée pour un système à contre courant par le facteur de correction F approprié, c'est à dire :

$$\Delta T_{\text{moy (vraie)}} = \Delta T_{\text{LM}} \times F$$

Remarque :

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

$$\Delta T_{\text{moy (vraie)}} = \Delta T_{\text{LM}}$$

- La surface d'échange :

Est proportionnelle au flux de chaleur et inversement proportionnelle au coefficient de transfert de chaleur et à l'écart logarithmique de température :

$$S = \frac{\dot{Q}}{K \cdot \Delta T_{\text{LM}}}$$

III.2 Coefficient de transfert de chaleur :

La valeur du coefficient de transfert de chaleur est déterminante pour le calcul de la surface d'échange nécessaire pour la condensation totale de la vapeur, ce coefficient dépend principalement :

- De la nature du matériau des tubes .
 - De l'épaisseur du tube .
 - De la vitesse de circulation du fluide réfrigérant .
- Le coefficient de transfert de chaleur global est déterminé par deux méthodes : Théorique et pratique .

III.2.I Méthode théorique :

Le calcul du coefficient global de transfert de chaleur par la méthode théorique tient compte des conditions d'échange de chaleur dans le condenseur .

Dans un condenseur par surface composé de tubes horizontaux où l'eau de refroidissement circule à l'intérieur des tubes, le coefficient de transfert de chaleur global est donné par la formule suivante :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_e} + \frac{D_e}{D_i} \cdot \frac{1}{h_i} + \frac{D_e}{2\lambda} \cdot \ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)$$

Avec :

h_e : coefficient de transfert de chaleur (vapeur/paroi extérieure des tubes).

h_i : coefficient de transfert de chaleur (eau de refroidissement/paroi intérieure des tubes) .

λ : coefficient de conductibilité du métal .

- Détermination de h_e :

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

$$h_e = 0,728 \left[\frac{K_e^3 \cdot L_v \cdot \rho_e^2 \cdot g}{N D_e \mu_e (T_s - T_p)} \right]^{1/4}$$

D'après Mac Adams, la température de la surface de condensation est légèrement inférieure à celle du film du condensat.

Ces expériences donnent :

$$T_c = T_s - 0,75(T_s - T_p), \text{ d'où } (T_s - T_p) = \frac{1}{0,75} (T_s - T_c)$$

T_p : température de la paroi .

T_c : température du condensat .

$T_c = T_s - (0,4 \text{ à } 0,6)^\circ\text{C}$, on prendra $T_c = T_s - 0,5^\circ\text{C}$

T_s : température de saturation de la vapeur

$$\text{D'où, } (T_s - T_p) = \frac{1}{0,75} \times [T_s - (T_s - 0,5)] = \frac{1}{0,75} \times (0,5) = 0,66^\circ\text{C}$$

- Détermination de h_i :

Pour un écoulement turbulent à l'intérieur des tubes horizontaux, Nusselt donne la relation suivante :

$$N_u = (Re)^{0,8} \times (Pr)^{0,4} \times 0,023$$

Avec : $Nu = \frac{h_i \cdot D_i}{k_e}$: Nombre de Nusselt

$Re = \frac{D_i \cdot V}{\nu_e}$: Nombre de Réynolds

$Pr = \frac{C_p \cdot \mu_e}{k_e}$: Nombre de Prandl

V : Vitesse d'écoulement de l'eau

Tous les paramètres physiques sont exprimés à la température moyenne arithmétique de l'eau .

III.2.2 Méthode pratique :

Dans la pratique, d'habitude on fait les calculs des condenseurs suivant des formules pratiques simples données par "Heat Exchange Institute" (H.E.I).

Ces formules donnent le coefficient K de transfert de chaleur global en $(\text{kcal}/\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, pour la condensation de vapeur d'eau dans un condenseur refroidi à eau .

$$\text{On a : } K = K_o \cdot C_m \cdot C_t \cdot C_s \cdot \sqrt{V} .$$

Avec :

C_m : coefficient de correction pour épaisseur et matière des tubes .

C_t : coefficient de correction de température d'entrée d'eau

C_s : coefficient de salissure .

K_o : coefficient de base, fonction du diamètre extérieur des tubes .

V : (m/s), vitesse d'écoulement de l'eau dans les tubes .

Les coefficients de salissure sont variables et dépendent principalement de la nature de l'eau de réfrigération .

C_s , peut aller de 0,5 à 1 (Pas de salissure dans le cas d'un nettoyage continu) .

Remarque :

Les relations théoriques précédentes de transfert de chaleur ne sont guère employées dans le calcul des condenseurs, car elles résultent d'essais et ne peuvent tenir compte des phénomènes complexes qui ont lieu dans le condenseur, en particulier les pertes de charges côté vapeur et sont plus particulièrement réservées au calcul des échangeurs (réchauffeurs, etc..), donc pour le calcul d'un condenseur, on utilise généralement des formules pratiques basées sur les résultats d'expérience sur des condenseurs opérationnels .

CHAPITRE IV

CALCUL DU CONDENSEUR

Les données de base pour le dimensionnement du condenseur sont les suivantes :

- Pression de saturation au condenseur : $P_g = 0,1 \text{ bar}$.
- Température de saturation au condenseur $T_g = 45,84^\circ\text{C}$
- Température $T_g = 45,84^\circ\text{C}$ de la vapeur dans le condenseur .
- Température du condensat : $T_c = 45,84^\circ\text{C} - 0,5 = 45,34^\circ\text{C}$
- Débit de vapeur à condenser : $\dot{Q}_v = 50 \text{ kg/h}$.
- On admet un échauffement de l'eau de refroidissement de ΔT égal à 3°C .
- Diamètre extérieur du tube : $D_e = 18 \text{ mm}$.
- Diamètre intérieur du tube : $D_i = 16 \text{ mm}$.
- Nature du matériau du tube : cuivre .

La pression de saturation dans le condenseur est de 0,1 bar qui correspond à une température de saturation égale à 45,84°C

Les tables des constantes thermodynamiques de l'eau et de sa vapeur saturante donnent :

- Constante thermodynamique de la vapeur saturée à : ($P_s = 0,1$ bar et $T_s = 45,84^\circ\text{C}$) .

- H_v : enthalpie de la vapeur saturée : $H_v = 2583,9$ kJ/kg .

- L_v : chaleur latente de la vapeur : $L_v = 2392,2$ kJ/kg .

- ρ_v : la masse volumique de la vapeur : $\rho_v = 0,0682$ kg/m³ .

- ν_v : viscosité cinématique de la vapeur : $\nu_v = 14,65 \cdot 10^{-5}$ m²/s

- μ_v : viscosité dynamique de la vapeur : $\mu_v = 0,99 \cdot 10^{-5}$ kg/m.s

- Cp_v : chaleur spécifique de la vapeur : $Cp_v = 1,89$ kJ/kg.°K

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

- H_c : enthalpie du condensat : $H_c = 191,71$ kJ/kg .

- ρ_c : masse volumique du condensat : $\rho_c = 990,1$ kg/m³ .

- μ_c : viscosité dynamique du condensat : $\mu_c = 58,9 \cdot 10^{-5}$ kg/m.s

- Cp_c : chaleur spécifique à pression constante :

$$Cp_c = 4,181 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{K}$$

- Constante thermodynamique de l'eau de refroidissement à la température moyenne $T_m = (T_e + T_f)/2 = 17,5^\circ\text{C}$.

- ρ_e : masse volumique de l'eau : $\rho_e = 997$ kg/m³ .

- Cp_e : chaleur spécifique ($P = \text{Constante}$) :

$$Cp_e = 0,998 \text{ kcal/kg.}^\circ\text{C} .$$

- ν_e : viscosité cinématique de l'eau : $\nu_e = 1,132 \cdot 10^{-6}$ m²/s .

IV.1 Calcul thermique :

IV.1.1 Flux de chaleur à évacuer : F

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 :

$$F = \dot{Q}_v (H_v - H_c) = \dot{Q}_v \cdot L_v$$

avec : - \dot{Q}_v : est le débit de vapeur saturée donné par la chaudière . $\dot{Q}_v = 50 \text{ kg/h} = 0,139 \text{ kg/s}$.

$$\text{d'où } F = 0,139(2583,9 - 191,71) = 33,22 \text{ kw} .$$

IV.1.2 Débit d'eau de refroidissement :

Le débit d'eau réfrigérante nécessaire pour condenser 50kg/h de vapeur saturée est donné par la relation suivante :

$$\dot{Q}_e = F / (Cp_e \cdot \Delta T) .$$

- On admet un échauffement d'eau dans le condenseur de $\Delta T = 3^\circ\text{C}$

- Cp_e : chaleur spécifique de l'eau à pression constante, déterminée à la température moyenne entre l'entrée et la sortie du condenseur .

$$Cp_e = 0,998 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C} \text{ d'où } Cp_e = 4,177 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$$

$$\dot{Q}_e = 33,22 / (4,177 \cdot 3) = 2,651 \text{ kg/s} .$$

Le débit volumique \dot{Q}_{ev} de l'eau exprimé en m^3/s , est :

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{Q}_e / \rho_e = 2,651 / 997 = 2,659 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} .$$

IV.1.3 Ecart logarithmique :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_f)}{\text{Log}(T_s - T_e) / (T_s - T_f)}$$

application numérique :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(45,84-16) - (45,84-19)}{\log(45,84-16)/(45,84-19)}$$

$$\Delta T_{LM} = 28,31^{\circ}\text{C} .$$

IV.I.4 Coefficient de transfert de chaleur global : K .

Pour déterminer le coefficient de chaleur global, on utilise la formule pratique donnée par (H.E.I) .voir(p 34 §III.2.2) .

$$K = K_0 \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_t \cdot \sqrt{V}$$

avec : - K_0 : coefficient d'échange de base, en $\text{kcal}/(\text{h.m}^{\frac{3}{2}} \cdot ^{\circ}\text{C} \cdot \text{s}^{\frac{1}{2}})$

K_0 est fonction du diamètre extérieur des tubes . Prenant des tubes en laiton amirauté, de diamètre extérieur D_e égal à 18 mm, et d'épaisseur $\delta = 1 \text{ mm}$.

La figure(IV.I), donne pour $D_e = 18 \text{ mm}$ et $\delta = 1 \text{ mm}$

$$K_0 = 2366(\text{kcal}/\text{h.m} \cdot ^{\circ}\text{C} \cdot \text{s}^{\frac{1}{2}}) .$$

- C_s : coefficient de salissure, compris entre 0,5 et 1

Le condenseur étant destiné à des expériences de laboratoire, l'eau de refroidissement utilisée est supposée chimiquement pure, donc sans salissures; d'où $C_s = 1$.

- C_t : coefficient de correction de température d'entrée d'eau .

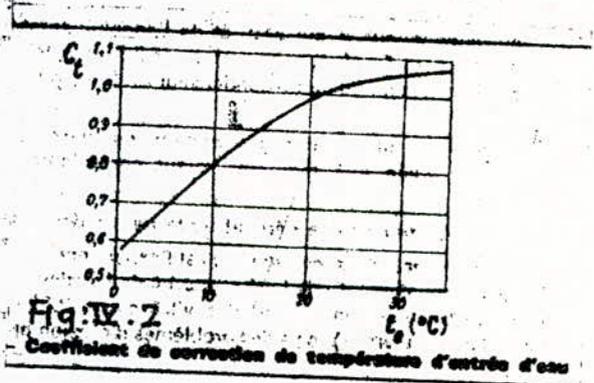
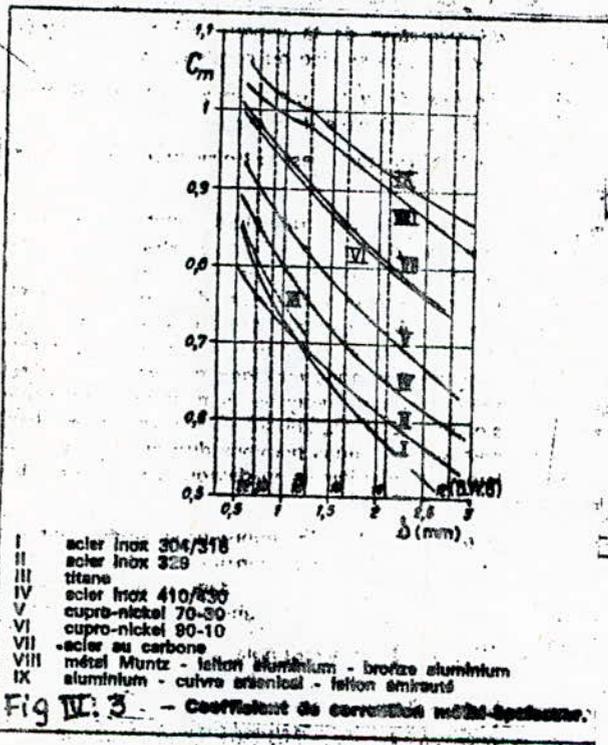
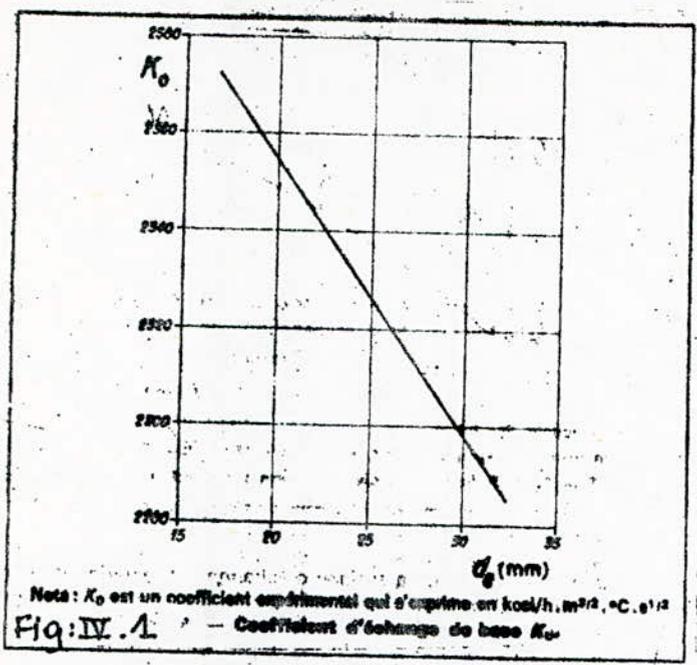
Pour $T_e = 16^{\circ}\text{C}$, la figure (IV.2), donne $C_t = 0,92$.

