

وزارة التعليم و البحث العلمي  
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT: GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

CALORIMETRE  
DES GAZ  
D'ECHAPPEMENT

2 PLANCHES

Proposé par :  
M. AIT ALI

Etudié par :  
M. HALILALI A

Dirigé par :  
M. TALBI B

PROMOTION  
JUIN 87

W. H. W. W.



W. H. W. W.

W. H. W. W.



W. H. W. W.

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم و البحث العلمي  
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

**ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE**

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT: GENIE MECANIQUE

**PROJET DE FIN D'ETUDES**

SUJET

**CALORIMETRE  
DES GAZ  
D'ECHAPPEMENT**

Proposé par :  
M. AIT ALI

Etudié par :  
M. HALILALI A

Dirigé par :  
M. TALBI B

PROMOTION  
JUIN 87



MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
Departement : Génie Mécanique  
Promoteur : M<sup>r</sup> TALBI B.  
Elève ingénieur : M<sup>r</sup> HALILALI A.

وزارة التعليم العالي  
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
دائرة الهندسة الميكانيكية  
الموجه : طالبي  
الطالب المهندس : حليلالي عبد الكريم

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

الموضوع : مقياس الطاقة الحرارية للغازات المطرودة  
الملخص : الهدف من هذا المشروع هو ابتكار مقياس الطاقة الحرارية للغازات المطرودة ثم القيام بتحديد ابعاده لاستعماله ضمن منضدة تجريب عنفة غازية .  
وهو الجهاز الذي يستخدم في نطاق الاعمال التطبيقية من اجل :

- 1 - حساب الحرارة الضائعة ضمن الغازات المطرودة
- 2 - حساب الحرارة النوعية عند ثبات الضغط للغازات المطرودة

Sujet : CALORIMETRIE DES GAZ D'ECHAPPEMENT .

Resumé : Ce sujet porte sur la conception et le dimensionnement d'un calorimètre des gaz d'échappement du banc d'essai turbine à gaz .  
Appareil qui fera l'objet de manipulation en travaux pratiques pour :

1. Le calcul de la chaleur perdue dans les gaz d'échappement .
2. Le calcul de la chaleur spécifique à pression constante (Cp) des gaz d'échappement .

Subject : EXHAUST GAS CALORIMETER .

Summary : The aim of this work is to conceive an exhaust gas calorimeter to add to the gas turbine testing bench this apparatus way be employed for practical exercises about :

1. The estimate heat carried away by the exhaust gases .
2. The estimate of the specific heat of exhaust gases .



// EDICACES  
\*\*\*\*\*

- A mes chers parents
- A mes frères, soeurs et belles-soeurs
- A mes nièces et neveu
- A mes amis
- A tous ceux qui me sont chers et pour qui  
je suis cher.

*Abdelkrim*

R E M E R C I E M E N T S  
\*\*\*\*\*

- Je remercie Monsieur TALBI B. Maitre-assistant à l'école nationale polytechnique d'Alger, pour l'aide et les conseils qu'il m'a prodigués tout au long de ce projet et l'assure de toute ma gratitude.
- Que tous ceux qui ont participé à ma formation d'Ingénieur s'assurent de ma profonde reconnaissance.
- Que Monsieur BOUAMOUD, du département Génie Chimique, trouve ici mes remerciements les plus sincères.
- Que tout le personnel de la Bibliothèque de l'ENPA soit vivement remercié et plus particulièrement Melle OUAZIA.
- Mes remerciements vont aussi à tous mes frères et soeurs pour leur aide et encouragement et particulièrement à ma soeur Leïla.
- Et à tous ceux qui m'ont apporté leur encouragement et ont contribué à la réalisation de ce projet, vont mes remerciements.

S O M M A I R E  
 =====

	Page
INTRODUCTION	1
Chapitre I. GENERALITES .....	2
I.1 But de l'installation des calorimètres des gaz d'échappement à l'échelle in- dustrielle.	2
I.2 Présentation de la turbine à gaz sur laquelle sera monté l'appareil.	7
I.3 But de l'installation du calorimètre des gaz d'échappement à l'échelle de laboratoire.	8
I.4 Présentation de l'appareil et schéma de principe.	9
Chapitre II. ESSAI SUR BANC D'ESSAI TURBINE A GAZ	
II.1 Emplacement des prises de vitesses....	12
II.2 Emplacement des prises de température	14
Chapitre III ETUDE DES ECHANGEURS DE CHALEUR.....	19
III.1 Principaux types d'échangeurs .....	20
III.2 Etude des sources de chaleur.....	26
Chapitre IV. ETUDE THERMIQUE DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR	37
IV.1 Evolution des températures le long de l'échangeur	37
IV.2 Evaluation du coefficient d'échange globale.	44



Chapitre V.	CONCEPTION DE L'APPAREIL .....	60
V.1	Etude mécanique préliminaire .....	60
V.2	Dessin de l'appareil .....	
Chapitre VI.	METHODE DE CALCUL .....	61
VI.1	Introduction .....	61
VI.2	Méthode de mesure de Cp.....	62
VI.3	Méthode de mesure de la chaleur des gaz d'échappement.	63
Conclusion		65

TABLE DES COURBES  
-----

		Page
COURBE 1	Variations de la chaleur spécifique de l'eau en fonction de la température.	66
COURBE 2	Variations de la densité de l'eau en fonction de la température.	67
COURBE 3	Courbe d'étalonnage de la tuyère.	68

## NOTATION

- $C_{pe}$  : Chaleur spécifique à pression constante de l'eau  
 $C_{pg}$  : Chaleur spécifique à pression constante du gaz  
 $D_h$  : Diamètre hydraulique  
 $d_c$  : Diamètre de la calandre  
 $d_t$  : Diamètre du tube d'eau  
 $d_1$  : Diamètre intérieur du tube  
 $d_2$  : Diamètre extérieur du tube  
 $e$  : Epaisseur du tube  
 $h_c$  : Coefficient de convection du fluide chaud  
 $h_f$  : Coefficient de convection du fluide froid  
 $k$  : Coefficient d'échange globale  
 $l$  : Longueur de la calandre  
 $\dot{m}_e$  : Débit massique de l'eau  
 $\dot{m}_g$  : Débit massique des gaz  
 $\dot{m}_f$  : Débit massique du combustible  
 $n$  : Nombre de spires  
 $n_b$  : Vitesse de rotation de la turbine  
 $Ne$  : Puissance effective  
 $Nu$  : Nombre de NUSSELT  
 $P_a$  : Pression atmosphérique  
 $P_s$  : Pression statique  
 $Q_e$  : Chaleur extraite aux gaz d'échappement par l'eau  
 $Q_g$  : Chaleur cédée à l'eau par les gaz d'échappement  
 $Q_T$  : Chaleur véhiculée vers l'extérieur par les gaz d'echap.  
 $Q_p$  : Chaleur perdue entre la sortie de la turbine et l'entrée du calorimètre.  
 $Q_r$  : Chaleur résiduelle  
 $r_o$  : Rayon de la calandre + calorifuge  
 $r_{ic}$  : Rayon intérieur de la calandre  
 $r_{ec}$  : Rayon extérieur de la calandre  
 $r_{mc}$  : Rayon moyen de la calandre



- $R_{esf}$  : Résistance du film d'encrassement côté froid  
 $R_{esc}$  : " " " " côté chaud  
 $Re$  : Nombre de Reynolds  
 $S_c$  : Surface d'échange côté chaud  
 $S_f$  : " " " " froid  
 $S_m$  : " " " " moyenne  
 $T_{fe}$  : Température du fluide froid à l'entrée  
 $T_{fs}$  : " " " " à la sortie  
 $T_{ce}$  : Température du fluide chaud à l'entrée  
 $T_{cs}$  : " " " " à la sortie  
 $T_0$  : Température ambiante  
 $T_1$  : " des Gaz d'échappement à la sortie de la turbine  
 $T_2$  : " " " " à l'entrée du calorimètre  
 $T_3$  : " " " " à la sortie du calorimètre  
 $T_4$  : " d'arrivée d'eau  
 $T_5$  : " de sortie d'eau  
 $X_0$  : Aire effective de la tuyère  $X_0 = 9,87 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$   
 $\lambda$  : Conductivité thermique  
 $\mu$  : Viscosité dynamique  
 $\delta$  : Accroissement  
 $\eta$  : Coefficient d'efficacité des surfaces ailetées.

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

# Introduction

## INTRODUCTION

L'utilisation, avec le maximum d'efficacité, du combustible constitue un problème fondamental de la science thermo-énergétique, du fait que cette source d'énergie est une des principales richesses de l'économie nationale d'un pays. Or, dans les turbines, comme dans les moteurs à combustion interne, une petite partie seulement de l'énergie apportée par le combustible est convertie en énergie utile, tandis que la plus grande partie de cette énergie est perdue sous forme de chaleur.

Parmi ces pertes de chaleur, on note la chaleur cédée aux différents systèmes de refroidissement, le chauffage des chambres de combustion, le chauffage dû aux différents frottements et travail des pompes, ainsi que les pertes par rayonnement.

Mais la partie la plus importante de ces pertes de chaleur reste la chaleur perdue dans les gaz d'échappement, c'est-à-dire la chaleur véhiculée vers l'extérieur par ces gaz.

Pour ce fait, on a été incité à entreprendre une étude calorimétrique des gaz d'échappement du banc d'essai de turbine à gaz, permettant d'estimer l'équivalent de chaleur perdue dans ces gaz, et par conséquent le calcul de la chaleur spécifique de ces gaz à pression constante ( $C_p$ ), et cela pour une éventuelle récupération, recyclage ou autre utilisation.



# Chapitre I

## Généralités

## CHAPITRE I

### GENERALITES :

#### I - 1. BUT DE L'INSTALLATION DES CALORIMETRES DES GAZ D'ECHAPPEMENT A L'ECHELLE INDUSTRIELLE.

Ces derniers temps la récupération de la chaleur des gaz évacués par les installations brûlant des combustibles en vue d'augmenter le rendement thermique et d'améliorer le processus technologique, apparaît sur le plan mondial comme un des problèmes les plus importants de la thermo-énergétique industrielle. Les calorimètres, appelés d'ordinaires récupérateurs, utilisant la chaleur évacuée par les gaz d'échappement, sont l'une des principales installations permettant le processus de récupération.

#### I-1.1 SOURCE ENERGETIQUE SECONDAIRE :

L'expression source énergétique secondaire de la production industrielle désigne les sources énergétiques de diverses espèces et de divers potentiels thermiques, obtenus comme déchets ou produit secondaire du processus technologique principal.

Les gaz d'échappement en tant que source énergétique secondaire sont fournis par le processus de combustion, gaz qui même après avoir cédé l'énergie utile à l'élément

tournant, contiennent encore une grande quantité de la chaleur dégagée par la combustion et constituent donc la principale source énergétique secondaire.

La température de ces gaz à l'échappement reste bien supérieure à la température ambiante même après avoir cédé une partie de sa chaleur aux différents systèmes de refroidissement et aux différentes pertes. Par conséquent les gaz d'échappement à leur sortie gardent encore une quantité d'énergie disponible qui, si elle n'est pas utilisée, est cédée au milieu extérieur.

#### I- 1.2 MODE D'UTILISATION D'UNE SOURCE D'ENERGIE SECONDAIRE :

Le mode d'utilisation d'une source énergétique secondaire est déterminé par son but. Grosso modo, l'emploi des sources énergétiques secondaires peut être fait suivant deux voies principales, à savoir la voie technologique et la voie énergétique.

##### I-1.2.1 Voie technologique :

Dans la voie technologique la source énergétique secondaire est employée soit en vue d'améliorer le rendement thermique du processus technologique considéré (générateur de la source énergétique primaire).



On peut citer comme exemple : dans les turbines, l'énergie de l'élément tournant est utilisée aussi par le compresseur pour comprimer l'air d'admission à la turbine.

Aussi dans le cas des moteurs suralimentés où l'énergie des gaz d'échappement est utilisée pour entraîner le système compresseur de suralimentation pour augmenter le taux de remplissage du moteur et par conséquent augmenter sa puissance.

#### 1- 2.2 Voie énergétique :

Dans la voie énergétique l'énergie ou la chaleur provenant de la source énergétique secondaire n'est plus ramenée dans l'ensemble qui l'a engendrée, mais cédée à un autre ensemble qui l'emploie à la place de l'énergie d'une source primaire.

On peut citer comme exemple :

1/ La récupération de la chaleur des gaz d'échappement d'une turbine pour son application à une installation de séchage.

2/ La récupération de la chaleur des gaz d'échappement d'une turbine à gaz génératrice d'électricité pour l'obtention de l'eau chaude employée dans les installations de chauffage central des habitations avoisinantes.

Par conséquent, tandis que dans la voie technologique il s'agit d'utiliser une quantité de chaleur pour améliorer le rendement thermique non seulement de l'ensemble considérée mais aussi du processus technologique même, dans la voie énergétique, le fait d'utiliser une énergie disponible permet le remplacement d'une installation ou d'une partie d'une installation génératrice d'énergie primaire.

### I- 1.3 RENTABILITE DE LA RECUPERATION DE LA CHALEUR

Les principales conditions déterminant la possibilité technique et la rentabilité de la récupération de la chaleur des gaz d'échappement par voie technologique ou énergétique sont :

#### I-1.3 1 La continuité de la production :

Le régime du débit de chaleur résiduelle fournie par les gaz d'échappement joue un rôle de premier ordre dans l'utilisation de la chaleur par voie énergétique. La périodicité de la production de chaleur résiduelle entrave la récupération de celle-ci. Contrairement à cela, la continuité des processus offre la possibilité de récupérer rationnellement la chaleur entraînée par les gaz d'échappement .

#### I-1.3 2 Une chute de température utilisable assez élevée :



Plus la température à laquelle a lieu le processus est élevée, plus la possibilité de récupérer la chaleur est grande. Les quantités de chaleur obtenues à de faibles niveaux de température ne présentent en général aucune importance du point de vue de la récupération. Pour cette raison, la chaleur cédée au milieu extérieur par rayonnement, eau de refroidissement ...etc. devra être réduite au minimum par des mesures appropriées.

### I-1.3 3 Un débit thermique suffisant :

La valeur du débit de chaleur perdue est moins importante surtout dans le cas de la voie technologique. Dans le cas de l'emploi énergétique, il peut cependant arriver que la quantité de chaleur évacuée ne soit pas suffisante pour justifier économiquement la récupération de la chaleur à cette fin.



## I - 2 PRESENTATION DE LA TURBINE A GAZ SUR LAQUELLE SERA MONTE L'APPAREIL.

Depuis la dernière décennie la turbine à gaz a connu un développement rapide et est maintenant devenue un moyen important de production d'énergie électrique.

Les turbines de grandes puissances sont aujourd'hui employées dans beaucoup de pays, aussi bien comme générateurs permanents de puissance que comme groupe de secours.

Des turbines à gaz moins puissantes sont utilisées avec succès comme groupes de propulsion pour poids lourds.

D'où l'intérêt de la maîtrise de la technique d'un tel moyen de production d'énergie.

Le banc d'essai " GILKES " de turbine à gaz qui est installé au laboratoire énergétique de l'école permet justement d'effectuer des essais complets sur une turbine à gaz à un seul arbre, de conception moderne.

La turbine est du modèle ROVER IS/60 qui peut fournir une puissance allant jusqu'à 60 chevaux (45 Kw) à une vitesse de 46 000 tr /mn. Cette turbine est de conception semblable à celle de puissance 350 à 400 chevaux. Ses caractéristiques de fonctionnement sont donc tout à fait représentatives des turbines industrielles modernes et permettent donc à l'étudiant de se familiariser avec les turbines. Le principe de fonctionnement des turbines à gaz peut être illustré au moyen d'une comparaison avec celui d'une turbine à vapeur.

Dans ce dernier cas la chaleur dégagée par une réaction (chimique ou nucléaire) est utilisée pour la production de vapeur d'eau qui fournit du travail par sa détente. Par la suite la vapeur cède sa chaleur à l'eau de circulation d'un condenseur ou à un appareil de chauffage. Par contre dans la turbine à gaz le travail est fourni par la détente d'un fluide qui ne subit aucune condensation au cours de toutes les transformations qui forment le cycle thermodynamique de la turbine à gaz. Donc dans ce dernier cas on utilise le travail de détente pour générer l'énergie, ce qui laisse disponible dans le fluide une certaine quantité de chaleur qui sera perdue dans l'atmosphère si elle n'est pas récupérée et c'est avec le gaz d'échappement justement à ce niveau qu'intervient l'intérêt du calorimètre des gaz d'échappement pour mesurer cette chaleur disponible dans les gaz d'échappement.

I- 3 BUT DE L'INSTALLATION DU CALORIMETRE DES GAZ  
D'ECHAPPEMENT A L'ECHELLE DE LABORATOIRE.

L'installation d'un tel appareil sur le banc d'essai "GILKES" turbine à gaz, plus exactement au cône d'échappement à la place du cylindre d'échappement, vient compléter la gamme des essais et mesures réalisés sur ce banc d'essai par :



1/ L'estimation de la chaleur disponible dans les gaz d'échappement par une méthode que nous développerons plus loin. Cette estimation est importante à plus d'un titre puisque elle nous permet d'une part d'estimer un facteur du bilan thermique du processus, et d'autre part, de nous présenter une méthode de mesure de cette chaleur disponible pour un éventuel recyclage.

2/ L'estimation du ( $C_p$ ) des gaz d'échappement, un paramètre qui contribuera à l'analyse des gaz d'échappement, comme à l'analyse du gaz combustible et dont la méthode de mesure sera développée plus loin.

#### I - 4 PRESENTATION DE L'APPAREIL ET SCHEMA DE PRINCIPE.

Le calorimètre des gaz d'échappement est un simple échangeur de chaleur utilisant l'eau pour extraire le maximum d'énergie au gaz d'échappement. L'utilisation de l'eau comme fluide chauffé est justifiée par le fait que la chaleur spécifique de l'eau à pression constante ( $C_{p_g}$ ) soit connue à la température donnée.

Par des prises de température à l'entrée et la sortie des gaz d'échappement, ainsi que pour l'eau. On peut ainsi en exprimant le flux total échangé en fonction des températures d'entrée et de sortie du fluide (bilan entalpique global),

$$\phi = m_g C_{p_g} ( T_{cc} - T_{cs} ) = m_e C_{p_e} ( T_{fs} - T_{fe} )$$

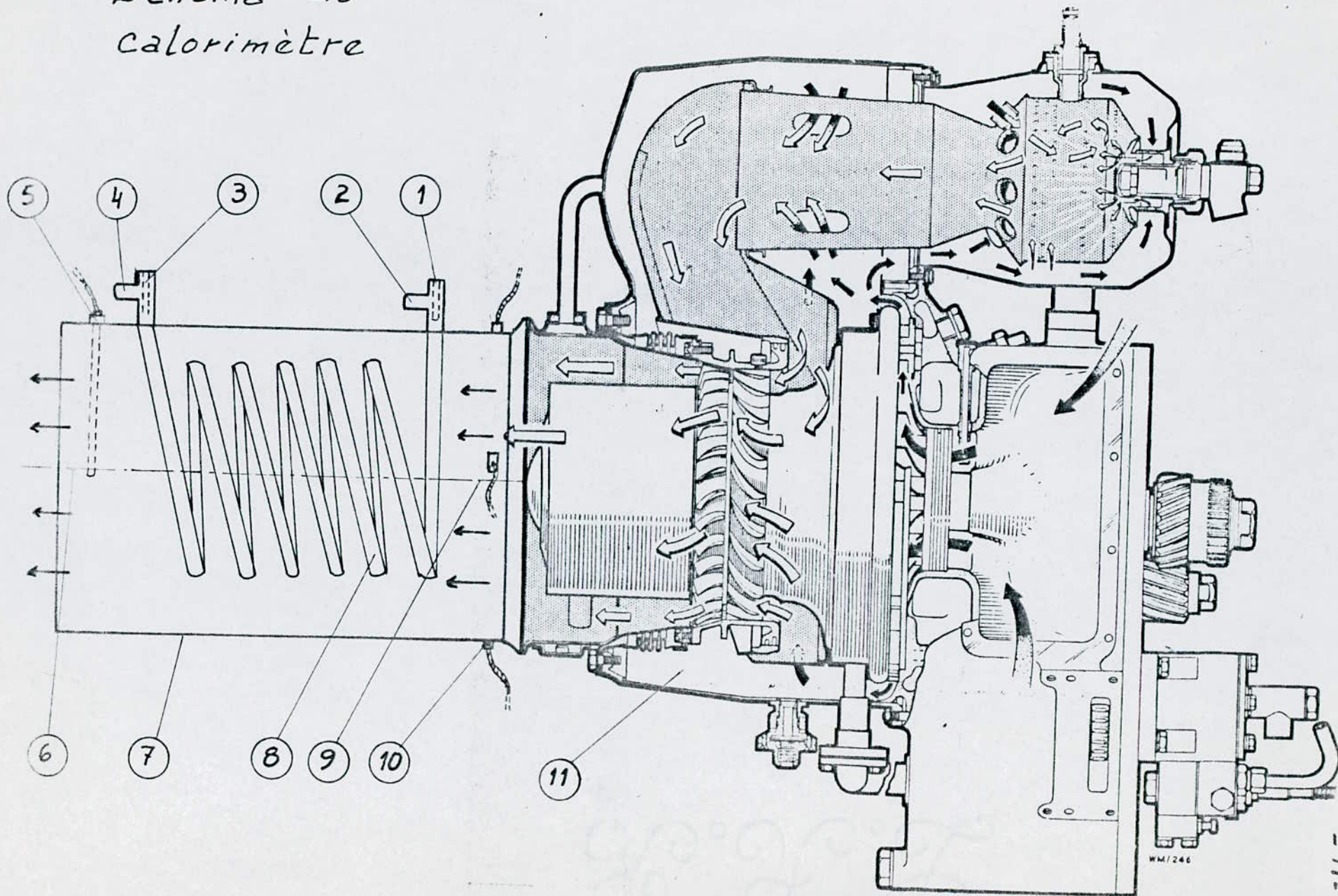


déterminer la chaleur spécifique des gaz d'échappement à pression constante ( $C_{p_g}$ ).

#### SCHEMA DU CALORIMETRE

- 1/ Poche du thermomètre de la température de sortie de l'eau
- 2/ Sortie de l'eau
- 3/ Poche du thermomètre de la température d'entrée de l'eau
- 4/ Entrée de l'eau
- 5/ Thermocouple de la température de sortie des gaz d'échappement.
- 6/ Sortie des gaz d'échappement
- 7/ Calandre
- 8/ Serpentin d'écoulement de l'eau
- 9/ Entrée des gaz d'échappement
- 10/ Thermocouple de la température d'entrée des gaz d'échappement
- 11/ Turbine

Schéma du  
calorimètre





# Chapitre II

Essai sur banc  
d'essai

Turbine à gaz



## CHAPITRE II

### II - ESSAI SUR BANC D'ESSAI TURBINE A GAZ

#### II- 1. EMBLACEMENT DES PRISES DE VITESSE.

Pour le dimensionnement du calorimètre des gaz d'échappement on a été amené à placer un tube de Pitot à la sortie du tuyau d'échappement pour la mesure de la vitesse de sortie des gaz d'échappement et pour cela on procède par la méthode donnée par la littérature (12) et qui est la suivante :

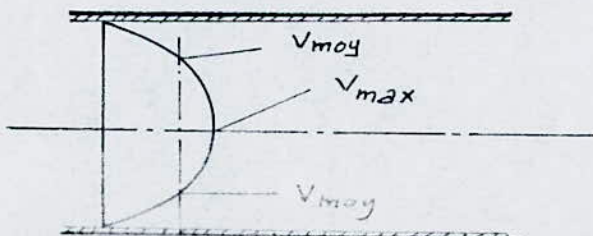
La formule exprimant le débit en fonction de la vitesse :

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot S$$

suppose bien entendu, non pas la connaissance de la vitesse en un point de la conduite, mais bien la vitesse moyenne.

D'après Stanton et Panel, si le nombre de Reynolds est supérieur à 10 000; la vitesse moyenne dans une conduite circulaire lisse, dans laquelle le parallélisme des filets fluides est réalisé, et est égale à 0,8 fois la vitesse maximale mesurée au centre.

D'autres spécialistes tels que NIKURADSE, VON KARMAN et PRANDTL citent les chiffres de 0,8167.



Dans une telle conduite, il suffit d'installer le tube de Pitot au centre, et d'appliquer le coefficient de correction 0,8.

En pratique, il n'en est pas toujours ainsi. Les conduites sont généralement rugueuses et si de plus, on ne dispose pas d'un tronçon de tuyauterie suffisamment long sans obstacle, le diagramme de répartition des vitesses sera souvent très différent du diagramme théorique ci-dessus.

C'est pourquoi, la mesure d'un débit à partir de la vitesse ne peut résulter que de la décomposition de la section totale en éléments dans chacun desquels la vitesse puisse être considérée comme uniforme. Puis, d'une série de mesures de la vitesse dans chacun de ces éléments on peut déduire le débit correspondant à chacun d'eux.

En général, on simplifie en adoptant des éléments d'égales surfaces, ce qui permet de raisonner sur la surface totale et sur la moyenne arithmétique des vitesses.

En tout cas, le nombre de ces éléments doit être d'autant plus grand que la précision cherchée est elle même plus grande à moins que la section considérée soit de forme géométrique simple permettant de connaître assez bien la répartition des vitesses.

C'est ainsi que dans une conduite circulaire assez longue



on peut avoir une bonne approximation en adoptant quatre surfaces concentriques égales dans chacune desquelles il est prévu quatre mesures suivant deux diamètres perpendiculaires en vue d'une moyenne plus sûre.

Quoiqu'il en soit, il faut retenir que :

- De telles mesures multiples impliquent une certaine durée pendant laquelle un régime reste assez stable, en égard à la précision cherchée.

- Un contrôle précis ne peut s'envisager que dans le cas où on aura identifié un point de la section où la vitesse a justement la valeur moyenne souhaitable, et si ce point ne se déplace que peu avec le régime.

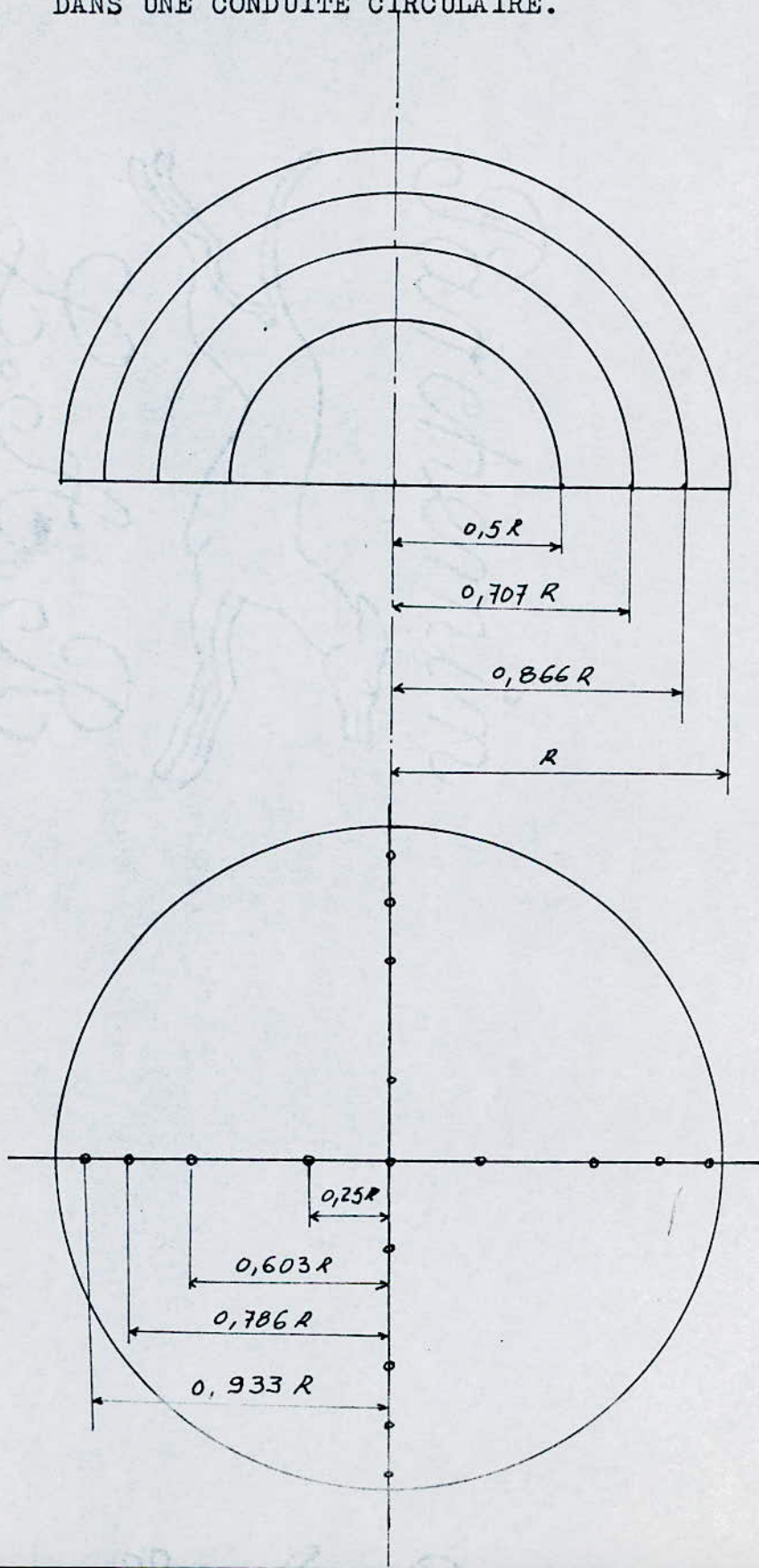
## II - 2 EMBLACEMENT DES PRISES DE TEMPERATURES.

Du fait que, l'évolution de la couche thermique dans un fluide chauffé ou refroidi à l'intérieur d'une conduite est qualitativement semblable à celle de la couche limite hydrodynamique. Et que la forme finale des profils des températures et des vitesses dépendent de la nature de l'écoulement une fois établi selon qu'il est laminaire ou turbulent. Alors on prendra les mêmes emplacements pour les prises de vitesses et de température.

Mais pour notre cas le banc d'essai doté d'une prise de température des gaz d'échappement à l'entrée du tuyau d'échappement.