- C_m : coefficient de correction pour épaisseur et matière des tubes .

La courbe(IX), de la figure(IV.3), correspondant à des tubes en laiton amirauté, pour épaisseur $\delta = 1 \text{ mm}$ donne :

$$C_m = 1,02 .$$

- V : vitesse d'écoulement d'eau en (m/s) .



- Choix de la vitesse d'écoulement d'eau :

Généralement les valeurs usuelles de la vitesse d'écoulement d'eau dans les tubes sont autour de 1,6 m/s, ces valeurs sont choisis à base d'expériences pour des condenseurs industriels de grande dimensions .

Pour les condenseurs de petite dimensions, les vitesses d'écoulement sont plus faibles, mais l'écoulement de l'eau doit être toujours dans le régime turbulent .

La vitesse d'écoulement d'eau de notre condenseur est :
 $V = 0,83 \text{ (m/s)}$, cette valeur est choisie à base d'un calcul par tâtonnement pour satisfaire les conditions suivantes :

- Avoir un régime turbulent pour l'écoulement d'eau de refroidissement .

- Avoir un nombre de tubes "N", entier .

- Minimiser la longueur critique hydrodynamique à l'entrée des tubes .

Donc après avoir évalué tous les coefficients, on peut calculer le coefficient d'échange de chaleur global :

$$K = 2366 \cdot 0,92 \cdot 1 \cdot 1,02 \cdot \sqrt{0,83} = 2022,75 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}.$$

$$K = 2,35 \text{ kw/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} .$$

IV.2 Calcul de la surface d'échange : S .

La surface d'échange est la surface externe des tubes à travers laquelle se fait le transfert de chaleur entre la vapeur saturée et le liquide refroidi; elle est donnée par la relation suivante :

$$F = K \cdot S \cdot \Delta T_{LM} \text{ d'où, } S = F / (K \cdot \Delta T_{LM}) .$$

- avec : - F : (kw)
 - K : (kw/m².°C)
 - ΔT_{LM} : °C

$$S = 33,22 / (2,35 \cdot 28,31) = 0,4993 \text{ m}^2$$

IV.2.1 Détermination du nombre de tubes : "N"

Le nombre de tubes est donné par l'équation du débit volumique de l'eau de refroidissement \dot{Q}_{ev} :

$$\dot{Q}_{ev} = S' \cdot V$$

avec : - $S' = N \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4}$: C'est la section transversale des tubes

- D_i : diamètre intérieur des tubes (m) .

- V : vitesse d'écoulement d'eau (m/s) .

$$D'où N = 4 \cdot \dot{Q}_{ev} / (\pi \cdot V \cdot D_i^2)$$

$$N = 4 \cdot 2,659 \cdot 10^{-3} / (\pi \cdot 0,83 \cdot (16)^2 \cdot 10^{-6}) = 15,9$$

On prendra N = 16 tubes .

IV.2.2 Calcul de la longueur des tubes entre les plaques : L

La longueur des tubes est déterminée par l'équation de la surface d'échange totale :

$$S = N \cdot \pi \cdot D_e \cdot L \quad d'où, L = S / (N \cdot \pi \cdot D_e)$$

Avec D_e : diamètre externe des tubes en (m) .

S : surface d'échange en (m²) .

$$L = 0,4993 / (\pi \cdot 16 \cdot 18 \cdot 10^{-3}) = 0,55 \text{ m}$$

$$L = 550 \text{ mm}$$

IV.3. Diamètres des conduites :

IV.3.1 Diamètre de la conduite de vapeur :

A l'entrée du condenseur, la conduite de vapeur est circulaire, son diamètre est égal au diamètre de sortie de vapeur de la chaudière réalisée auparavant. Cela facilite l'assemblage des deux appareils.

$$D_1 = 52 \text{ mm} .$$

IV.3.2 Diamètre de la conduite des condensats :

En supposant que la vapeur se condense totalement, le débit des condensats recueillis doit être le même que celui de la vapeur.

Le diamètre de la conduite des condensats est donné par l'équation du débit :

$$\dot{Q}_v = \rho_c \cdot V_c \cdot S . \quad \text{avec : } S = \pi \cdot D_1^2 / 4$$

ρ_c : masse volumique des condensats : $\rho_c = 990 \text{ kg/m}^3$.

D_1 : diamètre intérieur de la conduite des condensats : [m]

V_c : vitesse d'écoulement des condensats : [m/s]

En prenant $V_c = 0,01 \text{ m/s}$, comme vitesse d'écoulement des condensats, on a :

$$D_1 = \sqrt[4]{4 \cdot \dot{Q}_v / (\pi \cdot \rho_c \cdot V_c)}^{\frac{1}{2}}$$

$$D_1 = \sqrt[4]{4 \cdot 0,01389 / \pi \cdot 0,01 \cdot 990}^{\frac{1}{2}} = 0,042 \text{ m} .$$

$$D_1 = 42 \text{ mm} .$$

IV.4 Calcul de l'épaisseur de la plaque :

L'enveloppe du condenseur est construite par la tôle en acier A(70) qualité 2 soudable. L'enveloppe est obtenue par assemblage soudé de plaque d'acier rectangulaire.

Pour déterminer l'épaisseur de la tôle d'acier, on considère que sur les parties centrales et inférieures du condenseur qui sont les plus sollicitées par les efforts dus à la dépression qui règne à l'intérieur de l'enveloppe . La partie supérieure du condenseur est renforcée par les plaques de distribution afin d'augmenter sa résistance .

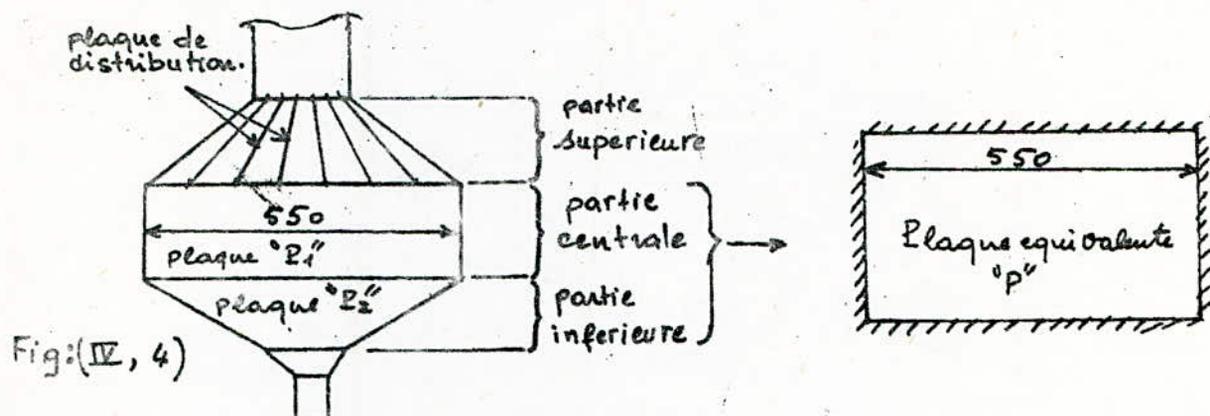


Fig:(IV, 4)

Pour simplifier le calcul, les plaques P_I et P₂ (fig:IV,4), sont remplacés par une plaque équivalente P rectangulaire de même longueur que P_I et dont la surface S_p est égale à la somme

$$S_{P_I} + S_{P_2} .$$

S_{P_I} : surface de la plaque P_I .

S_{P₂} : surface de la plaque P₂ .

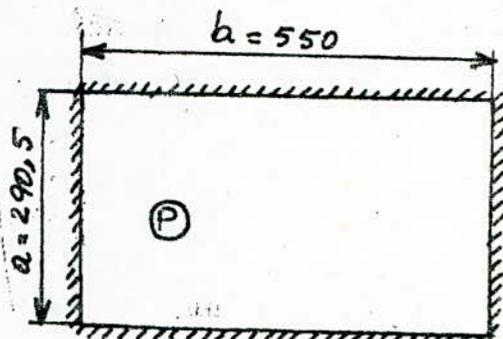
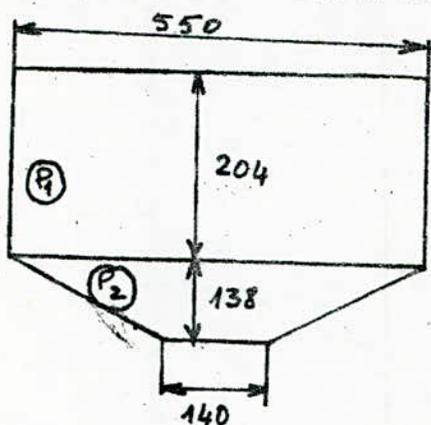
On considère que la plaque équivalente P est soumise à une charge uniformément répartie "q" et elle est encastree à sa périphérie .

-- Détermination de la largeur "a" de la plaque équivalente P :

$$S_p = 550 \cdot a \quad \text{d'où} \quad a = S_p / 550 .$$

$$S_p = S_{p_1} + S_{p_2} = 159810 \text{ mm}^2$$

$$a = 159810 / 550 = 290,5 \text{ mm}$$



plaque "P" équivalente encastée par sa périphérie

D'après L.GEMINARD et F.GROS LAFAGE, la contrainte σ_I agissant sur la facette parallèle au côté "b" est donnée par la relation :

$$\sigma_I = \beta_I \cdot 6q \cdot a^2 / e^2 \text{ en N/mm}^2 \quad (\text{IV.1})$$

Et celle agissant sur la facette parallèle au côté "a" est donnée par la relation :

$$\sigma_2 = \beta_2 \cdot 6q \cdot a^2 / e^2 \text{ en N/mm}^2 \quad (\text{V.2})$$

avec : - β_I β_2 : coefficients dépendant du rapport b/a .

- q : charge agissant sur la plaque en N/mm² .

- a : largeur de la plaque en mm .

- e : épaisseur de la plaque en mm .

L'expression de la flèche est donnée par :

$$f = \alpha \cdot q \cdot a^4 / (E \cdot e^3) .$$

avec : - α : coefficient dépendant du rapport b/a .

- E : module d'élasticité du métal .

$$b/a = 550 / 290,5 = 1,89 .$$

D'après le tableau donnant les coefficients : α , β_1 , β_2 .
en fonction du rapport b/a suivant :

| b/a | 1 | 1,5 | 2 | 3 |
|-----------|--------|--------|--------|--------|
| α | 0,0443 | 0,0843 | 0,1106 | 0,1336 |
| β_1 | 0,0479 | 0,0812 | 0,1017 | 0,1189 |
| β_2 | 0,0479 | 0,0500 | 0,0464 | 0,0404 |

Le rapport b/a calculé étant compris entre 1,5 et 2, par interpolation on obtient pour $b/a = 1,89$ les valeurs suivantes :

$$\alpha = 0,1048, \quad \beta_1 = 0,0972, \quad \beta_2 = 0,0472 .$$

D'après les conditions de résistances des matériaux on écrit :

$$\sigma_I = \beta_1 \cdot \sigma / (e^2 \cdot p \cdot a^2) \ll \sigma_{adm}$$

σ_{adm} : représente la contrainte admissible et elle est égale à :

$$\sigma_{adm} = R_r / k \quad \text{avec : } R_r : - \text{ charge de rupture du métal .}$$

$$k : - \text{ coefficient de sécurité .}$$

Le coefficient de sécurité est donné dans la plage suivante :

$$k = (1 \rightarrow 2,5) .$$

Pour l'acier A(70) qualité 2, l'aide memoire "conception en construction mécanique" donne :

$$R_r = (690 \rightarrow 830) \text{ en } N/mm^2 .$$

Si on prend une valeur moyenne R_r de l'intervalle c'est à dire $R_r = 760 N/mm^2$; pour un coefficient de sécurité égale à 1,5, la contrainte admissible est donnée par :

$$\sigma_{adm} = R_r / k = 760 / 1,5 = 506,6 N/mm^2 .$$

De l'expression (IV.4), on tire celle donnant l'épaisseur de la plaque : soit :

$$e \geq \left[6 \cdot \beta_I \cdot q \cdot a^2 / \sigma_{adm} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$q = I_{atm} - 0, I_{atm} = 0,9atm = 0,09 \text{ N/mm}^2 .$$

$$\sigma_{adm} = 506,6 \text{ N/mm}^2 .$$

$$a = 290,5 \text{ mm} .$$

$$\beta_I = 0,0972$$

$$e \geq \left[6 \cdot 0,0972 \cdot 0,09 \cdot (290,5)^2 / 506,5 \right]^{\frac{1}{2}} = 2,95 \text{ mm} .$$

on prend $e = 3 \text{ mm}$

La flèche est égale à :

$$f = \alpha \cdot q \cdot a^4 / (E \cdot e^3) = \frac{0,1048 \times 0,09 \times (290,5)^4}{2 \times 10^6 \times (3)^3} = 1,2 \text{ mm}$$