EMPLACEMENT DES PRISES DE VITESSE ET DE TEMPERATURE  
DANS UNE CONDUITE CIRCULAIRE.



La conduite d'alimentation en gaz naturel de la turbine à gaz étant défectueuse, on a été obligé d'utiliser les mesures prises le semestre passé dans le cadre du projet de mise en marche du banc d'essai turbine à gaz (9) ainsi que les valeurs données par le constructeur dans le manuel (11) .

Les mesures prises pour cela ont été réalisées avec une charge maximale du frein. (Voir tableau de mesures)

#### CALCUL DE PARAMETRES :

Pour ce calcul on utilise la méthode proposée par le constructeur dans le manuel (8) ainsi que les valeurs du tableau .

- Débit massique d'air :

$$\frac{\int P_s (A-0)}{P_A} = \frac{156}{766 \times 13,584} = 0,0149$$

La courbe (3) nous donne pour :

$$\frac{\int P_s (A-0)}{P_A} = 0,0149 \quad \frac{M_g \times \sqrt{T_A}}{X_o P_A} = 0,0992$$

$$\dot{m}_a = \frac{P_A}{X_o P_A} \times \frac{M_g \sqrt{T_A}}{g T_A} \times \frac{P_A X_o}{g T_A}$$

$$\dot{m}_a = \frac{0,0992 \times 9,87 \times 10^{-3} \times 766 \times 1,333 \times 10^{-3} \times 10^5}{9,81 \times \sqrt{2,92}}$$

$$\dot{m}_a = 0,596 \text{ Kg /s}$$

TABLEAU DE VALEURS

Dépression relative du venturi	$\Delta P_{s(A-0)}$	mm H <sub>2</sub> O	156
Pression stat. rel. sortie turbine	$\Delta P_{s(7-A)}$	mm H <sub>2</sub> O	30
Entrée turbine sortie compresseur	$\Delta P_{s(2-4)}$	mm H <sub>g</sub>	58
Pression sortie compresseur	.	Bars	1,5
Pression gaz naturel		Bars	8
Débit gaz naturel	$\dot{m}_f$	g/s	10,1
Température sortie turbine	$T_1$	°C	575
Température sortie compresseur	$T$	°C	186
Vitesse de rotation	$n_b$	tr/mn	2950
Température entrée venturi	$T_a$	°C	19
Couple de freinage	$P_b$	Kg	38,5
Température entrée gaz naturel		°C	20°
Pression eau du frein		Bars	1
Température sortie eau du frein		°C	50
Température d'huile		°C	81
Pression à la périphérie roue. Compr.		Bars	0,73



- Richesse  $\varphi$  :

$$\frac{(m_f / m_a)}{(m_f / m_a)_{\text{stochiométrique}}} = \frac{10,1 \times 10^{-3}}{0,596} = \frac{0,06525}{0,06525} = 0,26$$

$\varphi = 0,26$  donc c'est un mélange pauvre.

$$(m_f / m_a)_{\text{stochiométrique}} = 0,6525$$

- Calcul de la puissance effective :

$$N_e = \frac{P_b \times n_b}{2000} = \frac{38,5 \times 2950}{2000}$$

$$N_e = 56,78 \text{ CV.}$$

# Chapitre III

## Etude des échangeurs de chaleur

### III- ETUDE DES ECHANGEURS DE CHALEUR

#### INTRODUCTION

Un échangeur de chaleur comme son nom l'indique est un appareil destiné à transmettre la chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid. Dans les échangeurs les plus courants, les deux fluides sont séparés par une paroi au travers de laquelle les échanges se font par conduction, la transmission de chaleur fluide - paroi relevant essentiellement de la convection.

Le rayonnement n'intervient de manière sensible que s'il existe des différences de température très importantes entre un fluide semi-transparent et la paroi. Il est donc possible de ne pas en tenir compte dans de nombreux cas pratiques.

Dans l'étude d'un échangeur de chaleur on cherche à obtenir une puissance d'échange donnée avec la plus faible surface d'échange et le moins de pertes de charge possible. Autrement dit au meilleur coût d'investissement et d'exploitation. Des contraintes d'encombrement, de poids, de corrosion, de normalisation, interviennent, ce qui fait que les paramètres dont on dispose sont généralement bien plus nombreux que les équations, certains impératifs étant de nature essentiellement technologique ou économique c'est-à-dire souvent qualitatifs, sinon arbitraires ce qui nécessite des compromis.



L'étude complète d'un échangeur de chaleur fait donc appel à différentes disciplines qui interviennent à trois phases principales :

- 1- L'analyse thermique : ( Thermique et mécanique des fluides)
- 2- L'étude mécanique préliminaire: (technologie)
- 3- Le projet de fabrication : ( technologie)

### III- 1 PRINCIPAUX TYPES D'ECHANGEURS

Un des modèles les plus simples d'échangeurs que l'on puisse imaginer est constitué de deux tubes coaxiaux. L'un des fluides s'écoule dans le tube central et l'autre dans l'espace annulaire. Mais il est difficile d'obtenir des surfaces d'échanges importantes avec cette configuration. Alors que dans certains échangeurs tels que les échangeurs gaz-liquides, il y a nécessité d'obtenir une surface d'échanges ayant des étendues différentes au contact des deux fluides. C'est la raison pour laquelle on utilise un faisceau de tube dans une enveloppe unique généralement cylindre appelée calandre. L'un des fluides circulant dans les tubes et l'autre à l'intérieur de la calandre autour des tubes.

Différentes variantes de cette formule ainsi que le sens relatif de l'écoulement des deux fluides permet d'augmenter la surface d'échange.

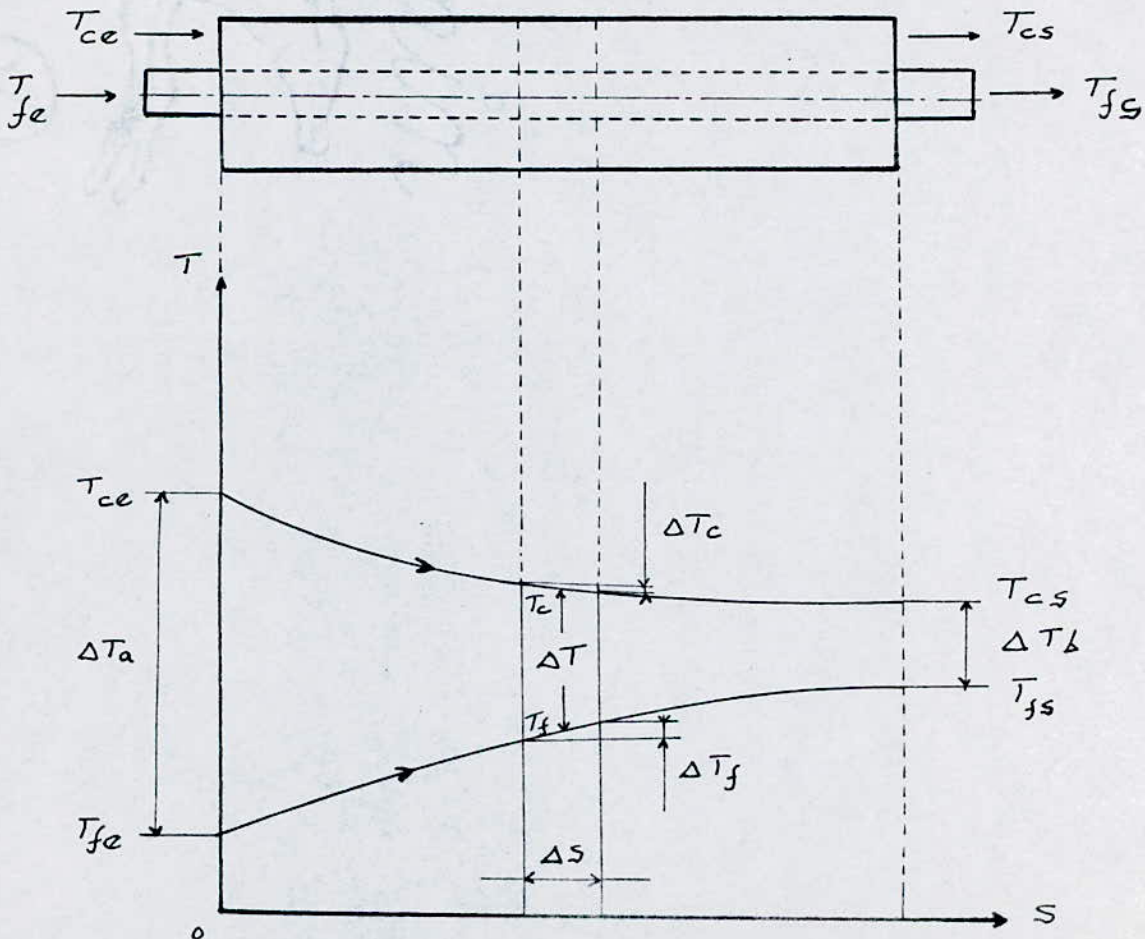
Une classification des échangeurs de chaleur peut être établie

D'après le sens relatif des écoulements de deux fluides.  
On distingue ainsi :

### III - 1.1 COURANT PARALLELE :

Les deux fluides s'écoulent parallèlement et dans le même sens. On dit aussi chauffe antiméthodique.

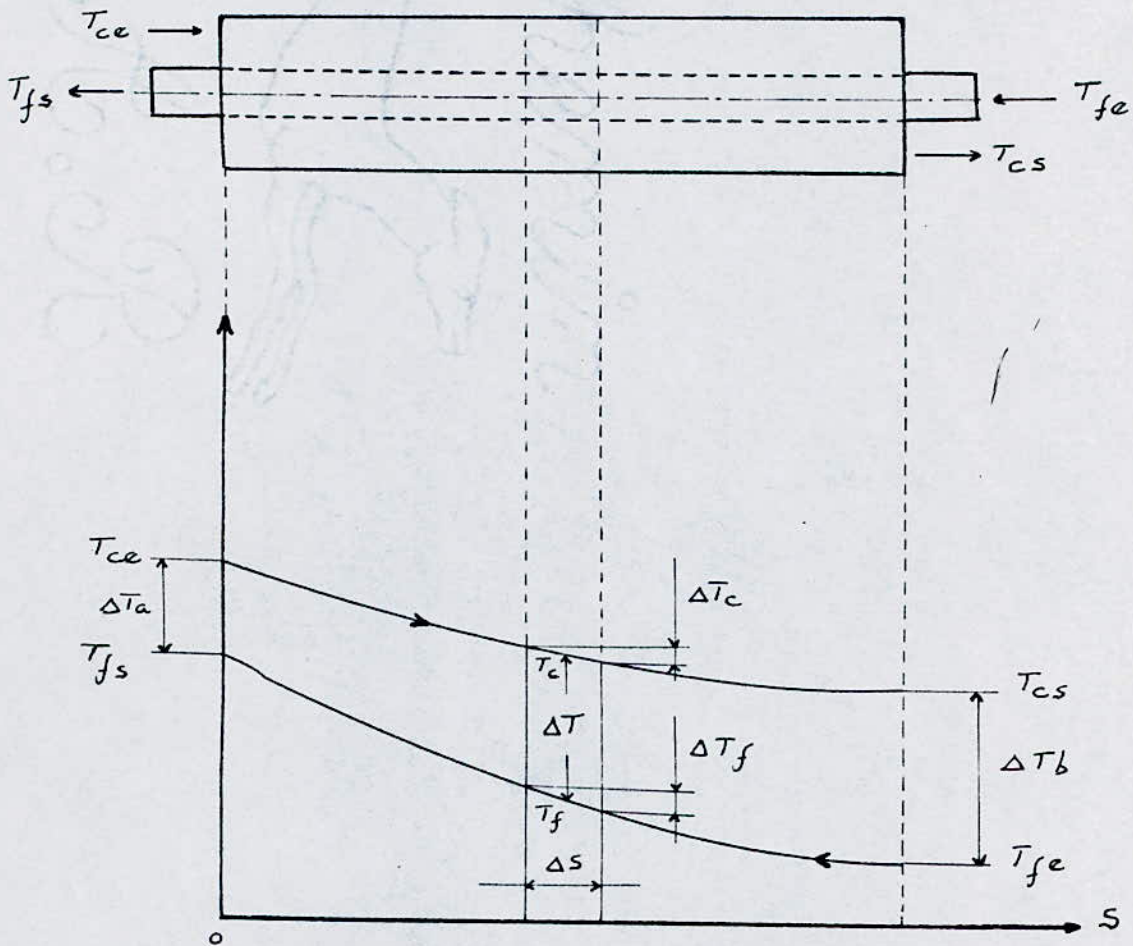
Evolution des températures des fluides pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur.



### III - 1.2 CONTRE COURANT :

Les deux fluides s'écoulent en sens contraire.  
Appelé aussi chauffe méthodique.

Evolution des températures des deux fluides.





Dans un échangeur à contre courant la température de sortie du fluide " le plus froid " peut être supérieure à celle de sortie du fluide " le plus chaud ". Cette disposition étant l'une des plus favorables pour l'échange thermique.

### III - 1.3 ECHANGEUR A COURANT CROISE AVEC OU SANS BRASSAGE :

Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre. Le fluide non brassé est celui dont la veine est divisée entre plusieurs canaux parallèles distincts et de faible section. Le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans la section droite de la veine fluide. Sans cela les températures varient non seulement avec la direction de l'écoulement mais aussi dans la section de veine.

### III - 1.4 ETUDE COMPARATIVE DES ECHANGEURS DE CHALEUR :

#### a- Point de vue de la surface de chauffe :

Pour réaliser un programme thermique donné, la chauffe méthodique conduit toujours à des surfaces plus faibles que la surface antiméthodique.

#### b- Point de vue de la température du métal :

Malgré l'inconvénient d'une plus grande surface de chauffe nécessaire la chauffe antiméthodique est utilisée :

- Pour diminuer la température maximale du métal dans les zones à haute température.

- Pour accroître la température minimale du métal dans les zones à basse température soumise à la corrosion par condensation.

### III- 1.5 CHOIX DE L'ECHANGEUR UTILISE :

Dans le cas des échangeurs gaz-liquide, la faible densité des gaz impose si l'on veut rester dans un niveau acceptable d'échange thermique, d'augmenter la surface d'échange.

C'est ainsi que l'on s'oriente vers la solution utilisant des surfaces d'échange planes séparées par des ailettes brasées sur celles-ci.

Les ailettes permettent d'augmenter la surface d'échange et de créer des turbulences favorisant l'échange.

Dans notre cas on utilise un échangeur de chaleur à courant croisé avec une calandre circulaire de mêmes dimensions que le tuyau d'échappement à l'intérieur de laquelle se trouvent deux serpentins concentriques. En général, les calorimètres des gaz d'échappement sont constitués d'une calandre à l'intérieur de laquelle se trouve un faisceau de tube pour l'eau, mais la disposition du tube d'eau en serpentín permet d'obtenir une plus grande surface d'échange d'où un meilleur échange thermique.



### III - 1.6 PARAMETRES DES MATERIAUX UTILISES

La calandre de l'échangeur est en acier inoxydable, même matériau que celui utilisé par le constructeur pour la réalisation du tuyau d'échappement.

D'après les tables (4)  $\lambda_A = 16 \text{ W/m}^\circ \text{K}$

Pour le serpentin d'eau on utilise un tube en cuivre pour sa maléabilité, sa bonne résistance à la corrosion à chaud, sa température de fusion élevée et sa disponibilité sur le marché.

Les diamètres étant normalisés, dans les manuels (7) et (13) on recommande des tubes de :

diamètre extérieur  $d_{\text{ext}} = 20 \text{ mm}$

diamètre intérieur  $d_{\text{int}} = 18 \text{ mm}$

Les tables (4) donnent :

la conductivité thermique du cuivre

$$\lambda_{\text{Cu}} = 384 \text{ W/m}^\circ \text{K}$$

La température de fusion du cuivre

$$T_{f\text{Cu}} = 1083 \text{ }^\circ \text{C.}$$



### III - 2 ETUDE DES SOURCES DE CHALEUR

#### 2 - 1 Nature des gaz d'échappement et leur composition

##### 2 - 1.1 Composition du combustible

Le principal composant du gaz naturel est le méthane ( $\text{CH}_4$ ), il se trouve en forte proportion (60 à 90%) et imprime donc ses propriétés au gaz, combustible de notre turbine.

En Algérie il existe (04) sortes de gaz naturel

- Gaz naturel d'Arzew
- Gaz naturel de Skikda
- Gaz naturel de Hassi R'Mel
- Gaz naturel traité et utilisé par la Sonelgaz

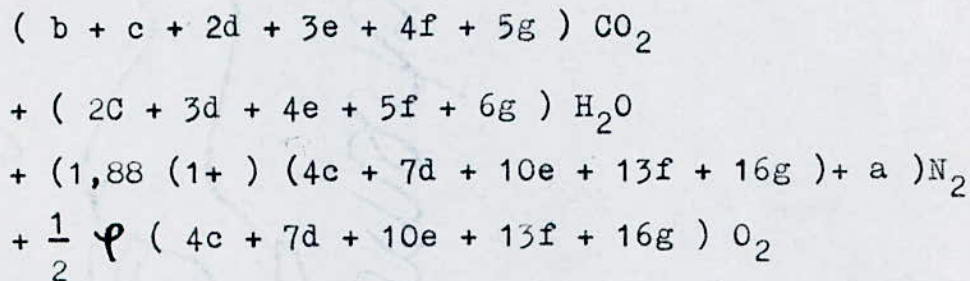
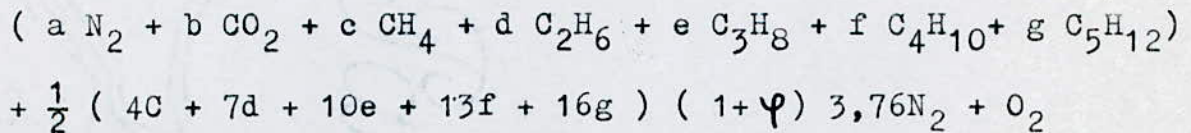
qui diffèrent les uns des autres par leur composition centésimale.

En ce qui concerne le gaz servant de combustible pour la turbine " GILKES " c'est le gaz traité et utilisé par la Sonelgaz dont la composition massique est :

$\text{N}_2$	: 7,83 %	iso $\text{C}_4\text{H}_{10}$	: 0,53 %
$\text{CO}_2$	: 0,43 %	n $\text{C}_4\text{H}_{10}$	: 0,85 %
$\text{CH}_4$	: 73,11 %	iso $\text{C}_5\text{H}_{12}$	: 0,12 %
$\text{C}_2\text{H}_6$	: 12,12 %	n $\text{C}_5\text{H}_{12}$	: 0,12 %
$\text{C}_3\text{H}_8$	: 4,90 %		

### III - 2.1.2 EQUATION DE COMBUSTION DU GAZ NATUREL

Soit la réaction de combustion en supposant la température du gaz à l'intérieur de la chambre de combustion inférieure à 1800 ° C, pour éviter la décomposition de CO<sub>2</sub>.



En raisonnant sur une mole fictive de 100 Kg de Gaz Naturel les coefficients a, b, c, d, e, f, g représentent les pourcentages relatifs de chaque élément constituant le gaz naturel on a :

$$\begin{aligned} a &= 7,83 \text{ Kg de } N_2 \\ b &= 0,43 \text{ Kg de } CO_2 \\ c &= 73,11 \text{ Kg de } CH_4 \\ d &= 12,12 \text{ Kg de } C_2H_6 \\ e &= 4,9 \text{ Kg de } C_3H_8 \\ f &= 1,38 \text{ Kg de } C_4H_{10} \\ g &= 0,24 \text{ Kg de } C_5H_{12} \end{aligned}$$

$$\varphi = 0,26$$

On peut ainsi trouver les pourcentages de  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{O}_2$  et  $\text{N}_2$  des produits de la combustion de 100 Kg de gaz naturel. Soit  $\checkmark$  le nombre de molécule de gaz humide produit par la combustion d'une mole fictive de gaz naturel:

$$\begin{aligned} \checkmark = & (b + c + 2d + 3e + 4f + 5g) + (2c + 3d + 4e + 5f + 6g) \\ & + (1,80(1 + \varphi)(4c + 7d + 10e + 13f + 16g) + a) \\ & + \frac{1}{2}\varphi(4c + 7d + 10e + 13f + 16g) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \checkmark = & (0,43 + 73,11 + 2 \cdot 12,12 + 3 \cdot 4,9 + 4 \cdot 1,38 + 5 \cdot 0,24) \\ & + (2 \cdot 73,11 + 3 \cdot 12,12 + 4 \cdot 4,9 + 5 \cdot 1,38 + 6 \cdot 0,24) \\ & + (1,80(1 + 0,26)(4 \cdot 73,11 + 7 \cdot 12,12 + 10 \cdot 4,9 + 13 \cdot 1,38 \\ & + 16 \cdot 0,24) + 7,83) + \left(\frac{1}{2} \cdot 0,26\right)(4 \cdot 73,11 + 7 \cdot 12,12 \\ & + 10 \cdot 4,9 + 13 \cdot 1,38 + 16 \cdot 0,24) \end{aligned}$$

$$\checkmark = 1457 \text{ molécules}$$



## III - 2.1.3 COMPOSITION CENTESIMALE DES GAZ D'ECHAPPEMENT

$$\begin{aligned}
 - \text{Teneur en CO}_2 : a_1\% \text{ CO}_2 &= \frac{(b+c+2d+3e+4f+5g)}{\sqrt{\quad}} \times 100 \\
 : a_1\% \text{ CO}_2 &= \frac{119,2}{1457} \times 100 = 8,18\%
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 - \text{Teneur en O}_2 : a_2\% \text{ O}_2 &= \frac{1/2 \sqrt{(4c+7d+10e+13f+16g)}}{\sqrt{\quad}} \times 100 \\
 : a_2\% \text{ O}_2 &= \frac{58,25}{1457} \times 100 = 4\%
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 - \text{Teneur en N}_2 : a_3\% \text{ N}_2 &= \frac{1,88 (1+\sqrt{(4c+7d+10e+13f+16g)})+a}{\sqrt{\quad}} \times 100 \\
 a_3\% \text{ N}_2 &= \frac{1069,19}{1457} \times 100 = 73,38\%
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 - \text{Teneur en H}_2\text{O} : a_4\% \text{ H}_2\text{O} &= \frac{(2c+3d+4e+5f+6g)}{\sqrt{\quad}} \times 100 \\
 : a_4\% \text{ H}_2\text{O} &= \frac{210,52}{1457} \times 100 = 14,45\%
 \end{aligned}$$

### III - 2.2 PARAMETRES DES GAZ D'ECHAPPEMENT FLUIDE CHAUFFANT

#### III - 2.2.1 TEMPERATURE

Pour la température d'entrée des gaz d'échappement, un régulateur de température situé dans la conduite d'échappement, juste à son entrée et relié au système d'alimentation empêche le fonctionnement à une température supérieure à 600°C donc :

$$T_{ce} = 600^{\circ}\text{C}$$

La température des gaz d'échappement à la sortie du calorimètre ne doit pas être réduite au point où l'eau produite par le processus de combustion se condense dans la conduite d'échappement ce qui entraverai le transfert de chaleur côté gaz. La température limite pour le gaz d'échappement

$$t_{cs} = 120^{\circ}\text{C}$$

Température moyenne  $t_{cm} = \frac{t_{cs} + t_{ce}}{2} = 360^{\circ}\text{C}$

#### III -2.2.2 PRESSIONS

Les gaz d'échappement à leur passage dans le calorimètre sont à pression atmosphérique.

### III - 2.2.3 DEBIT MASSIQUE

Le débit massique des gaz d'échappement est égal à la somme du débit massique du combustible et de l'air entrant dans la turbine et cela si le processus est sans perte.

$$\dot{m}_g = \dot{m}_f + \dot{m}_a$$

$$\dot{m}_f = 10,1 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/s}$$

$$\dot{m}_a = 0,596 \text{ Kg/s}$$

$$\dot{m}_g = 0,6061 \text{ Kg/s}$$

### III-2.2.4 CONDUCTIVITE THERMIQUE

Pour le calcul  $\lambda_g$  on prend

$a_i$  = teneur du composant " i " dans le mélange

$\lambda_i$  = conductivité thermique du composant à la température moyenne  $t_{mc}$  donnée par la littérature (6)

### III -2.2.5 CHALEUR SPECIFIQUE : Cpg

$a_i$  = teneur en composant " i "

$C_{pi}$  = chaleur spécifique du composant "i" à la température  $t_m$ , donnée par la littérature (6).



Composant	$a_i$ %	$C_{p_i}$ (kJ/kg°C)	$\lambda_i$ (W/m°C)	$a_i C_{p_i}$ (10 <sup>-2</sup> )	$a_i \lambda_i$ (10 <sup>-2</sup> )
CO <sub>2</sub>	8,18	1,100	0,044	8,998	0,36
O <sub>2</sub>	4	1,013	0,054	4,052	0,216
N <sub>2</sub>	73,38	1,083	0,047	79,471	3,449
H <sub>2</sub> O	14,45	2,044	0,0517	29,536	0,747

$$C_{p_g} = \sum a_i C_{p_i} = 1220,57 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$$

$$\lambda_g = \sum a_i \lambda_i = 4,772 \cdot 10^{-2} \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

### III- 2.2.6 VISCOSITE DYNAMIQUE :

D'après les tables (3) on a pour les gaz de combustion

à  $T_{mc}$  :  $Pr_g = 0,644$

or,  $Pr_g = \frac{\mu_g C_{p_g}}{\lambda_g} = 0,644$

$$\mu_g = \frac{Pr_g \cdot \lambda_g}{C_{p_g}}$$

$$\mu_g = \frac{0,644 \cdot 4,772 \cdot 10^{-2}}{1,22057 \cdot 10^3} = 2,52 \cdot 10^{-5} \text{ pl.}$$

### III -2.3 PARAMETRES DE L'EAU : FLUIDE CHAUFFE

#### III-2.3.1 TEMPERATURES

Pour la température d'entrée de l'eau on prend la température de l'eau des conduites  $T_{fe} = 20^{\circ}\text{C}$ .

La température de l'eau à la sortie du calorimètre ne doit pas dépasser la température du point d'ébullition pour éviter la formation de vapeur dans les conduites d'eau, phénomène qui rendrait le transfert de chaleur du côté de l'eau beaucoup plus complexe. Pour plus de sécurité la température de sortie de l'eau sera inférieure à  $85^{\circ}$

$$T_{fs} = 85^{\circ}$$

La température moyenne :  $T_{mf} = \frac{T_{fe} + T_{fs}}{2} = 52,5^{\circ}$

#### III- 2.3.2 PRESSIONS

La conduite d'eau alimentant l'échangeur de chaleur sera prise sur la même conduite alimentant le frein et pour laquelle on recommande une pression de 1 bar, donc la pression à l'entrée du calorimètre sera de 1 bar aussi.

### III-2.3.3 DEBIT MASSIQUE

D'après le manuel du frein hydraulique (8), on recommande pour ce dernier une pression de 1 bar pour un débit de 15 l/ch-h. Or, à plein charge la turbine développe une puissance effective de :  $N_e = 56,78$  ch. Donc le frein nécessite un débit massique de :

$$\dot{m}_e = \frac{15 \cdot 56,78}{3600} = 0,237 \text{ Kg/s}$$

Et puisque pour l'échangeur de chaleur on utilise la même conduite que le frein hydraulique alors le débit massique de l'eau serait le même que celui du frein :

$$\dot{m}_e = 0,237 \text{ Kg/s}$$

### III - 2.3.4 CONDUCTIVITE THERMIQUE

On prend la valeur de  $\lambda_e$  à la température moyenne  $T_{me}$  de la littérature (6):

$$\lambda_e = 65,15 \cdot 10^{-2} \text{ W/m} \cdot \text{C}$$

### III - 2.3.5 CHALEUR SPECIFIQUE Cpe :

La courbe 1 donnant la chaleur spécifique de l'eau en fonction de la température on calcule Cpe à la température moyenne  $T_{me}$ .



D'après la courbe, le facteur donné à  $T_{me} = 52,5^{\circ}\text{C}$   
et  $f = 0,9956$

$$C_{pe} = 4,21 \times 0,9956 = 4191,5 \text{ J/Kg } ^{\circ}\text{C}$$

### III - 2.3.6 VISCOSITE DYNAMIQUE

D'après les tables données dans la littérature (6)  
on tire la viscosité dynamique de l'eau à  $T_{me}$

$$\mu_e = 53 \cdot 10^{-5} \text{ pl.}$$

## Tableau récapitulatif

fluide	$t_{\text{entrée}}$ (°C)	$t_{\text{sortie}}$ (°C)	$t_{\text{moyenne}}$ (°C)	$C_p$ (J/kg·°C)	$\lambda \cdot 10^{-2}$ (W/m·°C)	$\mu \cdot 10^{-5}$ (Pa·s)	$\dot{m}$ (kg/s)	$P$ (bar)
Gaz d'échappement	600	120	630	1220,57	4,772	2,52	0,6061	1
Eau	20	85	52,5	4191,5	65,15	53	0,237	1

# Chapitre IV

Etude thermique  
de  
l'échangeur  
de  
chaleur



## CHAPITRE IV

## IV - ETUDE THERMIQUE DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR /

IV - 1 EVOLUTION DES TEMPERATURES LE LONG DE  
L'ECHANGEUR.