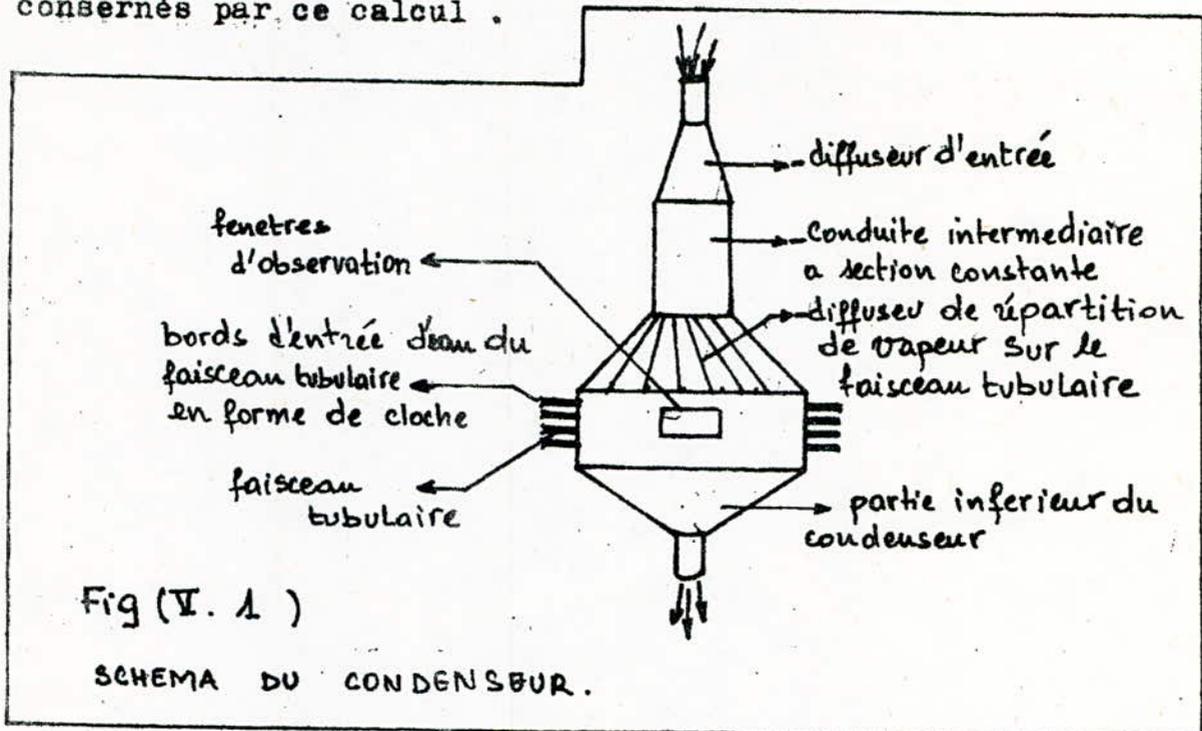
$$f = 1,2 \text{ mm} .$$

CHAPITRE V

CALCUL DES PERTES DE CHARGE

Le calcul des pertes de charge dans le condenseur comprend deux parties; le calcul des pertes côté vapeur et le calcul des pertes côté eau de refroidissement .

Avant d'entamer le calcul des pertes de charge, il est préférable de schématiser l'appareil afin de montrer les parties concernées par ce calcul .



V.1 Calcul des pertes de charge côté vapeur :

La conduite de vapeur est constituée par le diffuseur d'entrée, la conduite intermédiaire et le diffuseur de répartition de vapeur comme le montre la figure (V.1) .

Le calcul concerne uniquement les pertes de charge dans le diffuseur d'entrée et le diffuseur de répartition de vapeur, on négligera les pertes de charge dans la conduite intermédi-

aire .

Pour calculer les pertes de charge dans un diffuseur, on applique la méthode conventionnelle de répartition des pertes, en considérant que la perte de charge globale ΔP_g , est la somme de deux termes, la perte de charge singulière ΔP_s (causée par l'élargissement du courant) et la perte de charge par frottement ΔP_f ; de même le coefficient de perte de charge globale est la somme de deux termes, le coefficient de perte de charge singulière ξ_s et le coefficient de perte de charge par frottement ξ_f .

$$\xi_g = \xi_s + \xi_f \quad \text{et} \quad \Delta P_g = \xi_g \cdot \rho \cdot \frac{W_0^2}{2}$$

V.I.I Coefficient de perte de charge singulière : " ξ_s ".

Ce coefficient s'exprime à l'aide du coefficient de l'intensité de choc φ_{elarg} , par la relation suivante :

$$\xi_s = \varphi_{\text{elarg}}^2 \left(1 - \frac{1}{n_I}\right)^2, \quad (\text{V.1}) \rightarrow \text{: relation donnée par Mémento des pertes de charge.}$$

avec : - n_I : rapport d'élargissement .

$$n_I = F_I / F_0 .$$

F_I et F_0 sont respectivement la section large et la section étroite du diffuseur .

La grandeur de φ_{elarg} , est déterminée à l'aide des courbes; $\varphi_{\text{elarg}} = f(\alpha, F_0/F_I)$ sur la figure (V.3) .

- Coefficient de perte de charge par frottement :

Le coefficient de perte de charge par frottement pour un

diffuseur pyramidale, de même que pour un diffuseur conique, se calcule d'après la relation suivante, donnée par "Memento des pertes de charge"

- pour des angles au sommet non identiques : " $\alpha \neq \beta$ "

$$\xi_f = \frac{\lambda}{16} \cdot \frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{1}{n_1^2} \right) + \frac{\lambda}{16} \cdot \frac{1}{\sin \frac{\beta}{2}} \left(1 - \frac{1}{n_1^2} \right), \quad (\text{V. 2})$$

- pour des angles au sommet identiques : " $\alpha = \beta$ "

$$\xi_f = \frac{\lambda}{8} \cdot \frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}} \cdot \left(1 - \frac{1}{n_1^2} \right), \quad (\text{V. 3})$$

avec: - n_1 : Angle d'ouverture maximal du diffuseur .

- λ : Coefficient de perte de charge par frottement de l'unité de longueur relative du diffuseur .

La grandeur de λ est déterminée en fonction du nombre de Reynolds (Re) et la rugosité relative $\bar{\Delta}$, conformément au graphique de la figure (V. 2)

donc $\lambda = f(\text{Re}, \bar{\Delta})$

- $\text{Re} = W_0 \cdot D_H / \nu$ - avec: - W_0 : vitesse moyenne d'écoulement dans la section étroite du diffuseur

- D_H : diamètre hydraulique de la section étroite du diffuseur:

- $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_H}$ - avec: - Δ : hauteur moyenne des aspérités de la rugosité des parois (mm)

La grandeur de Δ est tirée des tableaux donnant les rugosités des conduites ("Memento des pertes de charge"), pour notre conduite réalisée en tôle d'acier, $\Delta = 0,18 \text{ mm}$

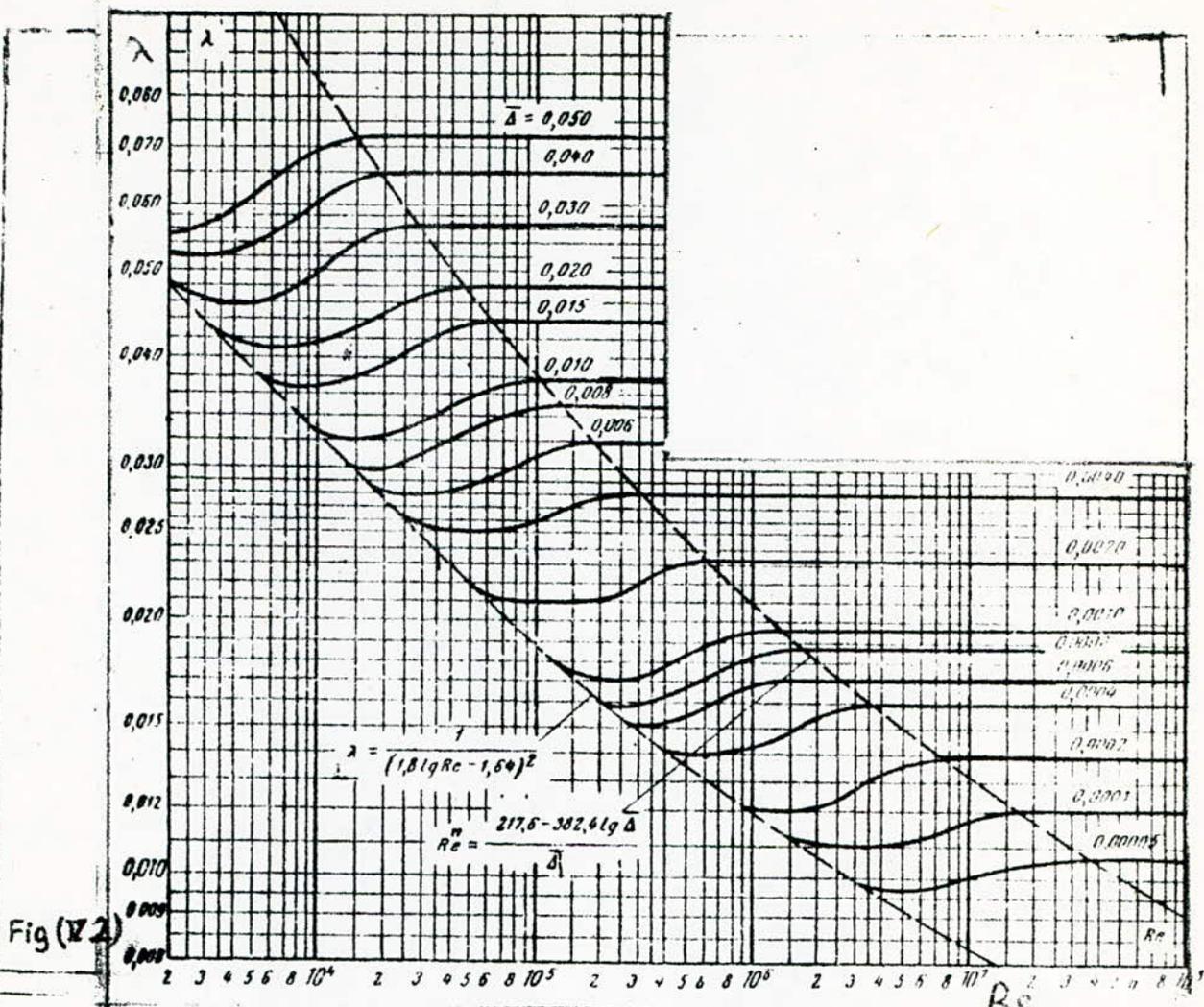


Fig (V 2)

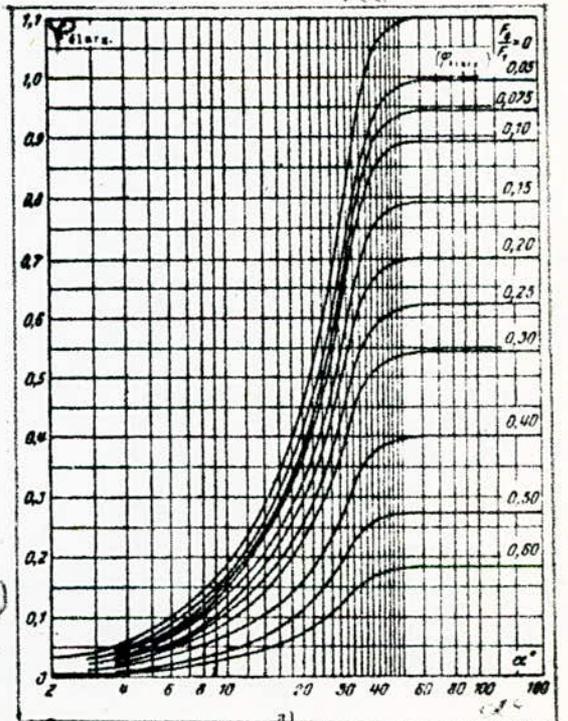


fig (V 3)

V.I.I Calcul des pertes de charge dans le diffuseur d'entrée :

Dans ce diffuseur l'écoulement de la vapeur passe d'une conduite circulaire à une conduite de section carrée (fig V.4)

Le coefficient de perte de charge globale de ce type de diffuseur est calculé de la même manière que pour un diffuseur pyramidal ou conique, mais seulement avec un angle d'ouverture équivalent α , donné par la relation suivante :

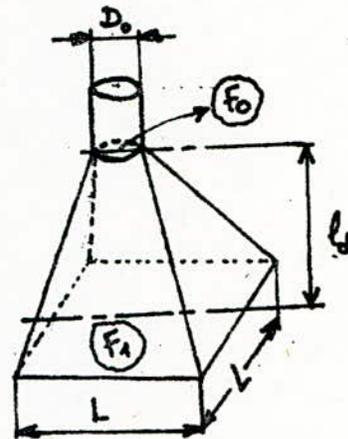
$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{2 \cdot \sqrt{\frac{L^2}{\pi}} - D_0}{2 \cdot l_d}$$

$$l_d = 200 \text{ mm}$$

$$L = 164 \text{ mm}$$

$$D_0 = 52 \text{ mm}$$

Fig: (V.4)



diffuseur d'entrée.

- Détermination du coefficient de perte de charge singulière:

" ξ "
 ξ_{s_1} :

- Détermination de l'angle d'ouverture équivalent " α ".

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{2 \times \sqrt{\frac{(164)^2}{\pi}} - 52}{2 \times 200} \rightarrow \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = 0,3326 \Rightarrow \frac{\alpha}{2} = 18,4^\circ$$

d'où $\alpha = 36,8^\circ$

- Détermination du coefficient d'élargissement " n_I ".

$$n_I = F_0 / F_I \text{ avec : } F_0 = \pi \cdot D_0^2 / 4 = \pi (52)^2 / 4 = 2123,7 \text{ mm}^2.$$

$$F_I = L^2 = (164)^2 = 26896 \text{ mm}^2 .$$

d'où, $I/n_I = F_o/F_I = 0,079 .$

D'après la figure (V.3), $\varphi_{\text{elarg}} = 0,86 = f(\alpha, I/n_I) .$

d'où, $\varphi_{F_1} = 0,86(I - 0,079)^2 = 0,729$

- Détermination du coefficient de perte de charge par frottement : " φ_{f_1} ".

$$\varphi_{F_1} = \frac{\lambda_1}{8} \cdot \frac{1}{\sin \alpha_2} \left(1 - \frac{1}{n_1^2} \right)$$

avec : $\lambda_1 = f(Re_1, \bar{\Delta}_1)$

- Calcul du nombre de Reynolds : "Re".

$$Re_1 = W_o \cdot D_o / \nu_v , \text{ avec : } \nu_v = 0,146 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s} .$$

La vitesse W_o de la vapeur à l'entrée du diffuseur est donnée par l'équation du débit :

$$\dot{Q}_v = \rho_v \cdot F_o \cdot W_o .$$

avec : - \dot{Q}_v : débit massique de la vapeur égal à 50 kg/h .

- ρ_v : masse volumique de la vapeur à 0,1 bar .

$$\rho_v = 0,0682 \text{ kg/m}^3$$

d'où, $W_o = 4 \cdot \dot{Q}_v / (\pi \cdot \rho_v \cdot D_o^2)$

$$W_o = 95,87 \text{ m/s} .$$

$$Re_1 = \frac{95,87 \cdot 52 \times 10^{-3}}{0,146 \times 10^{-3}} \approx 34000$$

- Détermination de : " $\bar{\Delta}_1$ ".

$$\bar{\Delta}_1 = \Delta / D_H$$

$$D_H = 4F_o/P_o = \frac{4\pi D_o^2}{4\pi D_o} = D_o$$

d'où $D_H = D_o = 52 \text{ mm}$

$$\bar{\Delta}_1 = \frac{\Delta}{D_H} = \frac{0,18}{52} = 0,0035$$

d'où, λ_1 est déterminé d'après la figure (V.2) .

$$\lambda_1 = f(Rq, \bar{\Delta}_1) = 0,025 .$$

en remplaçant dans la formule (V.3), on trouve :

$$\xi_{f_1} = 0,0098 .$$

- Evaluation du coefficient de perte de charge globale : " ξ_g "

$$\xi_g = \xi_s + \xi_f = 0,729 + 0,0098 = 0,739 .$$

- Calcul des pertes de charge globale dans le diffuseur d'entrée : " ΔP_{g_1} " (N/m²) .

$$\Delta P_{g_1} = \xi_g \cdot \rho_v \cdot W_0^2 / 2 = 0,739 \times 0,0682 \times \frac{(95,87)^2}{2} = 231,61 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta P_{g_1} = 2,31 \text{ mbar}$$

V.I.2 Calcul des pertes de charge dans le diffuseur de répartition de vapeur : " ΔP_{g_2} "

Le diffuseur de répartition de vapeur a une forme pyramidale à l'intérieur duquel sont fixés les parois directrices fig(V.5)

D'après "Mémento des pertes de charge", le coefficient global des pertes de charge $\xi'_g = 0,65 \times \xi_{g_2}$

avec ξ_{g_2} coefficient global des pertes de charge dans un diffuseur pyramidal identique, sans paroi directrice .

- Détermination du coefficient des pertes de charge singulière

$$\xi'_s$$

$\alpha = 90^\circ$: angle d'ouverture .

$$n_I = F_I / F_0 \text{ avec : } F_0 = (164)^2 = 26896 \text{ mm}^2 .$$

$$F_I = 550 \cdot 196 = 107800 \text{ mm}^2 .$$

d'où, $I/n_I = 0,25$.

d'où, d'après la figure (V.3), on a : $\varphi_{\text{elarg}} = 0,624$.

ce qui donne $\varphi_s = 0,351$.

- Détermination du coefficient des pertes par frottement " φ_f "

$$\alpha \neq \beta$$

$$\varphi_f = \frac{\lambda_1}{16} \cdot \frac{1}{\sin \alpha/2} \left(1 - \frac{1}{n_1^2} \right) + \frac{\lambda_2}{16} \cdot \frac{1}{\sin \beta/2} \left(1 - \frac{1}{n_1^2} \right)$$

- Calcul du deuxième angle au sommet " $\beta/2$ " :

$$\tan\left(\frac{\beta}{2}\right) = \frac{196 - 164}{2 \cdot 193} = 0,0829 \Rightarrow \beta/2 = 4,74^\circ$$

- Détermination de " λ_2 " :

$$\lambda_2 = f(\text{Re}_2, \bar{\Delta}_2) .$$

La géométrie de la conduite de vapeur est rectangulaire donc le nombre de Réynolds est exprimé en fonction du diamètre hydraulique D_H .

$$D_H = 4 \cdot F_0 / P_0$$

P_0 : périmètre de la section " F_0 ", égal à: $4 \cdot 164 = 656 \text{ mm}$

$$D_H = 4 \cdot (164)^2 / 4 \cdot 164 = 164 \text{ mm} .$$

$$\bar{\Delta}_2 = 0,18 / 164 = 0,0011 .$$

- Détermination du nombre de Réynolds "Ré" .

$$\text{Re}_2 = W'_0 \cdot D_H / \nu$$

$$W'_0 = \dot{Q}_v / F_0 = 7,57 \text{ m/s} , \text{ d'où } Re' = 8477 .$$

$$\left. \begin{array}{l} Re_2 = 8477 \\ \Delta_2 = 0,0011 \end{array} \right\} \text{ d'après la figure (V.2), } \lambda_2 = 0,033$$

$$\text{D'après la formule (V.2), } \zeta'_2 = 0,026 .$$

donc la valeur du coefficient de perte globale est :

$$\zeta_{g_2} = \zeta_{s_2} + \zeta_{f_2} = 0,351 + 0,026 = 0,377 .$$

$$\zeta'_g = 0,65 \cdot \zeta_{g_2} = 0,245 .$$

donc la valeur des pertes de charge globales dans le diffuseur de répartition de vapeur est :

$$\Delta P_{g_2} = \zeta'_g \cdot \rho_v \cdot (W'_0)^2 / 2 = 0,245 \times 0,0682 \times (7,57)^2 / 2 = 0,478 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta P_{g_2} = 0,478 \times 10^{-2} \text{ mbar}$$

Remarque :

D'après les résultats obtenus on constate que les pertes de charge côté vapeur sont très faibles qu'on peut les négliger .

- Evaluation des pertes totales dans la conduite de vapeur " ΔP_{g_T} "

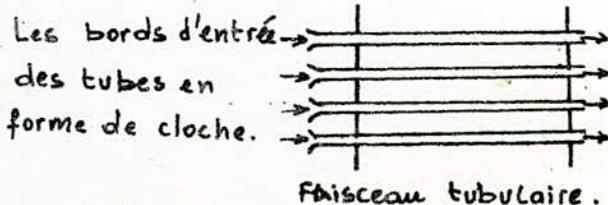
$$\Delta P_{g_T} = \Delta P_{g_1} + \Delta P_{g_2} = (2,31 + 0,478 \times 10^{-2}) \text{ mbar} = 2,31 \text{ mbar}$$

V.2 Calcul des pertes de charge côté eau de refroidissement :

V.2.I Calcul des pertes de charge à l'entrée du faisceau tubulaire :

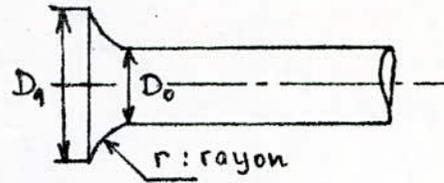
Les bords des tubes d'entrée ont une forme en cloche pour minimiser les pertes de charge singulières . Le coefficient des pertes de charge singulières est donné par la relation suivante :

$$\zeta = \zeta' \left(1 - \frac{1}{n_1}\right), \text{ (V.4)}$$



- Le coefficient ξ' est déterminé par la méthode pratique suivante :

r : rayon de courbure de la cloche
 D_0 : Diamètre intérieur du tube



- le coefficient " ξ' " est donné par la figure (I.6) en fonction du rapport (r/D):

$$D = 18 \text{ mm} :$$

d'où le rapport $r/D = 0,166$.

La grandeur de ξ' est obtenue graphiquement : $\xi' = f(r/D)$
 $\xi' = 0,06$

- Détermination du coefficient d'élargissement n_1 :

$$n_1 = F_1 / F_0, \text{ avec : } F_1 = \kappa \cdot D_1^2 / 4$$

$$F_0 = \kappa \cdot D_0^2 / 4 .$$

Les diamètres D_1 et D_0 sont représentés sur la figure précédente .

$$D_1 = D_0 + 2 \cdot r = 16 + (2 \cdot 3) = 22 \text{ mm} .$$

d'où la valeur de $n_1 = 1,89$.

ainsi on obtient la valeur du coefficient de perte ξ

$$\xi = \xi' (1 - 1/n_1) = 0,06 (1 - 0,529) = 0,028 .$$

La perte de charge singulière à l'entrée des tubes est :

$$\Delta p_s = \xi \cdot \rho_e \cdot w_0^2 / 2 \quad \text{avec : } w_0 = 0,83 \text{ m/s c'est la}$$

d'eau dans les tubes

$$\rho_e = 998 \text{ kg/m}^3 \text{ masse volumique de l'eau .}$$

$$\text{d'où } \Delta P_s = 0,028 \cdot 998 \cdot (0,83)^2 / 2 = 9,625 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta H_s = 0,98 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Remarque :

La perte de charge singulière à l'entrée des tubes est très faible et peut être négligée .

V.2.2 Calcul des pertes de charge dans le faisceau tubulaire :

- Evaluation du coefficient de perte de charge globale : " ζ_g "

Le coefficient de perte de charge globale " ζ_g ", est la somme de deux termes; du coefficient de perte de charge linéaire " ζ_L " et du coefficient de perte de charge dû à la variation de température de l'eau entre l'entrée et la sortie du condenseur " $\zeta_{\Delta t}$ "

$$\zeta_g = \zeta_L + \zeta_{\Delta t} \quad \text{avec : } \zeta_L = \lambda_3 \cdot L/D_0$$

$$\zeta_{\Delta t} = 2 \cdot (T_f - T_e) / (273 + T_e)$$

On détermine le coefficient linéaire de frottement suivant la formule de Blasius :

$$\lambda_3 = 0,3164 / (Re_3)^{0,25}, \text{ soit } \lambda_3 = 0,3164 / (11731)^{0,25}$$

$$= 0,030 \text{ .}$$

$$\text{d'où } \zeta_L = \lambda_3 \cdot L/D_0 = 0,030 \cdot 700 / 16 = 1,31 \text{ .}$$

L : longueur des tubes (mm) .

- Evaluation du coefficient de perte " $\zeta_{\Delta t}$ " .

$$\zeta_{\Delta t} = 2(T_f - T_e) / (273 + T_e) = 2 \cdot (19 - 16) / (273 + 16)$$

$$\zeta_{\Delta t} = 0,021$$

ainsi on évalue le coefficient de perte globale;

$$\zeta_g = \zeta_L + \zeta_{\Delta t} = 1,31 + 0,021 = 1,333$$

- Evaluation de la perte de charge globale dans le faisceau tubulaire :

$$\Delta P_{g_3} = \xi_{g_3} \cdot f_e \cdot W_m^2 / 2 \quad \text{avec : } W_m = W_o (273 + T_m) / (273 + T_e)$$

W_m : c'est la vitesse moyenne d'écoulement d'eau dans le faisceau tubulaire .

$T_m = (T_f + T_e) / 2$: c'est la température moyenne d'eau entre l'entrée et la sortie du condenseur .

$$T_m = (16 + 19) / 2 = 17,5^\circ\text{C} .$$

$$W_m = 0,83(17,5 + 273) / (16 + 273) = 0,834 \text{ m/s} .$$

$$\text{Donc : } \Delta P_{g_3} = 1,333 \cdot (0,834)^2 \cdot 998 / 2 = 462,66 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta H_{g_3} = 0,047 \text{ m}$$

V.2.3 Calcul des pertes de charge dans la boite de distribution

Les pertes de charge dans la boite de distribution d'eau sont dues :

- à l'élargissement de la conduite d'eau
- à l'obstacle formé par la plaque de distribution .