En ce qui concerne les températures on a :

\* Pour le fluide chaud : gaz d'échappement

Température d'entrée :  $T_{ce} = 600^{\circ}\text{C}$

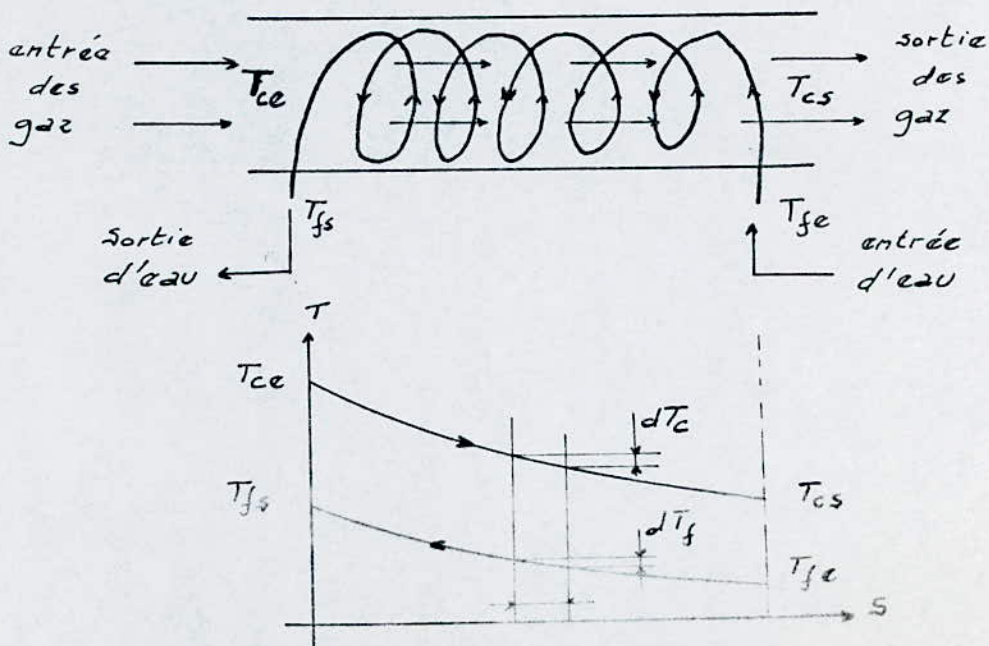
Température de sortie :  $T_{cs} = 120^{\circ}\text{C}$

\* Pour le fluide froid : l'eau

Température d'entrée :  $T_{fe} = 20^{\circ}\text{C}$

Température de sortie :  $T_{fs} = 85^{\circ}\text{C}$

L'échangeur choisi pour ce calorimètre des gaz d'échappement est du type : à courant croisé non brassé.



Pour les échangeurs à courant croisé, on suppose tout d'abord l'échangeur purement méthodique et on applique à la différence moyenne logarithmique un coefficient de numération ou de correction F publié sous forme d'abaque en fonction des deux paramètres P et R où R et P sont deux rapports sans dimensions représentant

P : efficacité de refroidissement

$$P : \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

R : le rapport des capacités calorifiques

$$R : \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}}$$

Calculons la (DTLM) différence de température logarithmique moyenne pour un échange à courant inverse, pour ce fait on supposera que l'échangeur est sans pertes, c'est-à-dire que toute la chaleur cédée par le fluide chaud est transmise intégralement au fluide froid.

Dans ces conditions, le flux de chaleur  $d\phi$  transmis du fluide chaud au fluide froid à travers l'élément de surface d'échange  $dS$  s'écrira :

$$d\phi = \dot{m}_g C_{pg} dT_c = -\dot{m}_e C_{pe} dT_f \quad (1)$$

de (1) on tire :

$$dT_c = + d\phi / \dot{m}_g C_{pg}$$

$$dT_f = - d\phi / \dot{m}_e C_{pe}$$

D'où

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -d\phi \left( \frac{1}{\dot{m}_g C_{pg}} + \frac{1}{\dot{m}_e C_{pe}} \right) \quad (2)$$

En éliminant  $d\phi$  dans (2) à l'aide de l'équation

$$d\phi = k dS (T_c - T_f)$$

$k$  : représentant le coefficient d'échange global

on obtient :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = - \left( \frac{1}{\dot{m}_g C_{pg}} + \frac{1}{C_{pe} \dot{m}_e} \right) k dS$$

Si l'on admet que le coefficient d'échange local  $k$  reste constant tout le long de l'échangeur, on peut intégrer l'expression précédente le long de la surface d'échange, pour obtenir en introduisant les conditions aux extrémités  $T_{ce}$ ,  $T_{fe}$  :

$$\ln \left( \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = -kS \left( \frac{1}{\dot{m}_g C_{pg}} + \frac{1}{\dot{m}_e C_{pe}} \right) \quad (3)$$

Mais on peut également exprimer le flux total échangé en fonction des températures d'entrée et de sortie du fluide (bilan enthalpique global) :

$$\phi = \dot{m}_g C_{pg} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_e C_{pe} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (4)$$



En remplaçant dans (3) les expressions  $\dot{m}_c C_{pc}$  et  $\dot{m}_f C_{pf}$  tirées de (4) on obtient :

$$\phi = K S \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \left( \frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}} \right)}$$

Donc :  $\phi = K S \Delta T_{LM}$

moyenne logarithmique de la différence de température.

Remarque : L'analyse précédente a été faite sur les hypothèses suivantes :

1/ Chaleur massique des fluides reste sensiblement constante pendant la traversée de l'échangeur. Dans les calculs on évalue les chaleurs massiques pour les conditions moyennes des fluides dans l'échangeur.

2/ Le coefficient d'échange global K reste sensiblement constant tout le long de la surface d'échange, ce qui suppose les coefficients de convection fluide-paroi le soient aussi.

Application numérique

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \left( \frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}} \right)}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(600 - 85) - (120 - 20)}{\ln \left( \frac{600 - 85}{120 - 20} \right)} = 253,2^\circ \text{C}$$

$$R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} = \frac{600 - 20}{85 - 20} = 7,38$$

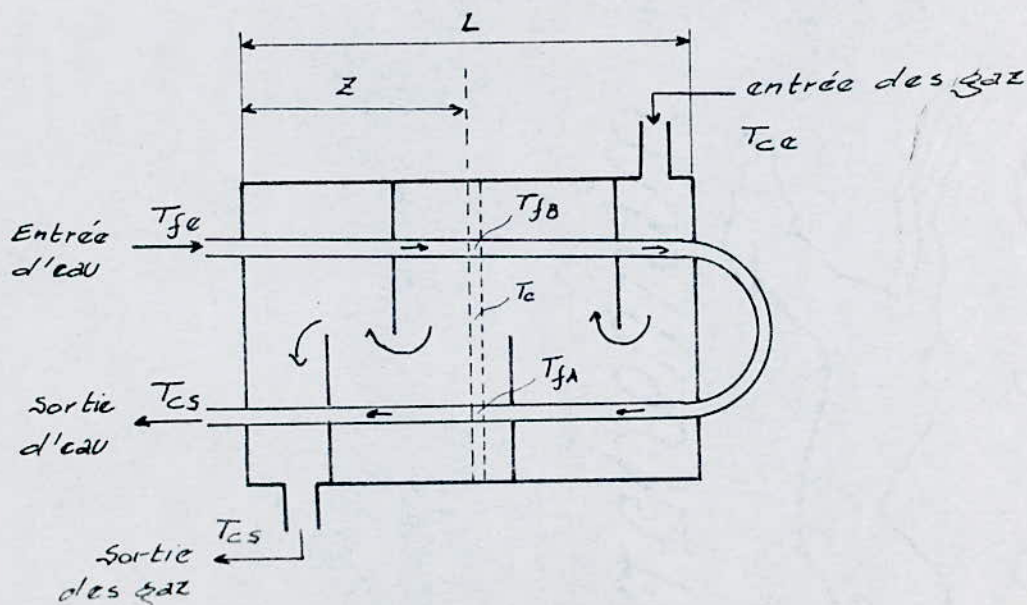
$$R = 7,38$$

$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{85 - 20}{600 - 20} = 0,11$$

$$P = 0,11$$

Pour ces valeurs des coefficients R et P il n'existe pas d'abaque donnant le coefficient correcteur pour les échangeurs en spires alors on utilisera la méthode donnant la valeur de F par calcul et qui est la suivante :

Soit l'exemple d'échangeur schématisé comme suit :





Une quantité constante de fluide froid (débit massique  $\dot{m}_e$ ) de chaleur spécifique constante ( $C_{pe}$ ) entre à la température ( $T_{fe}$ ) lors du premier passage et sort du deuxième passage à la température  $T_{fs}$ . Le fluide chaud à la température ( $T_{ce}$ ) de chaleur spécifique constante ( $C_{pg}$ ) avec un débit massique  $\dot{m}_g$  entre à l'une des extrémités de l'enveloppe et en sort à l'extrémité opposée à la température ( $T_{cs}$ ). A une distance quelconque  $z$  de l'entrée, le fluide a une température moyenne  $T_{fA}$  sur le trajet aller et  $T_{fB}$  sur le trajet retour. En supposant qu'il n'y a pas de déperdition de chaleur vers l'extérieur.

Le bilan calorifique s'écrit :

$$\pm \dot{m}_g C_{pg} dT_c = C_{pe} \dot{m}_e (dT_{fA} - dT_{fB})$$

Le signe dépendant de la direction de l'écoulement du fluide extérieur. En désignant par  $S$  l'aire à travers laquelle la chaleur se transmet par unité de longueur les équations s'écrivent :

$$\dot{m}_e C_{pe} dT_{fA} = kS dZ (T_c - T_{fA})$$

$$- \dot{m}_e C_{pe} dT_{fB} = kS dZ (T_c - T_{fB})$$

En supposant  $K$  constant, une intégration donne la valeur de la température moyenne vraie :  $\Delta T_M$



$$\Delta T_M = \frac{\sqrt{(T_{ce} - T_{cs})^2 + (T_{fs} - T_{fe})^2}}{\ln \frac{T_{ce} + T_{cs} - T_{fe} - T_{fs} + \sqrt{(T_{ce} - T_{cs})^2 + (T_{fs} - T_{fe})^2}}{T_{ce} + T_{cs} - T_{fe} - T_{fs} - \sqrt{(T_{ce} - T_{cs})^2 + (T_{fs} - T_{fe})^2}}}$$

Cette dernière équation s'applique également lorsque le fluide froid traverse l'enveloppe.

Dans la pratique, on utilise le facteur de correction F donné par des abaques et défini par l'identité

$$F = \frac{\Delta T_M}{\Delta T_{LM}}$$

N'ayant pas l'abaque concernant notre type d'échangeur pour les valeurs des paramètres P et R on utilisera l'identité

$$\Delta T_M = F \cdot \Delta T_{LM}$$

Application numérique :

$$\Delta T_M = \frac{\sqrt{(600 - 120)^2 + (85 - 20)^2}}{\ln \frac{(600 + 120 - 85 - 20) + \sqrt{(600 - 120)^2 + (85 - 20)^2}}{(600 + 120 - 85 - 20) - \sqrt{(600 - 120)^2 + (85 - 20)^2}}}$$

$$\Delta T_M = 227,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Sur une abaque le coefficient correcteur  $F$  serait égal à

$$F = \frac{\Delta T_M}{\Delta T_{LM}} = \frac{227,4}{253,2} = 0,898$$

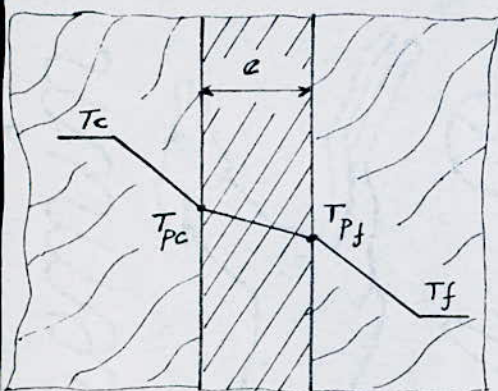
$$F = 0,898$$

#### IV - 2 EVALUATION DU COEFFICIENT D'ECHANGE GLOBALE

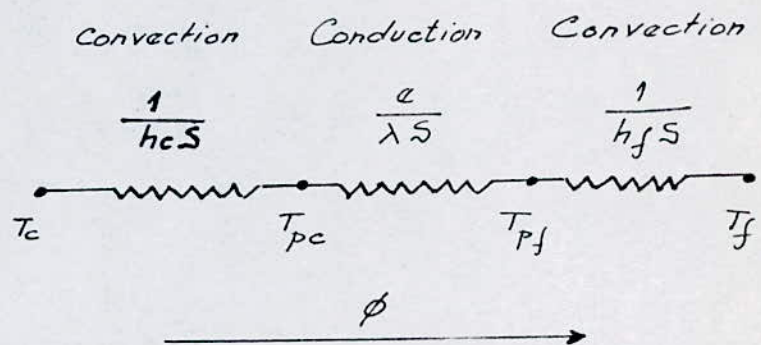
Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid peut être décomposé comme suit :

- \* Convection fluide chaud-paroi, au prorata d'un coefficient de convection  $h_c$
- \* Conduction à travers la paroi, en prorata de la conductivité  $\lambda$  du matériau et de l'épaisseur  $e$  de la paroi
- \* Convection paroi-fluide froid au prorata d'un coefficient de convection  $h_f$ .

Pour un élément de paroi plane l'allure qualitative du profil des températures pour un échange de chaleur ainsi que la représentation de cet échange par analogie électrique



fluide chaud      paroi d'échange      fluide froid





On a dans ce cas :

$$\phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c S} + \frac{e}{\lambda S} + \frac{1}{h_f S}} = k \cdot S \cdot (T_c - T_f)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}}$$

#### IV - 2.1 INFLUENCE DU FACTEUR D'ENCRASSEMENT

Or, dans notre cas, la paroi d'échange n'est pas plane, mais on a plutôt, un écoulement de gaz perpendiculaire à un tube parcouru par de l'eau froide. Ce qui laisse supposer une étendue de surface différente au contact des deux fluides. Il faut par conséquent rapporter  $k$ , soit à l'unité de surface du "côté froid" et qu'on notera  $k_f$ , soit à l'unité de surface du "côté chaud" et qu'on notera  $k_c$ .

De plus, au bout d'un certain temps de fonctionnement de l'appareil, la paroi d'échange est recouverte de part et d'autre d'un film d'encrassement. Ces dépôts de tartre et de salissures ont une conductivité thermique faible relativement à celle du métal et constituent de ce fait des couches isolantes supplémentaires supposant à l'échange. Il faut en tenir compte, car elles se traduisent par une diminution de performances thermiques de l'appareil au bout d'un certain temps de fonctionnement.

Ainsi on obtient en définitive les expressions de  $k_f$  et de  $k_c$  comme les inverses de la somme des différentes résistances thermiques.



(en série) que rencontre le flux de chaleur sur son passage.

$$k_c = \left[ \frac{1}{\eta_c h_c} + R_{esc} + \frac{e}{\lambda} \frac{S_c}{S_m} + \left( R_{esf} + \frac{1}{\eta_f h_f} \right) \frac{S_c}{S_f} \right]^{-1}$$

$$k_f = \left[ \frac{1}{\eta_f h_f} + R_{esf} + \frac{e}{\lambda} \frac{S_f}{S_m} + \left( R_{esc} + \frac{1}{\eta_c h_c} \right) \frac{S_f}{S_c} \right]^{-1}$$

$S_f$  = surface d'échange côté froid (  $m^2$  )

$S_c$  = surface d'échange côté chaud (  $m^2$  )

$S_m$  = surface d'échange moyenne (  $m^2$  )

$R_{esc}, R_{esf}$  = Résistances par unité de surface du film  
d'encrassement déposé du côté chaud, et froid.

(  $m^2 : C/W$  )

$\eta_c, \eta_f$  = Coefficient d'efficacité des surfaces ailetées  
côté chaud et froid.

Pour notre cas :

1/ Pour l'épaisseur  $e = 2$  mm, on considère assez faible  
donc  $S_f \simeq S_c \simeq S_m$

2/  $\eta_c = \eta_f = 1$  les surfaces d'échangeurs ne contiennent pas d'ailettes.