Le coefficient global de perte de charge est la somme du coefficient de perte par élargissement et le coefficient de perte causé par la plaque distributrice ainsi que le coefficient de perte par frottement .

$$\xi_{g_4} = \xi_{s_4} + \xi_{f_4} + \xi_p$$

avec : ξ_p : coefficient de perte de charge causé par la plaque de distribution d'eau .

ξ_{s_4} et ξ_{f_4} sont respectivement les coefficient de perte de charge par élargissement et par frottement dans la boite à

eau .

D'après les calculs faits précédemment portant sur le coefficient de perte de charge par frottement, on constate que le coefficient de perte f_f est très faible et peut être négligé .

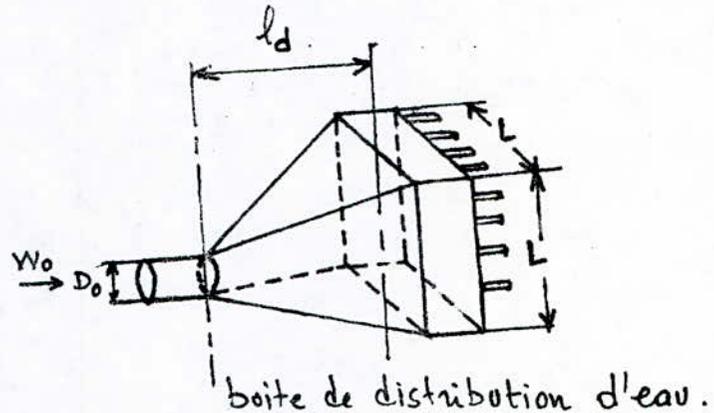
- Evaluation du coefficient de perte de charge par élargissement " f_s ".

$$f_s = K_{\text{elarg}} (1 - 1/n_I)^2$$
$$K_{\text{elarg}} = f(\alpha, 1/n_I), \quad \text{donné par la figure (V.3) :$$

$$l_d = 100 \text{ mm}$$

$$D_o = 42 \text{ mm}$$

$$L = 140 \text{ mm}$$



- Détermination de l'angle d'ouverture équivalent " α " ..

$$\text{tg } \frac{\alpha}{2} = \frac{2 \times \sqrt{\frac{L^2}{\pi}} - D_o}{2 l_d}$$

avec : l_d : longueur du diffuseur : $l_d = 100 \text{ mm}$.

D_o : diamètre de la section d'entrée étroite

$$D_o = 42 \text{ mm} .$$

L : côté de la section carrée de sortie .

$$L = 140 \text{ mm} .$$

d'où $\text{tg } \alpha/2 = 0,580$ ce qui donne $\alpha/2 = 30^\circ$ et $\alpha = 60^\circ$.

- Détermination du coefficient d'élargissement " I/n_I " .

$$I/n_I = F_0 / F_I = \pi \cdot (42)^2 / 4 \cdot (140)^2 = 0,07 .$$

$$\zeta_{\text{elarg}} = f(\alpha, I/n_I) = 0,95 .$$

$$\zeta_{s_4} = 0,95(1 - 0,07)^2 = 0,822 .$$

- Evaluation du coefficient de perte de charge " ζ_p " .

D'après "Mémento des pertes de charge", le coefficient ζ_p est donné par la formule suivante :

$$\zeta_p = 0,5(1 - F_0/F_I) + (1 - F_0/F_I)^2 , \quad (\text{V.5})$$

avec : F_0 : surface déterminée par les alesages dans la plaque de distribution . $F_0 = 16 \cdot \pi D_0^2 / 4$

F_I : surface de la plaque de distribution .

$$F_I = (L)^2 = (140)^2 = 19600 \text{ mm}^2 .$$

$$F_0/F_I = 4 \cdot \pi \cdot (16)^2 / (140)^2 = 0,164$$

d'où $\zeta_p = 0,5(1 - 0,164) + (1 - 0,164)^2 = 1,117 .$

Le coefficient global de perte est égal à :

$$\zeta_{g_4} = \zeta_{s_4} + \zeta_p = 1,117 + 0,822 = 1,939$$

Les pertes de charge dans la boîte de distribution s'évaluent

à :

$$\Delta P_{g_4} = \zeta_{g_4} \cdot \rho_e \cdot W_0^2 / 2$$

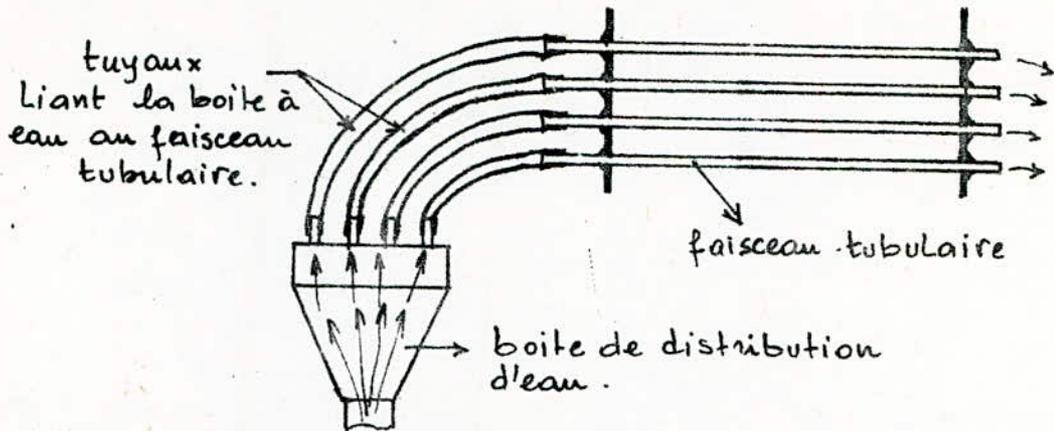
avec : $W_0 = Q_e / F_0 = (4 \cdot 2,659 \cdot 10^{-3}) / (0,042)^2 = 1,92 \text{ m/s}$

W_0 : vitesse d'eau à l'entrée de la boîte de distribution .

$$\Delta P_{g_4} = 1,939 \cdot 998 \cdot (1,92)^2 / 2 = 3566,82 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta H_{g_4} = 0,364 \text{ m d'eau}$$

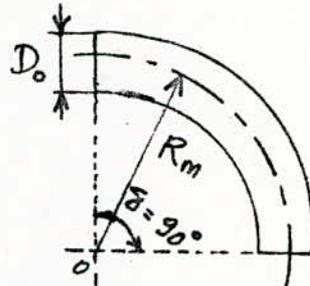
V.2.4 Calcul des pertes de charge dans les tuyaux liant la
boite à eau au faisceau tubulaire :



Les tuyaux permettant de changer la direction de l'écoulement d'eau . Ce changement de direction de l'écoulement est accompagné par des pertes de charge qui seront évaluées d'après la méthode suivante donnée par "Mémento de perte de charge" .

$$\left. \begin{array}{l} - R_m = 250 \text{ m} \\ - D_o = 16 \text{ mm} \end{array} \right\} \rightarrow R_m / D_o = 15,6$$

$$- Re = 1,17 \times 10^4 \text{ . (Reynolds)}$$



Pour les calculs des pertes de charge on travail avec un rayon de courbure moyen : $R_m = 250 \text{ mm}$.

Pour $R_m / D_o \gg 1,5$ et $50 < Re < 2 \cdot 10^4$, le coefficient de perte de charge est donné par la relation suivante :

$$\zeta = 0,0175 \cdot \lambda \cdot (R_m / D_o) \cdot \delta^\circ \quad (\text{V}, 6)$$

avec :

λ : coefficient de perte de charge par frottement par unité de longueur .

La grandeur de λ est déterminée sur la courbe (Fig: V.5)

$$\lambda = f(\text{Re}, R_m/D_o) \quad \left. \begin{array}{l} R_m/D_o = 15,6 \\ \text{Re} = 1,17 \cdot 10^4 \end{array} \right\} \Rightarrow \lambda = 0,035 .$$

$$= 0,0175 \cdot 15,6 \cdot 90 \cdot 0,035 = 0,861 .$$

La perte de charge dans les tuyaux est donnée par la relation suivante :

$$\Delta P = \xi \cdot \rho_e \cdot W_o^2 / 2 \quad \text{avec : } W_o = 0,83 \text{ m/s}$$

$$\rho_e = 998 \text{ kg/m}^3 .$$

$$\Delta P = 295,98 \text{ N/m}^2 .$$

$$\Delta H = 0,030 \text{ m} .$$

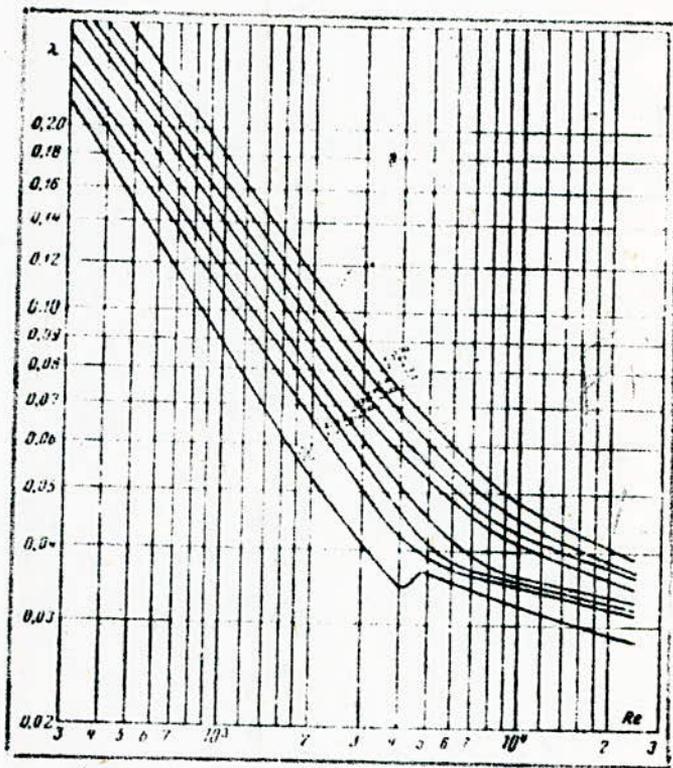
- Récapitulation des résultats :

Pertes de charge dans le circuit d'eau de refroidissement :

| | perte de charge en $\left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$ | perte de charge en $\left[\text{m} \right]$ |
|--|---|--|
| à l'entrée du faisceau | 9,625 | $0,98 \cdot 10^{-3}$ |
| dans le faisceau | 462,66 | 0,047 |
| dans la boîte à eau | 3566,82 | 0,364 |
| dans les tuyaux liant la boîte au faisceau | 295,98 | 0,030 |

La perte de charge totale dans le circuit est :

$$\Delta H_T = 0,98 \cdot 10^{-3} + 0,047 + 0,364 + 0,030 = 0,442 \text{ m}$$



CHAPITRE VI
CONCEPTION DES ELEMENTS PRINCIPAUX
DU CONDENSEUR

VI.I Conception de l'enveloppe :

La conception de l'enveloppe est telle qu'elle doit supporter une pression de fonctionnement d'environ 0,1 bar . La forme de l'enveloppe est choisie en fonction des possibilités et du matériel disponible à l'atelier .

L'enveloppe est réalisée à partir d'une feuille de tôle en acier (A 70), de 3 mm d'épaisseur . Les différentes parois sont assemblées entre elle par cordon de soudure . Le faisceau tubulaire est assemblé à l'enveloppe par système vis-écrou ; ce mode de fixation a été retenu en prévision d'un éventuel changement de configuration du faisceau tubulaire ou pour effectuer un nettoyage . Les fenêtres en plexiglas situées au niveau du faisceau tubulaire servent à observer le film du condensat qui se forme sur la surface d'échange constituée par les tubes ; elles sont placées l'une en face de l'autre pour permettre à la lumière de traverser le condenseur et assurer à l'observateur une vision plus ou moins nette du phénomène de condensation .

VI.I.I Conception de la conduite de vapeur :

La conduite de vapeur comporte deux élargissements progressifs en forme de diffuseurs afin d'amener la vapeur à se répartir uniformément sur toute la section rectangulaire large du faisceau tubulaire, tout en réduisant les pertes de charge qui résultent de cet élargissement .

- Le diffuseur d'entrée :

Ce diffuseur permet le passage de la conduite circulaire à la conduite de section carrée plus large . Cette élargissement avec changement de géométrie de la conduite peut aboutir à une répartition non uniforme du champs de vitesse de vapeur à la sortie du diffuseur, pour cela, on a prolongé celui-ci par une conduite de section carrée constante qui permet à l'écoulement de vapeur de s'adapter mieux à cette forme de conduite et obtenir ainsi un profil de vitesse uniforme à l'entrée du second diffuseur .

- Diffuseur de répartition de vapeur :

C'est un diffuseur de forme pyramidale à angle d'ouverture = 90° à l'intérieur duquel sont fixés six parois de distribution de vapeur .

- Rôles des parois de distribution de vapeur :

Les parois de distribution de vapeur remplacent un diffuseur à grand angle d'ouverture en une rangée de diffuseurs à angle petit fig(IV.4), ainsi on obtient une diminution de perte de charge causée par l'élargissement de la conduite et une répartition plus uniforme de vapeur sur le faisceau tubulaire .

L'efficacité des parois de distribution est d'autant plus importante que l'angle d'ouverture global est plus grand . Au contraire, pour des angles relativement petits, les parois de distribution peuvent accroître la résistance du diffuseur puisque la surface totale de frottements augmente .

Le choix et la disposition des parois de distribution dans les diffuseurs à grand angle d'ouverture se font de la manière

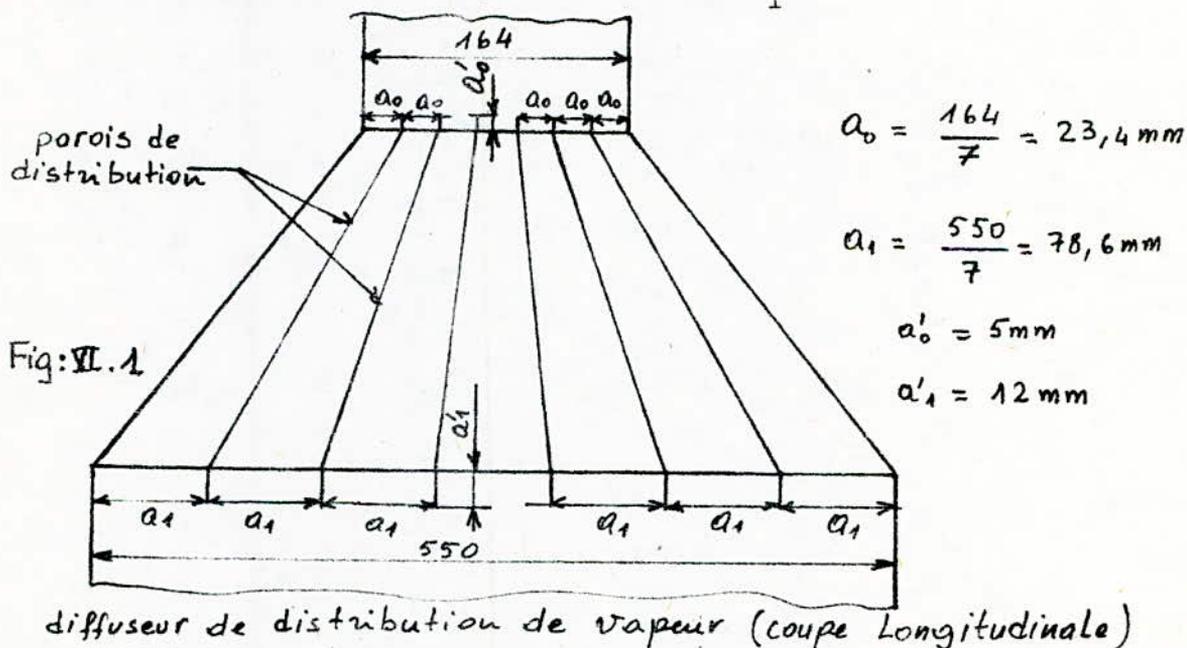
suivante; (recommandée par l'étude expérimentale) .

- Le nombre de parois de distribution (Z), est donné en fonction de l'angle d'ouverture " α " par le tableau suivant :

| | | | | | |
|--------------------|----|----|----|----|-----|
| $\alpha(^{\circ})$ | 30 | 45 | 60 | 90 | 120 |
| Z | 2 | 4 | 4 | 6 | 8 |

- Les parois de distribution sont disposées de telle sorte que les intervalles a_0 entre deux parois à l'entrée dans le diffuseur sont égales ainsi que les intervalles a_1 de celui-ci .

- Avant l'entrée dans le diffuseur et après la sortie, les parois sont prolongées parallèlement à l'axe du diffuseur, la longueur des tronçons de prolongement ne doit pas être inférieure respectivement à $0,1 a_0$ et $0,1 a_1$.



VI.1.2 Conception de la partie inférieure du condenseur :

La partie inférieure du condenseur est constituée par une forme pyramidale, convergente vers une conduite circulaire qui débouche dans le réservoir des condensats placé au dessous du condenseur . Cette forme pyramidale est choisie pour empêcher la vapeur non condensée d'être en reflux au contact des parois inférieures du condenseur, car ce phénomène perturbe l'écoulement de la vapeur et influe donc négativement sur le transfert de chaleur . L'autre avantage de cette forme pyramidale est qu'elle permet de converger l'écoulement du condensat et de la vapeur non condensée vers la conduite de sortie du condenseur pour aboutir enfin au réservoir des condensats .

VI.2 Conception du circuit d'eau de refroidissement :

VI.2.1 Conception du faisceau tubulaire :

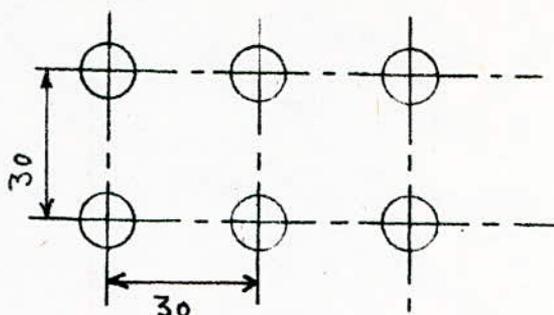
Le faisceau tubulaire est constitué par 16 tubes droits en cuivre, ils sont fixés entre deux plaques par soudure hétérogène (brasure à l'étain) . La surface totale du tube entre les deux plaques est égale à la surface d'échange de chaleur nécessaire déjà obtenue par le calcul du condenseur .

La performance du condenseur dépend de la disposition des tubes entre les plaques . Pour étudier l'effet de la disposition des tubes sur le coefficient de transfert de chaleur, on a préconisé la réalisation de deux variantes de faisceaux, l'une en tubes alignés et l'autre en tubes disposés en quinconce.

- Disposition des tubes en ligne :

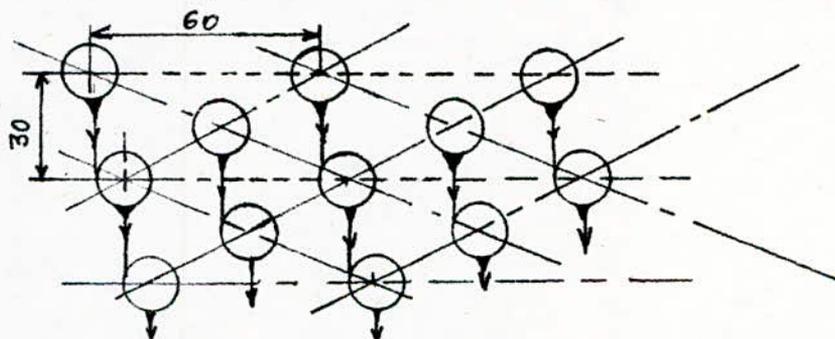
Les distances séparant les axes de deux tubes consécutifs

suivant l'horizontale et la verticale sont égale à 30 mm; c'est la distance minimale qu'on a pu atteindre pour pouvoir souder les tubes sur la plaque .



- Disposition des tubes en quinconce :

Pour la disposition des tubes en quinconce, on a suivi le tracé de Ginabat, cette disposition permet à la vapeur condensée (condensat), une attaque tangentielle des tubes placés dessous.

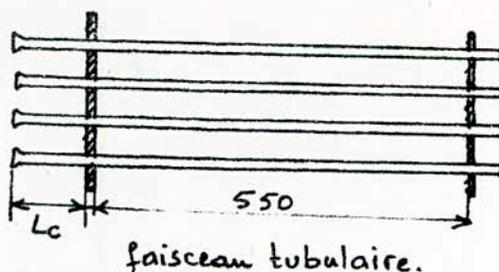


Les tubes sont prolongés de 11 cm vers l'extérieur du condenseur, pour éviter que la zone du régime transitoire soit à l'intérieur de celui-ci, ainsi la zone de régime transitoire est soustraite et on se retrouve qu'avec un régime d'écoulement turbulent à l'intérieur du condenseur .

La forme en cloche aux bords d'entrée du faisceau tubulaire permet de diminuer la longueur critique hydrodynamique du régime transitoire .

L_c : Longueur Critique
hydrodynamique

$L_c = 11,5 \text{ cm}$



VI.2.2 Conception de la boîte à eau :

Son rôle est de distribuer le débit total refoulé par la pompe de circulation de manière équitable dans les tubes constituant le faisceau .

La boîte à eau comporte trois parties principales (fig:VI.2) .

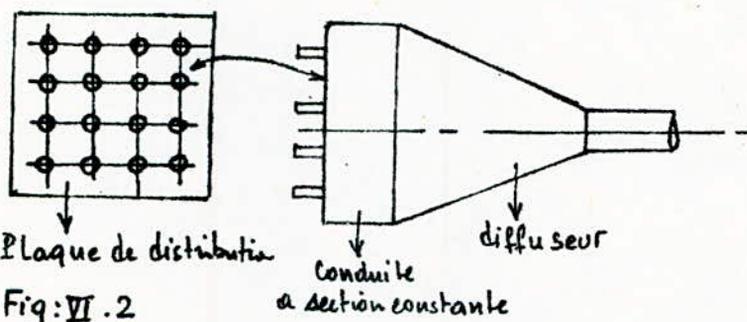


Fig:VI.2

- Diffuseur :

Il permet d'élargir progressivement la section de passage d'eau avec changement de la géométrie de la conduite.

Cet élargissement progressif permet de minimiser les pertes de charge .

- Conduite à section constante :

Elle permet à l'écoulement d'eau de s'adapter mieux à la géométrie rectangulaire de la conduite, ainsi un profil de vitesse plus uniforme est obtenu à proximité de la plaque de dist-

tribution .

- Plaque de distribution :

C'est une plaque perforée de 16 trous sur lesquels sont soudés par brasure 16 morceaux de tubes en cuivre de diamètre 18mm son rôle principal est de répartir équitablement le débit total dans les tubes . La boîte à eau est raccordée au faisceau tubulaire par des tuyaux en plastic . L'assemblage de ces trois parties est réalisé par soudure à l'arc .

La boîte à eau est installée à un niveau plus bas que le condenseur afin d'assurer le remplissage complet du faisceau lors de la mise en eau .

VI.3 Circuit d'extraction des incondensables :

Le circuit constitué par deux éléments principaux qui sont le réservoir des condensats et la pompe à vide .

VI.3.1 Réservoir des condensats :

Comme son nom l'indique, il permet de recueillir la vapeur condensée provenant du condenseur; il est relié par un tube directement à la conduite de sortie du condenseur, ce qui permet d'amener les deux compartiments à la même pression .

Sous l'effet de son poids, la vapeur condensée s'écoule du condenseur vers le réservoir où elle est stockée .

VI.3.2 Pompe à vide :

La pompe à vide est branchée à la partie supérieure du réservoir (fig:VI.3), elle peut assurer trois fonctions principales à la fois :

- réaliser le vide dans le condenseur et le réservoir .
- l'extraction de l'air vers l'extérieur du condenseur .
- permet l'écoulement des condensats vers le réservoir .

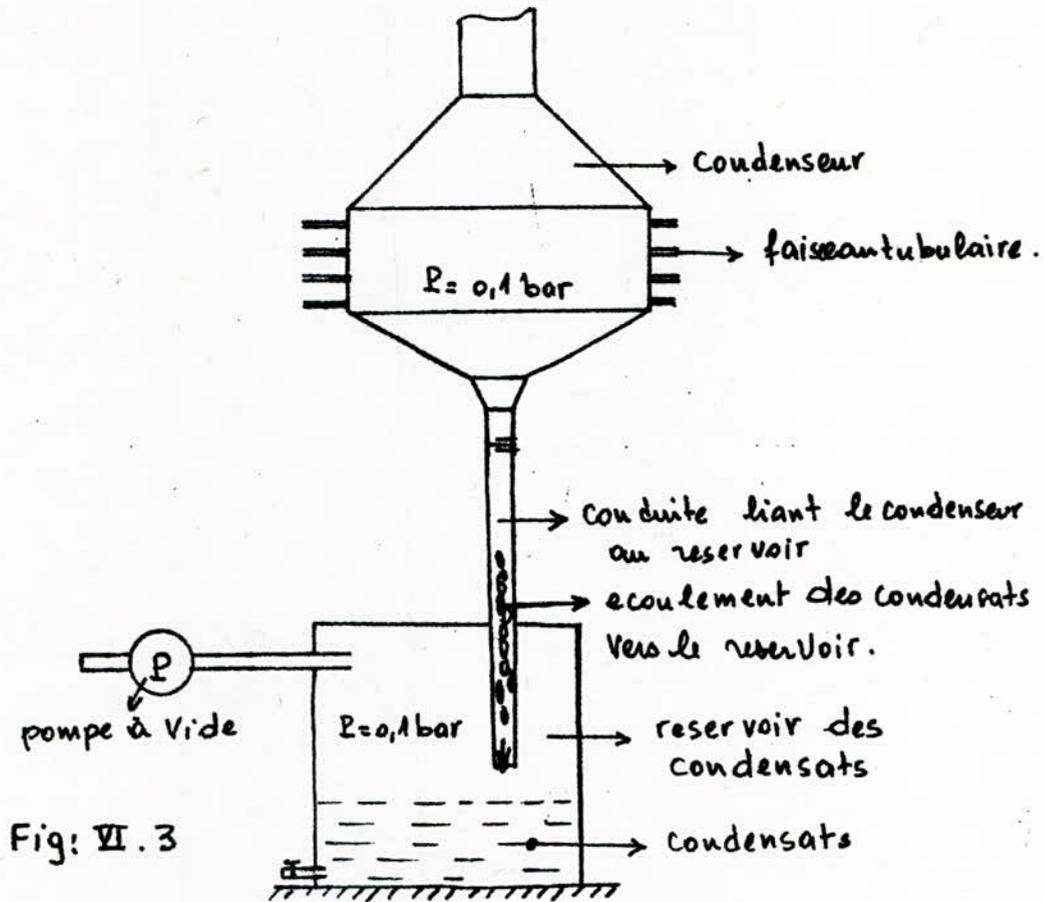


Fig: VI. 3

CHAPITRE VII

DISCUSSION

VII.1 Introduction :

Le mini condenseur réalisé au cours de ce projet constitue essentiellement une section expérimentale destinée à reproduire certaines formes du processus de condensation sur lesquelles on peut avoir un meilleur contrôle des paramètres importants (pression, vitesse de la vapeur etc...) . Des mesures seront alors prises de ces paramètres caractéristiques, en particulier les températures d'entrée/sortie du fluide réfrigérant, de la vapeur, les vitesses d'écoulement des différents fluides ... Ainsi on a besoin d'un certain nombre d'appareils de mesure et de contrôle dont les plus importants sont donnés dans ce qui suit :

VII.2 Appareillage annexe :

VII.2.1 Mesure de pression :

Au cours du fonctionnement du condenseur, la pression doit être maintenue constante . Ainsi le flux de vapeur vers la section expérimentale doit être régulée en fonction de la capacité de condensation . Si la quantité de vapeur entrant dans le condenseur est supérieure à celle condensée ou inversement, la pression de fonctionnement peut varier . Afin de contrôler les fluctuations de pression, un manomètre est nécessaire . Etant donné que cet instrument sert uniquement au contrôle du niveau de pression, il ne nécessite pas une grande précision et on peut se contenter d'un manomètre à bourdon, placé sur la section expérimentale .