MINISTERE DEL'

On obtient alors :

$$k_c = k_f = \left[ \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_f} + \frac{e}{\lambda} + R_{esc} + R_{esf} \right]^{-1}$$

Les tables donnent (4)

Pour l'air industriel .

$$R_{esc} = 0,0004 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

Pour l'eau à température supérieure à 52 °C

$$R_{esf} = 0,002 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

IV - 2.2 ESTIMATION DES COEFFICIENTS D'ECHANGE PAR  
 CONVECTION ENTRE PAROI ET LES FLUIDES :  $h_c$  et  $h_f$ .

Pour cette estimation on utilise la méthode suivante

1/ On évalue le nombre de Prandtl pour chaque écoulement :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$$

$\mu$  : viscosité dynamique ( Poiseuille)

$C_p$  : chaleur massique ( J/Kg °C )

$\lambda$  : conductivité thermique ( W/Kg°C )

Pr et  $\lambda$  varient avec la température, pour cela, pour chaque fluide on prend sa température moyenne  $\frac{T_e + T_s}{2}$

Des abaques et des tables fournissent  $P_r$  sans qu'il y est nécessité de la calculer, pour différents fluides en fonction de leur température.

Pour l'eau  $Pr_{\text{eau}} \approx 7$  à  $20^\circ\text{C}$

$Pr_{\text{eau}} = 3,52$  à  $52,5^\circ\text{C}$

Pour le gaz :  $Pr \approx 0,8$  et varie peu avec les conditions

2/ On calcule ensuite le Reynolds de chaque écoulement

$$Re = \frac{G D_h}{\mu} \quad , \quad G = \frac{\dot{m}}{S} = \rho V$$

$D_h$  : diamètre hydraulique = diamètre pour une conduite cylindrique.

$\dot{m}$  : débit massique

$V$  : vitesse moyenne dans la conduite

$S$  : section de la conduite

La valeur obtenue pour le Reynolds ( $Re$ ) nous renseigne sur le régime d'écoulement laminaire, transitoire ou turbulent.

3/ La connaissance des nombres de Reynolds ( $Re$ ) et Prandtl ( $Pr$ ) permet pour un écoulement de déduire :

- soit le nombre de NUSSELT :  $Nu = \frac{h D_h}{\lambda}$

- soit le nombre de STANTON :  $St = Nu \cdot Re^{-1} \cdot Pr^{-1}$ .



D'après les exposés, la variation du coefficient de convection autour d'une sphère ou d'un cylindre, donnés par les ouvrages (1) et (2), est un problème très complexe qui fait intervenir un coefficient local de convection ( $h_{\theta}$ ) fonction de l'angle d'écoulement, du nombre de Reynolds.

Pour de nombreuses applications pratiques, il n'est heureusement pas nécessaire de connaître la valeur locale ( $h_{\theta}$ ), l'évaluation de la valeur moyenne du coefficient de convection autour du corps étant suffisante.

Un bon nombre d'expérimentateurs ont mesuré ces coefficients moyens pour un écoulement autour des cylindres et de sphères. Entre autres le chercheur HILPER qui a mesuré avec précision le coefficient d'échange en ce qui concerne un écoulement gazeux sur les cylindres dont les diamètres varient de 0,2 à 150 mm.

Les résultats obtenus étaient mis en relation par la corrélation suivante donnée par la littérature (1)

$$Nu = C (Re)^n$$

$$\frac{h Dh}{\lambda} = \frac{C (G Dh)^n}{\mu^n}$$

Dans laquelle C et n sont des constantes empiriques dont les valeurs varient avec le Reynolds. ( Tableau I ).

Re		C	n
0,4	4	0,891	0,330
4	40	0,821	0,385
40	4 000	0,615	0,466
4 000	40 000	0,174	0,618
40 000	400 000	0,0239	0,805

De la corrélation précédente on déduit les valeurs :  $h_f$  et  $h_c$ .

Application numérique :

$$k = \left[ \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f} + \frac{e}{\lambda} + Res_c + Res_f \right]^{-1}$$

i/ Fluide chaud : gaz d'échappement

- Le Reynolds  $Re_c$  :

$$Re_c = \frac{G D_h}{\mu_g} = \frac{\dot{m}_g D_c}{S_c \cdot \mu_g} = \frac{\dot{m}_g \cdot D_c}{\frac{\pi D_c^2}{4} \mu_g}$$

$$Re_c = \frac{4 \dot{m}_g}{\pi D_c \mu_g} = \frac{4 \cdot 0,6061}{\pi \cdot 217 \cdot 10^{-3} \cdot 2,52 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re_c = 141\,122.$$

Pour  $Re_c = 141\,122$  on a un régime turbulent favorable à l'échange de chaleur.



- Coefficient de convection gaz-paroi :  $h_c$ .

$$\text{On a : } N_u = C (Re)^n$$

D'après le tableau (I) donnant  $C$  et  $n$  en fonction de  $(Re)$

on a pour  $Re = 141\,122$ .

$$C = 0,0239$$

$$n = 0,805$$

On a :

$$\frac{h_c D_c}{\lambda_g} = C \left( \frac{4 m_g}{\pi \cdot D_c \cdot \mu_g} \right)^n$$

D'où

$$h_c = \frac{\lambda_g C (Re)^n}{D_c}$$

$$h_c = \frac{4,772 \cdot 10^{-2} \cdot 0,0239 (141122)^{0,805}}{217 \cdot 10^{-3}}$$

$$h_c = 73,46 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

1.1 / Fluide froid : eau

- Le Reynolds :  $Re_f$

$$Re_f = \frac{G \cdot D_h}{\mu_e} = \frac{m_e \cdot d_m}{St \cdot \mu_e} = \frac{4 \cdot m_e}{\pi \cdot d_m \cdot \mu_e}$$



$$Re_f = \frac{4 \cdot 0,237}{\pi \cdot 19 \cdot 10^{-3} \cdot 53 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re_f = 29\,966$$

Pour  $Re_f = 29966$  on a aussi un régime turbulent favorable à l'échange thermique.

- Coefficient de convection paroi-eau :  $h_f$

$$\text{On a : } Nu = C(Re)^n$$

D'après le tableau (I) on a pour  $Re_f = 29966$

$$C = 0,174$$

$$n = 0,618$$

$$\text{On a : } \frac{h_f \cdot d_m}{\lambda_e} = C \left( \frac{4 m_e}{\pi d_m \mu_e} \right)^n$$

$$h_f = \lambda_e C \frac{(Re_f)^n}{d_m}$$

D'où :

$$h_f = 65,15 \cdot 0,174 \cdot \frac{(29\,966)^{0,618}}{19 \cdot 10^{-3}}$$

$$h_f = 3485,51 \text{ W/m}^2 = C$$

i.i.i/ coefficient d'échange global :

$$k = \left[ \frac{1}{h_c} + Res_c + \frac{e}{\lambda_{cu}} + Res_f + \frac{1}{h_f} \right]^{-1}$$

$$k = \left[ \frac{1}{73,46} + 0,0004 + \frac{0,002}{384} + 0,0002 + \frac{1}{3486,51} \right]^{-1}$$

$$k = 69 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

#### IV -2.2 CALCUL DE LA SURFACE D'ECHANGE

On a :

$$\phi = \dot{m}_e \cdot C_{pe} (T_{ef} - T_{sf})$$

$$\phi = 0,237 \cdot 4797,5 (85 - 20)$$

$$\phi = 64570 \text{ W}$$

D'autre part :

$$\phi = k \cdot S \cdot \Delta T_m$$

Donc :

$$S = \frac{\phi}{k \cdot \Delta T_m}$$

$$S = \frac{64570}{69 \cdot 227,4} = 4,1 \text{ m}^2$$

$$S = 4,1 \text{ m}^2$$

On obtient ainsi une surface assez importante.

Cette surface étant obtenue avec des valeurs de températures extrêmes c'est-à-dire des valeurs de  $\Delta T_a$  et  $\Delta T_b$  maximal. Cette surface serait intéressante à réaliser pour un récupérateur de chaleur des gaz d'échappement à l'échelle industrielle, car avec une telle surface on réalise l'échange d'un maximum de chaleur entre les gaz d'échappement et l'eau sans pour autant dépasser les limites des valeurs des températures admises à savoir :

$T_{ec}$	=	600 °	limité par un régulateur de la turbine.
$T_{sc}$	=	120 °	Pour éviter la condensation de la vapeur d'eau dans les gaz d'échappement.
$T_{sf}$	=	85 °	Pour éviter l'évaporation de l'eau.

Mais pour des raisons d'encombrement dans notre cas, on utilise une surface d'échange qui serait engendrée par la surface de deux serpentins concentriques (voir dessin) et aurait une valeur de :

$$S = n \cdot \pi \cdot d_1 \cdot \pi \cdot d_m + n \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \pi \cdot d_m$$

$n$  : nombre de spire = 22

$d_1$  : diamètre d'une grande spire = 177 mm

$d_2$  : diamètre d'une petite spire = 117 mm



$d_m$  : diamètre moyen du tube d'eau

$$S = n \cdot \pi^2 \cdot (d_1 + d_2) \cdot d_m$$

$$S = 22 \cdot \pi^2 \cdot (177 \cdot 10^{-3} + 117 \cdot 10^{-3}) \cdot 19 \cdot 10^{-3}$$

$$S = 1,21 \text{ m}^2$$

Vu que notre appareil est destiné à des travaux pratiques, c'est-à-dire pour un but pédagogique, l'échange thermique dans notre cas sera pris du point de vue qualitatif et non quantitatif.

Le fait que cette surface d'échange adoptée soit plus petite que la surface donnée par le calcul n'entraverait en rien les méthodes de calcul du  $(C_p)$  et de la quantité de chaleur  $(Q_g)$  car avec cette dernière surface le débit d'eau fourni à l'échangeur et les températures  $T_{fe}$  et  $T_{fs}$ , la quantité de chaleur extraite aux gaz d'échappement par l'eau est maximale.

Avec cette surface d'échange adoptée, la température de sortie du gaz d'échappement du calorimètre serait de :

$$\phi = C_{pe} \cdot m_e (T_{fs} - T_{fe})$$

$$\phi = C_{pg} \cdot m_g (T_{ce} - T_{cs})$$

D'où :

$$T_{cs} = \frac{T_{ce} \cdot m_g \cdot C_{pg} - m_e C_{pe} (T_{fs} - T_{fe})}{m_g C_{pg}}$$

$d_m$  : diamètre moyen du tube d'eau,

$$S = n \cdot \pi^2 \cdot (d_1 + d_2) \cdot d_m$$

$$S = 22 \cdot \pi^2 \cdot (177 \cdot 10^{-3} + 117 \cdot 10^{-3}) \cdot 19 \cdot 10^{-3}$$

$$S = 1,21 \text{ m}^2$$

Vu que notre appareil est destiné à des travaux pratiques, c'est-à-dire pour un but pédagogique, l'échange thermique dans notre cas sera pris du point de vue qualitatif et non quantitatif.

Le fait que cette surface d'échange adoptée soit plus petite que la surface donnée par le calcul n'entraverait en rien les méthodes de calcul du (Cp) et de la quantité de chaleur (Qg) car avec cette dernière surface le débit d'eau fourni à l'échangeur et les températures  $T_{fe}$  et  $T_{fs}$ , la quantité de chaleur extraite aux gaz d'échappement par l'eau est maximale.

Avec cette surface d'échange adoptée, la température de sortie du gaz d'échappement du calorimètre serait de :

$$\phi = C_{pe} \cdot m_e (T_{fs} - T_{fe})$$

$$\phi = C_{pg} \cdot m_g (T_{ca} - T_{cs})$$

D'où :

$$T_{cs} = \frac{T_{ca} \cdot m_g \cdot C_{pg} - m_e C_{pe} (T_{fs} - T_{fe})}{m_g C_{pg}}$$

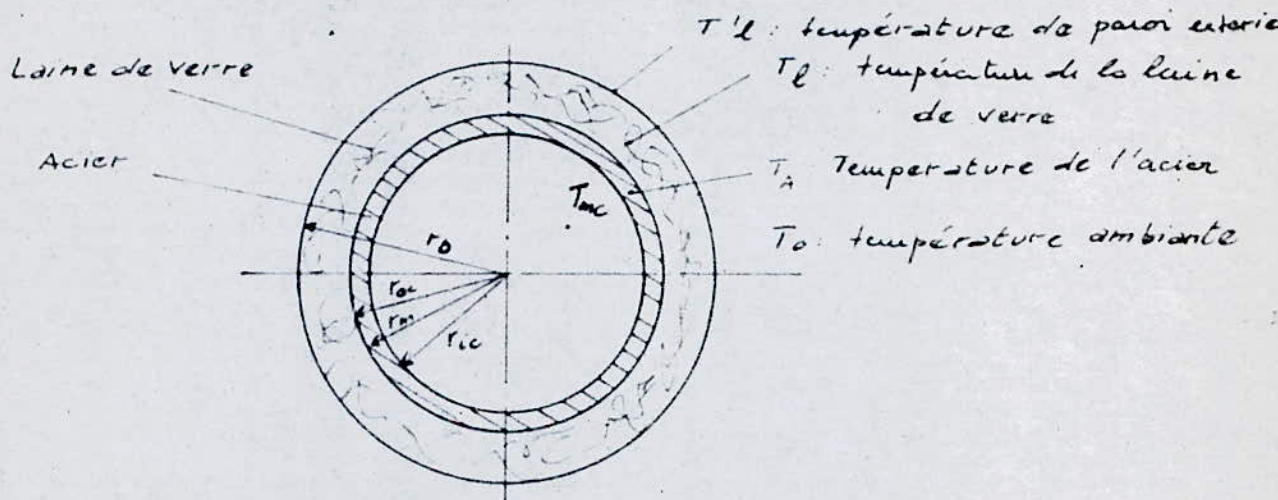


$$T_{cs} = \frac{600 \cdot 0,6061 \cdot 1220,57 - 6470}{0,6061 \cdot 1220,57}$$

$$T_{cs} = 512,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

On remarque que la chute de température est très faible du côté du gaz par rapport à celle considérée par le dimensionnement.

IV -2.3 ISOLATION THERMIQUE DE LA CALANDRE



On utilisera la laine de verre pour son faible coefficient de transfert de chaleur  $\lambda_l = 0,16 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ .

En régime permanent, le flux de chaleur à travers chaque section est le même, il est représenté par :

$$\phi = 2\pi \cdot r_{ec} \cdot l \cdot (T_{cm} - T_A) \cdot h_c = \frac{T_{cm} - T_A}{R_1}$$

$$\phi = 2\pi \cdot \frac{l \cdot \lambda_l}{\ln\left(\frac{r_{ec}}{r_{ic}}\right)} \cdot (T_A - T_l) = \frac{T_A - T_l}{R_2}$$



$$\phi = 2\pi \frac{l \lambda_e}{\ln\left(\frac{r_o}{r_{ec}}\right)} (T_e - T_{e'}) = \frac{T_e - T_{e'}}{R_3}$$

$$\phi = 2\pi l r_o h_o (T_{e'} - T_o) = \frac{T_{e'} - T_o}{R_4}$$

$$\phi = \frac{T_{em} - T_o}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4}$$

$h_o =$  coefficient de convection de l'air =  $8,65 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$   
à  $T_o = 21 \text{ } ^\circ\text{C}$

$l =$  Longueur de la calandra =  $0,75 \text{ m}$ .

Calcul de l'épaisseur critique de l'isolant :

L'addition d'une couche isolante à la surface extérieure d'une conduite ne réduit pas toujours le transfert de chaleur. Dans les réalisations pratiques le choix de l'épaisseur du revêtement isolant exige aussi l'analyse du coût de l'installation, en général un compromis doit être fait entre l'avantage d'une dissipation de la chaleur aussi élevée que possible et la nécessité de conserver un prix, assez bas.

L'épaisseur optimal de l'isolant doit être déterminée par l'étude du prix de revient qui tient compte du prix et de la dépréciation de l'isolement, du prix et de la dépréciation de l'équipement nécessaire pour compenser les pertes thermiques et parfois l'espace occupé par le revêtement.

La chaleur échangée avec le milieu extérieur avec la couche d'isolant est donnée par :

$$\phi = \frac{2\pi \lambda l (T_{cm} - T_0)}{\ln\left(\frac{r_0}{r_{cm}}\right) + \frac{\lambda l}{h_0 r_0}}$$

Pour une valeur donnée de  $\phi$ , le flux thermique est une fonction de ( $r_0$ ) :  $\phi = \phi(r_0)$

Il sera maximum pour une valeur de  $r_0$  donnée par :

$$\frac{d\phi}{dr_0} = \frac{-2\pi \lambda l (T_{cm} - T_0) \left[ \frac{1}{r_0} - \frac{\lambda l}{h_0 r_0^2} \right]}{\left( \ln\left(\frac{r_0}{r_{cm}}\right) + \frac{\lambda l}{h_0 r_0} \right)^2} = 0$$

Ce qui donne une valeur critique de  $r_0$  :

$$r_{0c} = \frac{\lambda l}{h_0} = \frac{0,16}{8,65} = 0,018 \text{ m}$$

Pour des raisons d'encombrement on prendra une couche de laine de verre de 50 mm .

Avec une telle épaisseur le gain calorifique sera de :

\* Avec isolant :

$$\phi_a = \frac{T_{cm} - T_0}{\frac{1}{2\pi r_{ce} l h_c} + \frac{\ln(r_{ce}/r_{ic})}{2\pi \lambda_A l} + \frac{\ln(r_0/r_{ce})}{2\pi l \lambda l} + \frac{1}{2\pi r_0 l h_0}}$$



Avec

$$l = 0,75 \text{ m}$$

$$r_{cm} = 218,5 \text{ mm}$$

$$r_{ic} = 217 \text{ mm}$$

$$r_{ec} = 220 \text{ mm}$$

$$r_o = 270 \text{ mm}$$

$$\lambda_A = 16 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$\lambda_l = 0,16 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$h_o = 8,65 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_c = 73,46 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

$$\phi_a = 902 \text{ W}$$

\* Sans isolant

$$\phi_s = \frac{T_{cm} - T_o}{\frac{1}{2\pi r_{ic} l h_c} + \frac{ln(r_{ec}/r_{ic})}{2\pi \lambda_l l} + \frac{1}{\pi r_o l h_o}}$$

$$\phi_s = 3254 \text{ W}$$

Les gains seront de

$$G = \frac{\phi_s - \phi_a}{\phi_s} \times 100 = \frac{3254 - 902}{3254} \times 100 = 72,3 \%$$

$$G = 72,3 \%$$

On a donc avec une épaisseur de calorifuge de 50 mm une réduction des pertes de 72,3 % qu'on estimera acceptable pour notre appareil.



# Chapitre V

## Conception de l'appareil

## CHAPITRE V

### V - CONCEPTION DE L'APPAREIL

#### V- 1 ETUDE MECANIQUE PRELIMINAIRE

##### V-1.1 DISPOSITION DES TUBES :

On utilisera un seul tube pour la conduite, enroulé en serpentier sur deux cercles concentriques de diamètre moyen :

$$d_1 = 177 \text{ mm}$$

$$d_2 = 117 \text{ mm}$$

##### V-1.2 LIAISON CALORIMETRE-TURBINE

En général, les calorimètres des gaz d'échappement sont installés verticalement et reliés à l'appareil par un tuyau flexible, mais il arrive qu'ils soient installés horizontalement pour des raisons pratiques, comme le cas de notre appareil.

La liaison turbine-calorimètre est assurée par une bride.

# Chapitre VI

## Méthode de calcul



### VI - 1 INTRODUCTION

Le calorimètre des gaz d'échappement a été conçu pour compléter les mesures de l'étude du banc d'essai de turbine à gaz "GILKES" par une mesure du Cp des gaz d'échappement et une mesure de la chaleur évacuée vers l'extérieur par les gaz d'échappement.

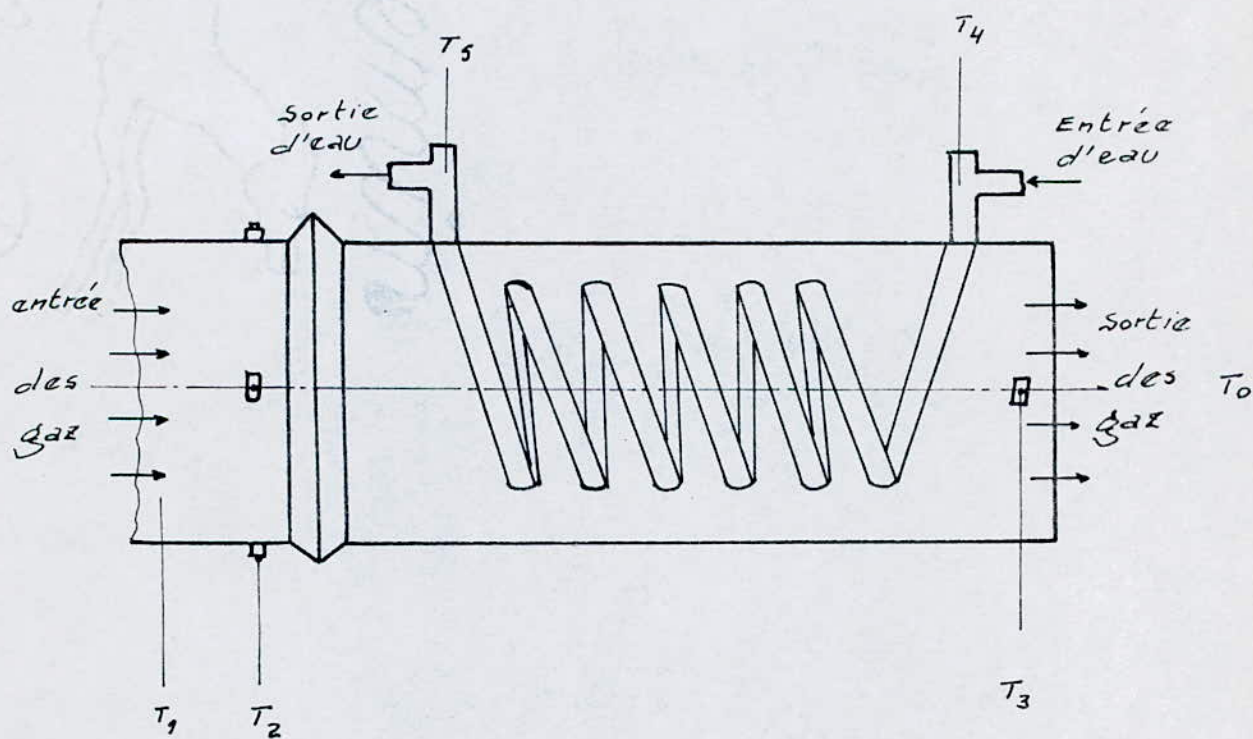


Schéma du calorimètre

## VI - 2 METHODE DE MESURE DE CP.

L'utilisation du calorimètre des gaz d'échappement est l'une des méthodes les plus précises par l'estimation de la chaleur perdue dans les gaz d'échappement et par conséquent la valeur de la chaleur spécifique à pression constante ( $Cp_g$ ) des gaz d'échappement vu que l'appareil est un simple échangeur de chaleur utilisant l'eau pour extraire le maximum de la chaleur aux gaz d'échappement et que la chaleur spécifique ( $Cp_e$ ) de l'eau est connue. Et cette précision de calcul du ( $Cp_g$ ) est d'autant plus grande que la chute de température à travers le calorimètre est importante.

La chaleur extraite aux gaz d'échappement par l'eau du calorimètre est donnée par :

$$Q_e = m_e Cpe (T_5 - T_4)$$

La chaleur cédée par les gaz d'échappement à l'eau est donnée par :

$$Q_e = m_e Cp_g (T_1 - T_3) = m_g Cp_g (T_1 - T_2) + m_g Cp_g (T_2 - T_3)$$

En tenant compte du fait que le débit massique des gaz d'échappement soit la somme des débits massiques de l'air et du combustible

$$m_g = m_f + m_a$$

Et que la chaleur perdue entre la sortie de la turbine et l'entrée du calorimètre soit négligeable de  $T_1 = T_2$

$$m_g Cp_g (T_1 - T_2) = 0.$$

On obtient

$$Q_g = m_g C_{p_g} (T_2 - T_3)$$

En supposant l'échangeur de chaleur ou le calorimètre des gaz d'échappement sans perte ( la chaleur cédée par le gaz intégralement transmise à l'eau) on écrit :

$$Q_g = Q_e$$

$$m_g C_{p_g} (T_2 - T_3) = m_e C_{p_e} (T_5 - T_4)$$

D'où :

$$C_{p_g} = \frac{m_e (T_5 - T_4)}{m_g (T_2 - T_3)} C_{p_e}$$

$m_g = m_a + m_f$  -  $m_f$  donné par le débitmètre du combustible  
 $m_a$  donné par le débitmètre de l'air

$m_e$  : donné par rotamètre

$T_2$  : donné par le thermocouple à l'entrée du calorimètre

$T_3$  : donné par le thermocouple à la sortie du calorimètre

$T_4$  : donné par le thermomètre à l'entrée de la conduite d'eau

$T_5$  : donné par le thermomètre à la sortie de la conduite "

### VI - 3 METHODE DE MESURE DE LA CHALEUR DES GAZ D'ECHAPPEMENT

La quantité de chaleur totale véhiculée vers l'extérieur par les gaz d'échappement est donnée par l'équation :

$$Q_T = m_g C_{p_g} (T_1 - T_0)$$



La chaleur perdue entre la sortie de la turbine et l'entrée du calorimètre  $Q_P$  est négligeable si  $T_1 = T_2$ .

$$Q_P = m_g C_{p_g} (T_1 - T_2) = 0$$

La chaleur qui reste dans le calorimètre des gaz d'échappement après avoir cédé de la chaleur à l'eau est donnée par l'équation :

$$Q_r = m_g C_{p_g} (T_3 - T_0)$$

Donc, l'énergie contenue dans les gaz d'échappement est :

$$Q_T = Q_e + Q_r + Q_p$$

$$Q_e = m_e C_{p_e} (T_5 - T_4)$$

$$Q_p = 0$$

$$Q_r = m_g C_{p_g} (T_3 - T_0) = \frac{m_e C_{p_e} (T_5 - T_4)}{T_2 - T_3} (T_3 - T_0)$$

$$Q_T = m_e C_{p_e} (T_5 - T_4) + \frac{m_e C_{p_e} (T_5 - T_4) (T_3 - T_0)}{T_2 - T_3}$$

$$Q_T = m_e C_{p_e} \frac{(T_5 - T_4) (T_2 - T_0)}{T_2 - T_3}$$

# Conclusion



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

L'étude du calorimètre des gaz d'échappement nous a amené à dimensionner un échangeur de chaleur, pour le banc d'essai turbine à gaz.

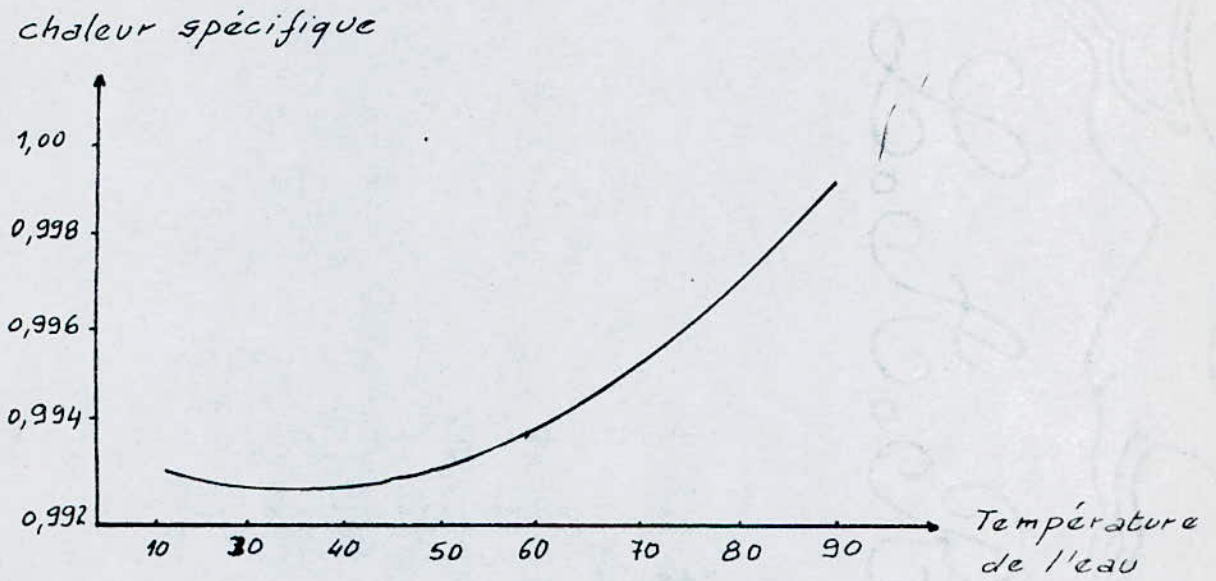
Le développement qu'a connu cette dernière, la turbine à gaz comme moyen de production de l'énergie électrique et l'importance de la récupération de la chaleur des gaz d'échappement non utilisée montrent l'utilité de compléter le banc d'essai turbine à gaz par un tel appareil qui donnerait ainsi à l'étudiant la possibilité d'élargir l'étendue de connaissance qui permet les travaux pratiques sur le banc d'essai turbine à gaz.

Pour cela, on espère que la réalisation d'un tel appareil soit faite par la promotion d'élèves ingénieurs à venir.