VII.2.2 Mesure de température :

L'échange de chaleur entre la vapeur et l'eau de refroidissement provoque une augmentation de température de cette eau entre l'entrée et la sortie car la chaleur latente de condensation de la vapeur est cédée à l'eau de refroidissement à travers la surface d'échange . Des thermocouples en cuivre/constantan sont placés à l'entrée et à la sortie d'un nombre limité de tubes du condenseur, permettant de relever l'accroissement de température de l'eau de refroidissement . Chaque thermocouple est introduit dans le tube d'eau de refroidissement à travers un petit orifice cellé à l'araldite pour éviter les fuites de réfrigérant . Le bulbe du thermocouple est positionné approximativement au centre de la conduite .

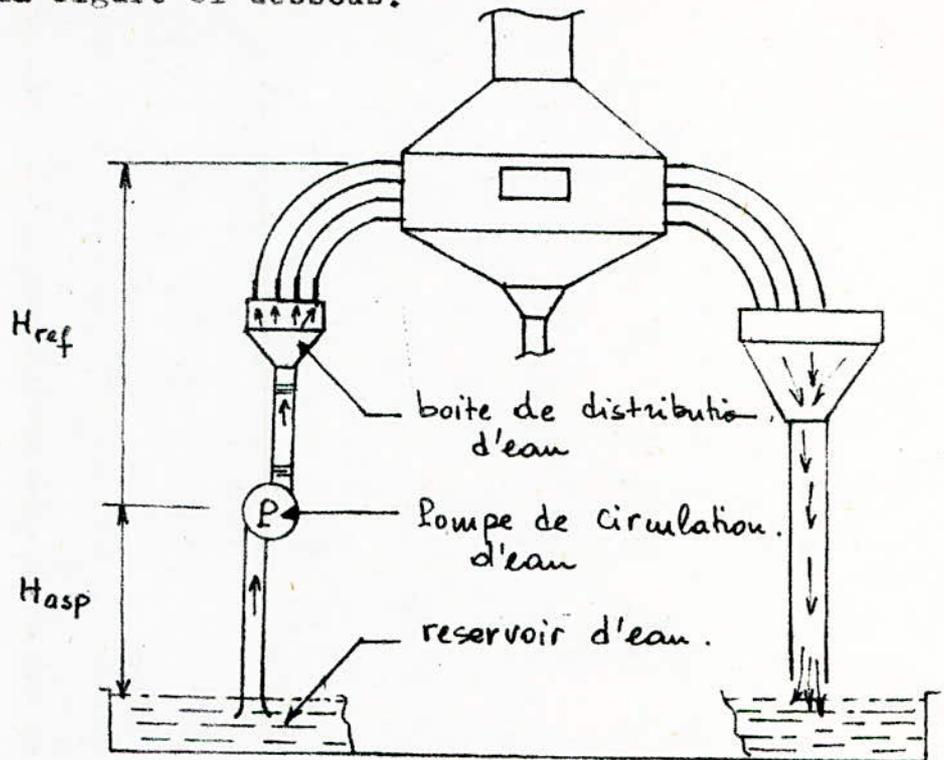
VII.2.3 Débitmètre :

Le débitmètre est placé entre la pompe de circulation et la boîte à eau, son rôle est de mesurer le débit d'eau de refroidissement refoulée par la pompe de circulation d'eau . Ce débitmètre sera choisi de manière que la lecture se fasse dans la partie centrale de l'intervalle gradué car la graduation dans cette région est plus précise . Eventuellement on peut effectuer une calibration de ce débitmètre .

VII.2.4 Pompe de circulation :

La pompe de circulation permet d'alimenter le condenseur en eau de refroidissement nécessaire pour la condensation de la vapeur . Celle ci permet d'agir sur le débit d'eau de circulation, donc sur le taux de condensation .

Le schéma de l'installation du circuit de refroidissement est représenté par la figure ci dessous.



-Caracteristiques de fonctionnement :

-Débit d'eau de refroidissement : $Q_e = 2,659 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$.

- Hauteur d'aspiration : $H_{asp} = 0,6 \text{ m}$.

- Hauteur de refoulement d'eau : $H_{ref} = 1,4 \text{ m}$.

- Hauteur géométrique totale : $H_g = H_{asp} + H_{ref} = 2 \text{ m}$.

- Hauteur totale pratique : $H_{pt} = H_g + \Delta H_T$

avec ΔH_T : perte de charge totale dans le circuit de refroidissement . $\Delta H_T = 0,442 \text{ m}$.

$$H_{pt} = H_g + \Delta H_T = 2 + 0,442 = 2,442 \text{ m} .$$

- Determination de la puissance de la pompe :

La puissance de la pompe est donnée par la formule suivante :

$$P = \frac{\bar{\omega} Q_e H_{pt}}{\eta_g}$$

avec : - $\bar{\omega}$: poids spécifique de l'eau :

$$\bar{\omega} = \rho_e \cdot g = 998 \cdot 9,81 = 9790,4 \text{ N/m}^3$$

- Q_e : débit d'eau de refroidissement

- η_g : rendement global .

on prend $\eta_g = 0,85$.

$$P = \frac{\bar{\omega} \cdot Q_e \cdot H_{pt}}{\eta_g} = 9790,4 \cdot 2,659 \cdot 10^{-3} \cdot 2,442 / 0,85 = 75 \text{ W}$$
$$P = 75 \text{ Watt} .$$

VII.2.5 Pompe à vide :

La pompe à vide : (voir p: 72 , Fig(VI.3))

La pompe à vide dans le système expérimental a pour rôle d'extraire le maximum d'air que renferme le système quand celui-ci est à l'arrêt . Une fois le système est en fonctionnement , la pompe sert à maintenir la pression constante en extrayant l'exès de vapeur éventuellement non condensable .

CONCLUSION

Dans ce projet, nous avons étudié et réalisé un condenseur de laboratoire utilisant le procédé de condensation par film .

L'étude théorique de ce condenseur a été initiée dans un projet précédent et le présent travail contient un complément théorique sur lequel est basée la réalisation du modèle .

Celui-ci peut utiliser différentes configurations du faisceau de tubes et éventuellement différentes géométries des conduites d'eau de refroidissement .

Moyennement un minimum d'appareillage de mesure (température etc...), cet appareil est très simple à mettre en opération.

BIBLIOGRAPHIE

MAC ADAMS

La transmission de chaleur, deuxième édition, DUNOD
Paris 1964 .

F. KREITH

Transmission de la chaleur et thermodynamique

R. PEREZ

Cours de condensation, TM,2I, ENSTA 1973

TECHNIQUE DE L'INGENIEUR

Mécanique et chaleur Article B : 95, 96, 351

R. KEDJOUAR

Etude et réalisation d'une chaudière de laboratoire
projet de fin d'étude -ENP. Alger juin 1985

A. MPIKA

Etude et réalisation d'un minicondenseur de laboratoire
projet de fin d'étude ENP. Alger janv 1986