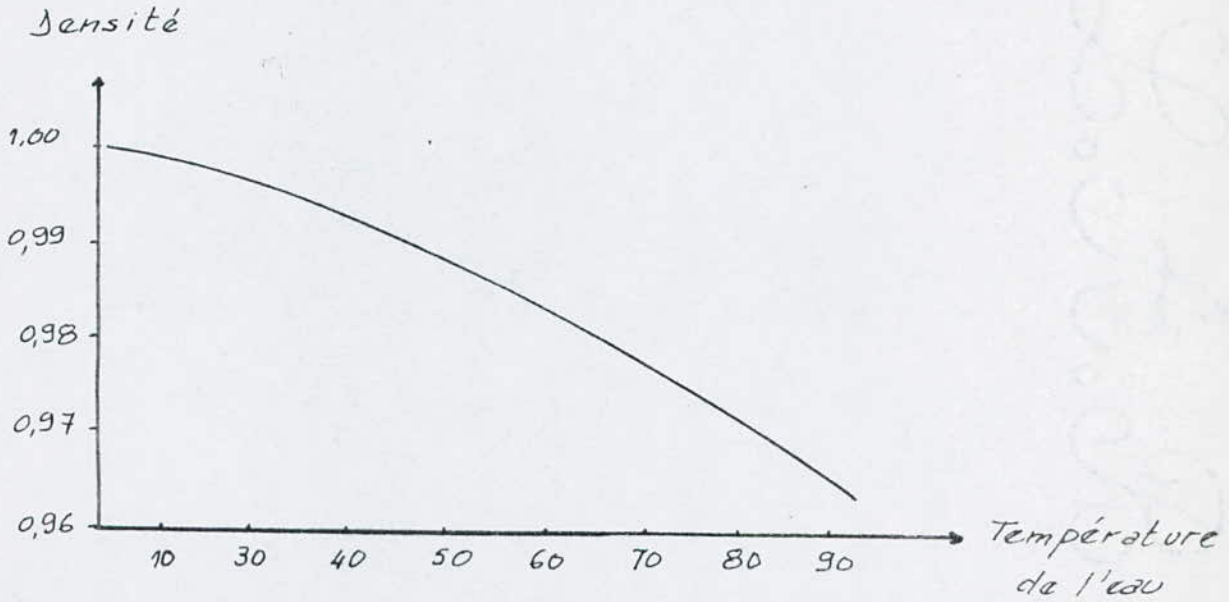
# Annexe

### Courbe : 1



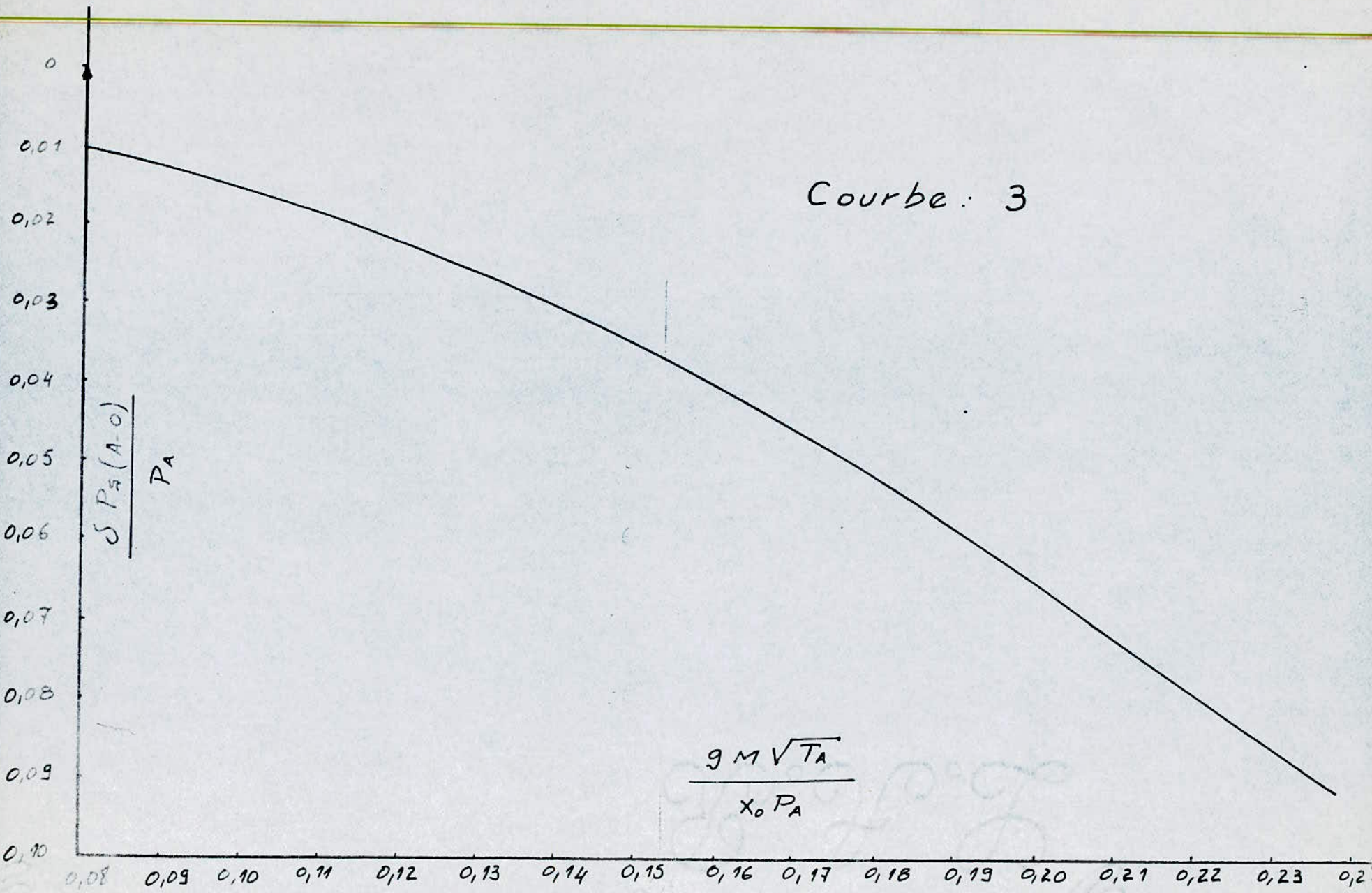
Variations de la chaleur spécifique  
de l'eau en fonction de la température

Courbe : 2



Variations de la densité de l'eau  
en fonction de la température

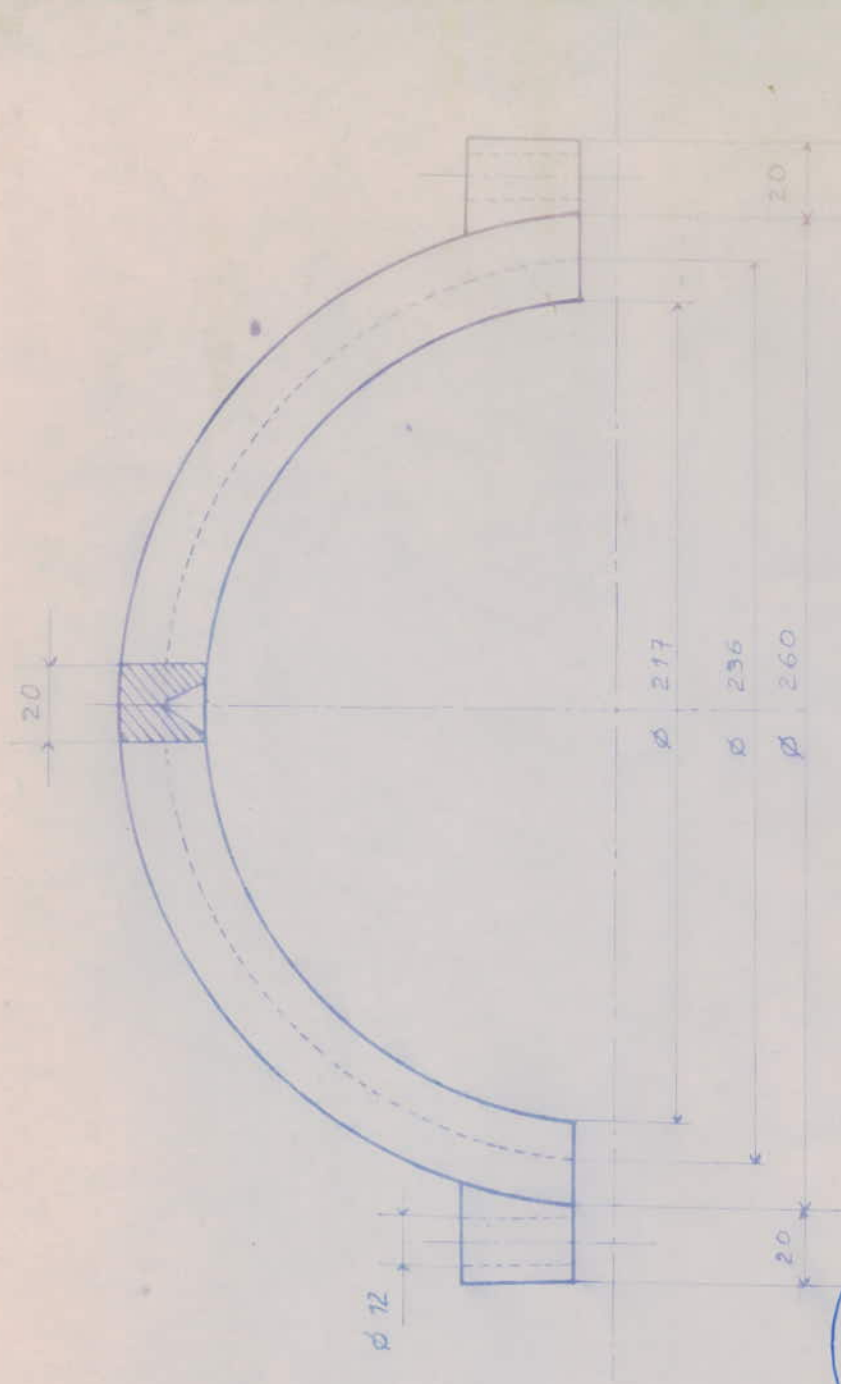




Courbe d'etalonnage de la tuyère

## BIBLIOGRAPHIE

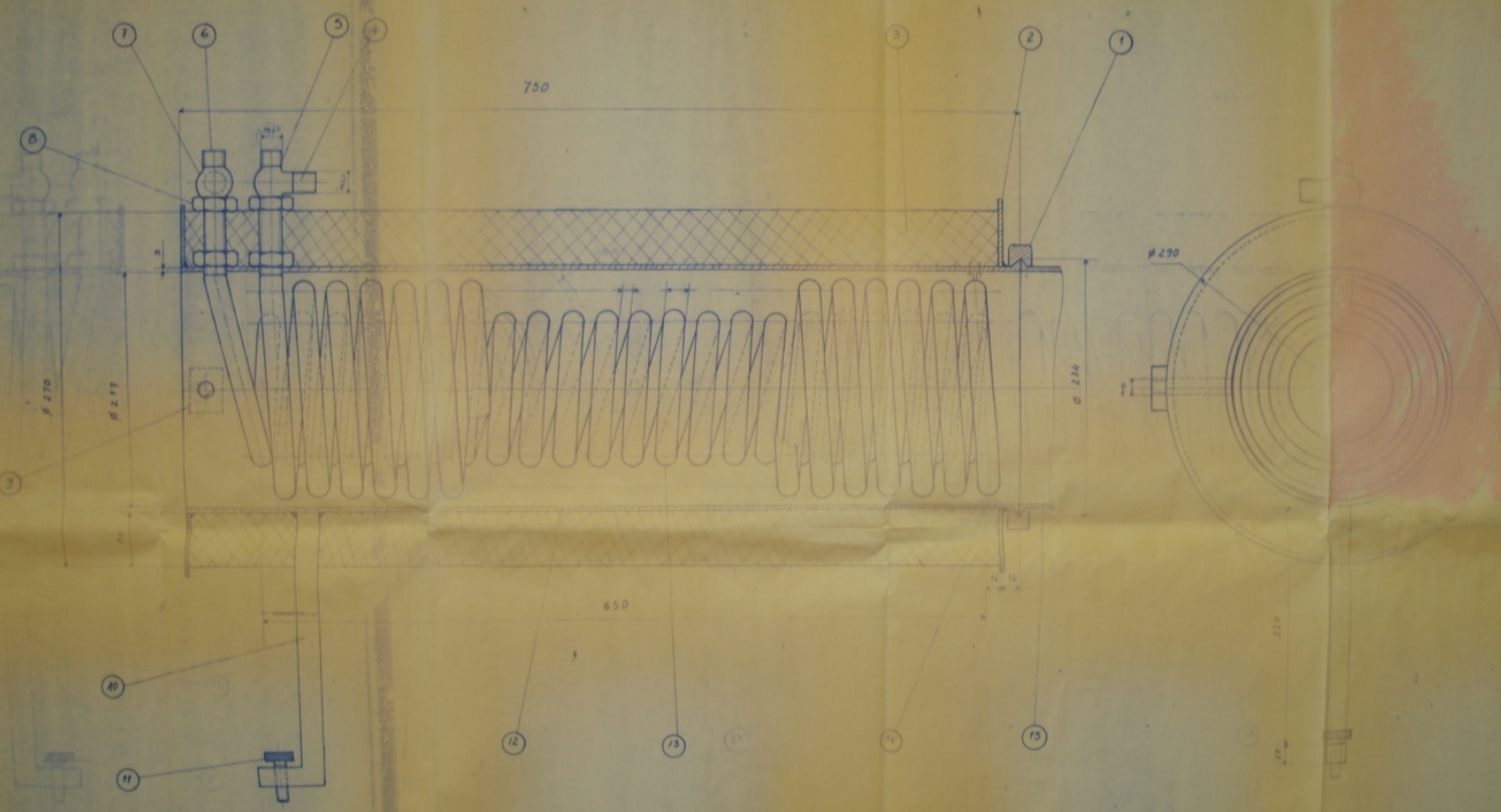
- (1) F. KREITH " Transmission de la chaleur et thermodynamique."
- (2) W.H.Mc ADAMS " Transmission de chaleur "
- (3) V.V.GHIA " Récupérateur et Générateur de la chaleur"
- (4) J.F.SACADURA " Initiation aux transferts thermiques"
- (5) R.GREGORIG " Echangeurs de chaleur "
- (6) Encyclopédie : Technique de l'ingénieur
- (7) Manuel du moteur à compression variable  
TD 41 " Exhaust gas calorimeter "
- (8) Manuel : Essai des moteurs avec le dynamomètre  
hydraulique FROUDE
- (9) Projet de fin d'Etudes : Mise en marche du banc  
d'essai turbine à gaz. ( Janvier 87) M. ZABILA
- (10) Projet de fin d'Etudes : Récupérateur de la chaleur  
des gaz d'échappement. (Juin 79) M.LADJEL.
- (11) Brochure pour la méthode de calcul proposée  
par le constructeur
- (12) J. BURTON " Pratique de la mesure et du contrôle  
dans l'industrie " Tome 3
- (13) Manuel : PLINT : Exhaust gas calorimeter.



# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle:	Masse:		BRIDE	ENPA Dép: mécanique
1/2				
étudiant	HALILALI			
promoteur	TALBI			
				C 001





PMo 6289  
Annexe



15	T001	Cône d'échappement	1	Acier
14	CO-07	Support de tube	2	Fonderie
13		Tube d'eau	1	Cuivre
12	CO-06	Calandre	1	Acier
11		Vis de positionnement	1	
10	CO-05	Support vertical	1	Acier
9	CO-04	Support de thermocouple	1	Acier
8		Entrée n° 20	1	

7		Entrée d'eau	1	Bronce
6	CO-03	Poche de thermomètre	1	Bronce
5	CO-02	Poche de thermomètre	1	Bronce
4		Sortie d'eau	1	Bronce
3		Isolant		Laine de verre
2		Couvrance	2	Cuivre
1	CO-01	Brûle	2	Fonderie
By	NT dessin	Designation	Nb	Mat

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Calorimètre des Gaz d'Échappement

ENPA  
Dep. mécanique

C000



P. H. B.



P. H. B.