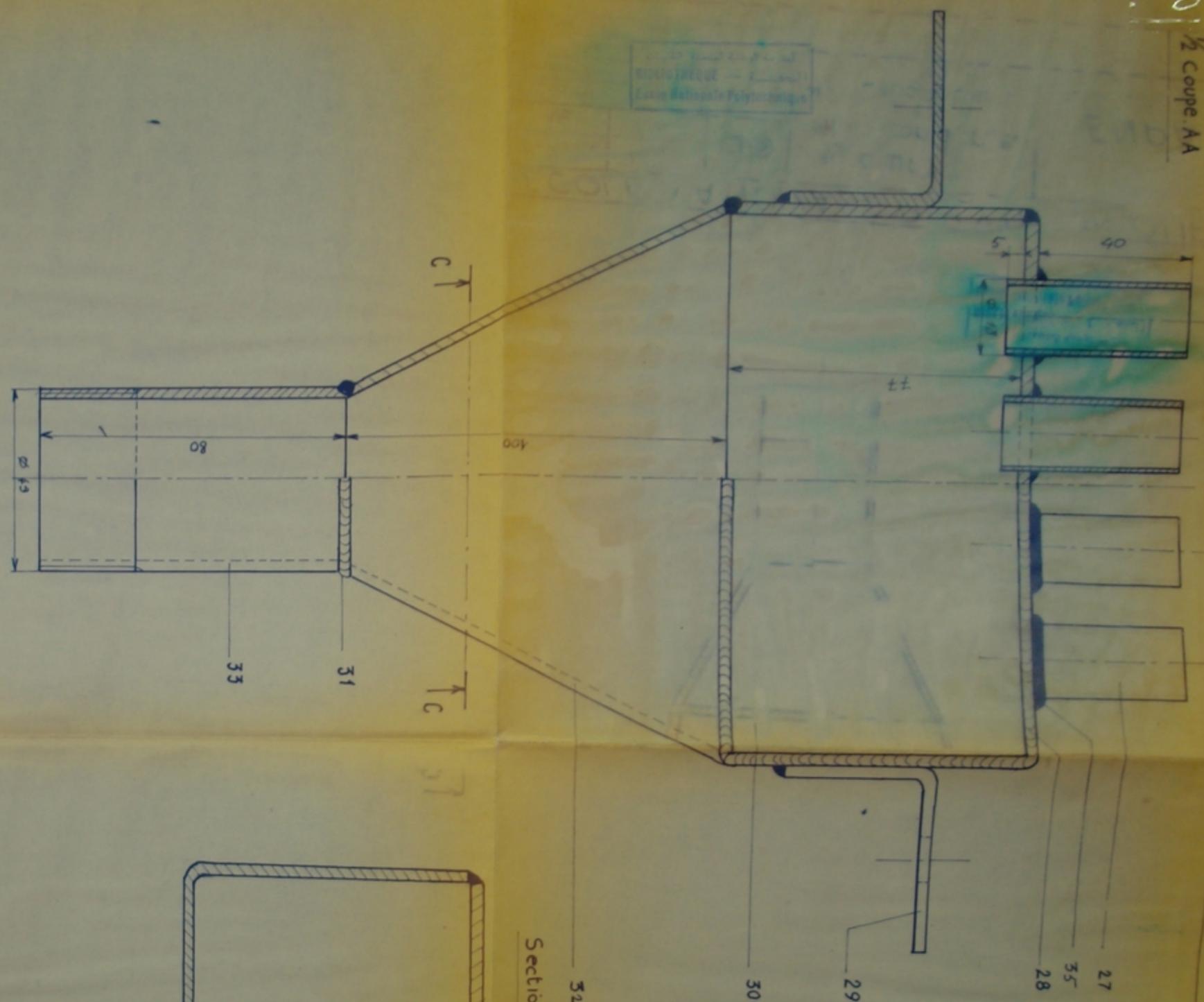
L. GEMINARD , F. GROS LA FAIGE

Construction mécanique, Eléments des projets Tome I
édition DUNOD Paris 1966

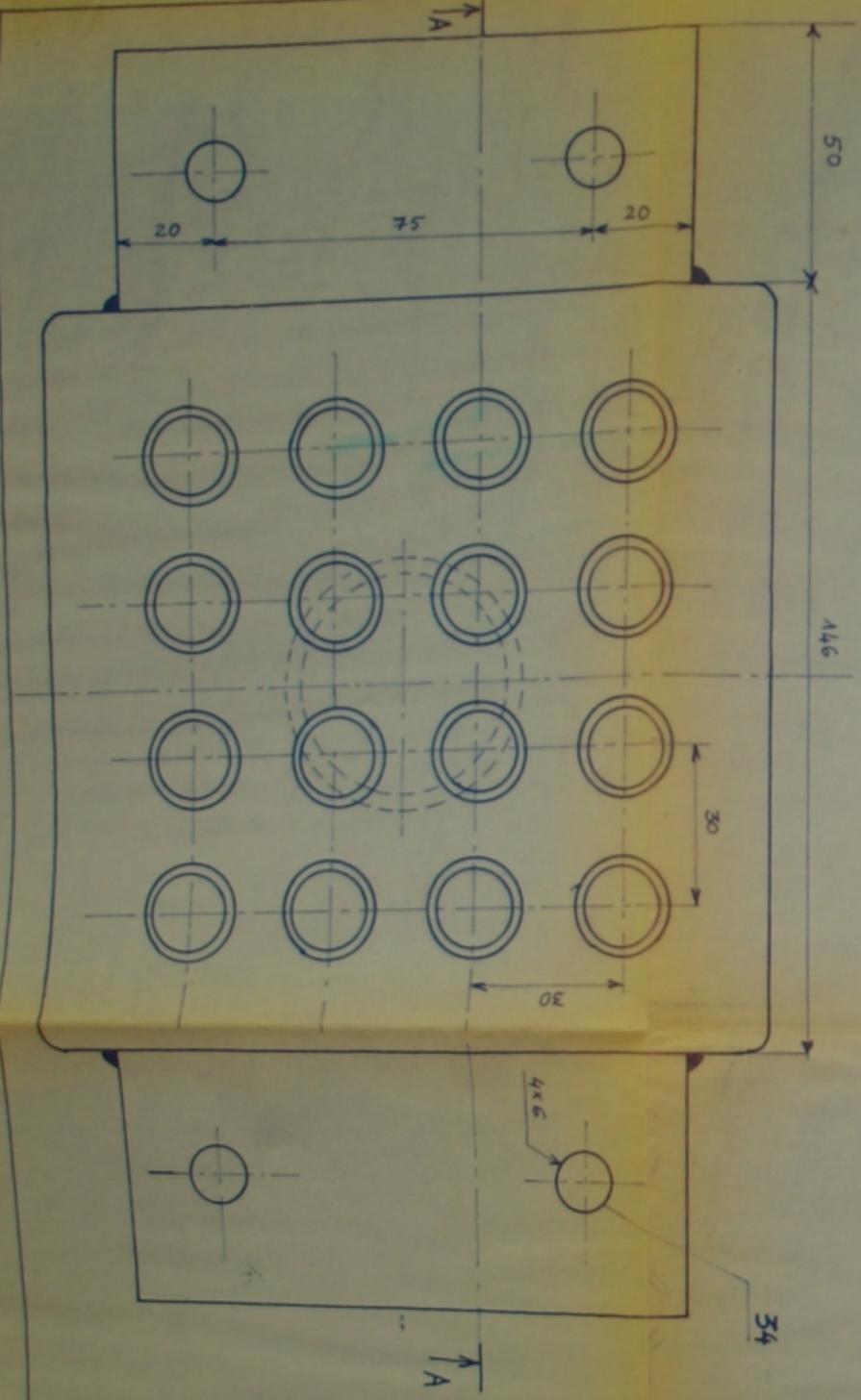
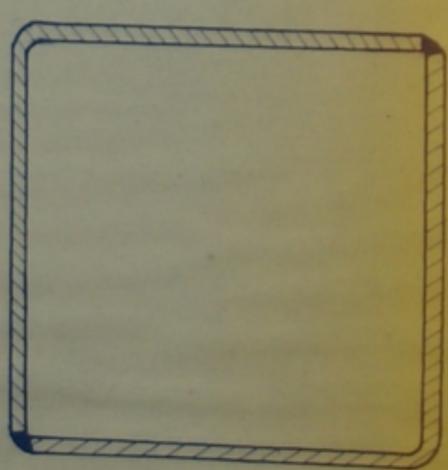
IE IDAL'CIK

Mémento des pertes de charge 1969 - EyROLLES

المعهد الوطني للتكنولوجيا
 ENTP - National Polytechnic School
 Ecole Nationale Polytechnique



Section CC



PM04786 Annexe

المعهد الوطني للتكنولوجيا
 BIBLIOTHEQUE - المكتبة
 Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

| | | | | |
|-------------|---------|-----|-------------|------|
| Echelle | Masse | □ ⊙ | Boite a Eau | ENPA |
| 1 | | | | |
| Etudiant | Mazouzi | | | |
| Promoteur | Aidoun | | | |
| Pres-Jury | Ait Ali | | | |
| Membre-Jury | Younsi | | | |

المدرسة الوطنية لتكنولوجيا القدرات
 INGENIERIE - المهندسية
 Ecole Nationale Polytechnique

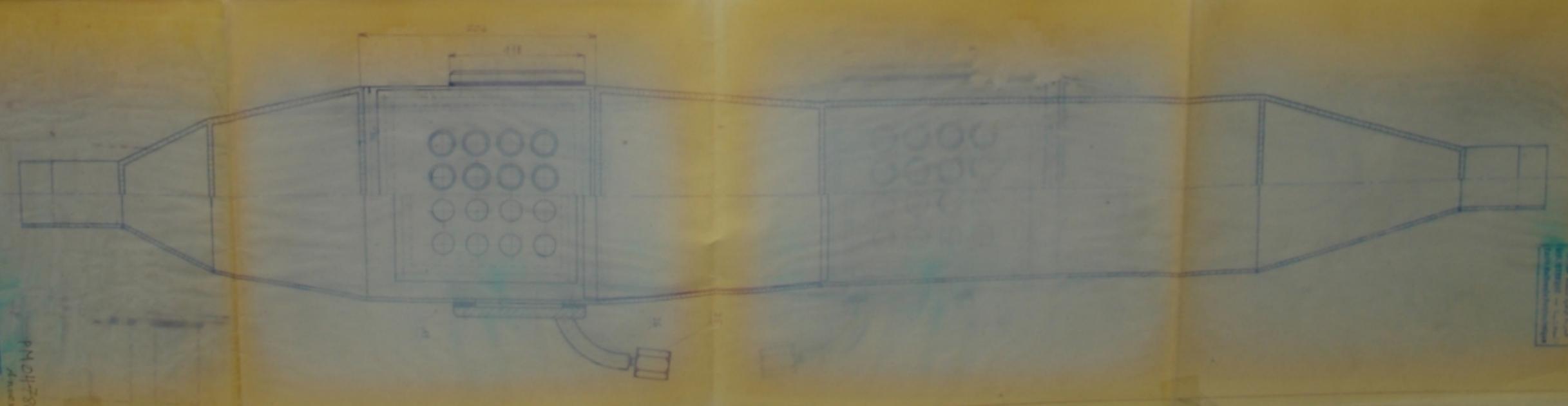
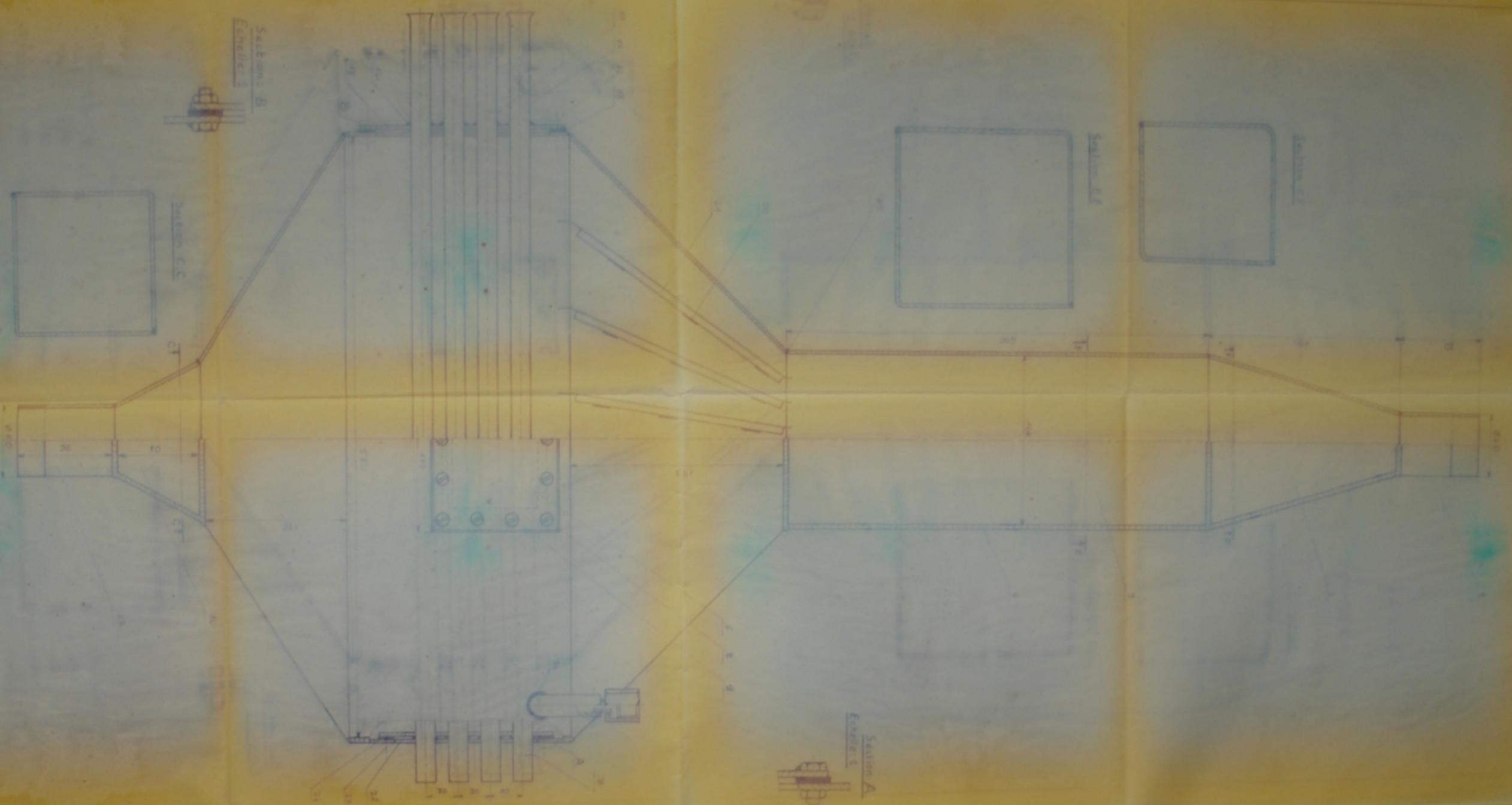
| | | | | | |
|----|-----------------------------------|----|--|-------------|-----------------|
| 36 | brasore à l'étain | | | | |
| 35 | brasore à l'étain | | | | |
| 34 | trous de fixation | 4 | | | φ 12 |
| 33 | Conduite d'entrée d'eau | 1 | | A 48 | φ 48 |
| 32 | Conduite d'eau divergente | 1 | | A 205 | |
| 31 | Cordon de Soudure à l'Arc | | | | |
| 30 | Conduite d'eau à section carré | 1 | | A 205 | |
| 29 | Support de fixation | 2 | | A 205 | |
| 28 | Plaque Perforée | 1 | | A 205 | |
| 27 | tube de distribution d'eau | 16 | | Cu | φ 18 |
| 26 | tube de Prise de Pression | 12 | | A. Doux | φ 24 |
| 25 | doille tête hexagonale | 1 | | Cu V2E | |
| 24 | Joint d'étanchéité | 1 | | Couche | |
| 23 | boulon de fixation | 16 | | | H. M6 x 25 |
| 22 | Plaque du faisceau de tubes | 1 | | A 205 | |
| 21 | Plaque de repartition de vapeur | 6 | | A. Doux | épaisseur = 1mm |
| 20 | Point de soudure à l'arc | | | | |
| 19 | Cordon de soudure à l'arc | | | | |
| 18 | Joint d'étanchéité | 2 | | Couche | |
| 17 | Conduite de sortie des condenses | 1 | | A 48 | φ 60 |
| 16 | Conduite convergente | 1 | | A 205 | |
| 15 | Plaque du faisceau de tubes | 1 | | A 205 | |
| 14 | brasore à l'étain | | | | |
| 13 | Joint d'étanchéité | 1 | | Couche | |
| 12 | boulon de fixation | 20 | | | H. M6 x 25 |
| 11 | faisceau de tubes | 1 | | Cu | |
| 10 | Prise de T° à l'entrée (Triangle) | 3 | | Cu / Couche | |
| 9 | Plexiglas | 2 | | | |
| 8 | boulon de fixation | 28 | | | F90 M6 x 25 |
| 7 | Prise de T° d'eau à la sortie | 3 | | Cu / Couche | |
| 6 | Fenêtre d'observation | 2 | | | |
| 5 | diffuseur de repartition de vap | 1 | | A 205 | |
| 4 | Cordon de soudure à l'Arc | | | | |
| 3 | Conduite de Vapeur | | | A 205 | |
| 2 | Diffuseur d'entrée de Vapeur | | | A 205 | |
| 1 | Conduite d'entrée de Vapeur | | | A 48 | φ 60 |

المدرسة الوطنية لتكنولوجيا القدرات
 INGENIERIE - المهندسية
 Ecole Nationale Polytechnique

المدرسة الوطنية لتكنولوجيا القدرات
 INGENIERIE - المهندسية
 Ecole Nationale Polytechnique

R₀ N° Dessin Designation N₀ Mat. Tot. Matière observation

PM04786 Annexe



ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ENPA

Min. Condensur
de Laboratoire

PN 047798

