

RÉPUBLIQUE DU SÉNÉGAL



ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE THIÈS

*Jm. 0252*

PROJET DE FIN D'ETUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGÉNIEUR DE CONCEPTION

TITRE Calcul de la consommation optimale de base et des écarts de consommation pour la mise en application d'un contrôle économique à la centrale du Cap des Biches ( SENELEC )

Auteurs : ( Djiby Ndiaye  
Mamadou Ngom  
Directeur : Thialis Kamara  
Co-Directeur : El Oualith Sow  
*Genie Mécanique*

DATE : MAI 1987

— À NOS PARENTS —

## REMÈRCIEMENTS

Nous ne manquerons pas de saisir cette occasion qui vous est offerte pour remercier notre Directeur de projet, Monsieur Erialis KAMARA, Ph.D en Energie thermique, professeur à l'École Polytechnique, pour sa disponibilité permanente.

Nous remercions aussi Monsieur El-Oualid Fou Ingénieur Polytechnicien à la Centrale Thermique du CAP DES BICHES pour l'intérêt qu'il a cessé de manifester.

Nos remerciements vont aussi à tous ceux qui de près ou de loiu ont contribué à la réussite de cette étude.

## SOMMAIRE

Ce rapport constitue un document d'application, il représente une recherche d'établissement des documents de base pour la mise en application d'un contrôle économique manuel, à la centrale thermique du CAP des BICHES (SENELEC)

Le calcul est établi dans le cas général d'une tranche thermique. L'exemple d'application choisi est la tranche 301 de 22/27,5 MW. Il comprend deux grandes parties :

- Les méthodes de calcul des consommations spécifiques de base
- l'établissement des documents de base nécessaires au calcul des écarts de consommation.

La première partie consiste essentiellement à recueillir le maximum d'informations sur l'état de fonctionnement de la tranche et à calculer les bilans thermo-énergétiques du groupe

Les documents de base permettent de calculer les écarts de consommation seront établis pour donner, avec la charge connue paramètre, la variation absolue de la consommation optimale de base en fonction des variables.

L'étude de ces différentes parties nous a mené à une élaboration d'un programme de contrôle économique manuel.

## TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS	I
SOMMAIRE	II
INTRODUCTION	1
CHAPITRE I : DESCRIPTION DU PROJET	
I TITRE du projet	4
II Définition du projet	4
III Importance du projet	5
CHAPITRE II : ETUDE TECHNIQUE DE LA C <sub>III</sub>	
I Composition	7
II Fonctionnement de la centrale thermique	8
III Caractéristiques des différents éléments.	11
CHAPITRE III : CRITÈRES D'ETUDE	
I Calcul du rendement de la chaudière	16
II Calcul de la consommation	17
III Calcul des écarts	18
CHAPITRE IV : BILAN THERMIQUE DE LA CHAUDIÈRE	
I Introduction	20
II Composition des gaz de combustion.	21



CHAPITRE VII : ETABLISSEMENT DES DOCUMENTS

DE CONTRÔLE ECONOMIQUE

I Etablissement des courbes	61
II " " des tableaux périodiques	97
de contrôle économique	97
CONCLUSION	101
RECOMMANDATIONS	103
ANNEXES	
BIBLIOGRAPHIE	

## LISTE DES ANNEXES

- |  |                |
|--|----------------|
| - Calcul de la consommation spécifique de base   | A <sub>1</sub> |
| - RAPPORT ESSAI COMBUSTION<br>(du 19 Janvier 1987)   | A <sub>2</sub> |
| - CONTRÔLE DE COMBUSTIBLE<br>(du 09 Janvier 1987)  | A <sub>3</sub> |
| - Diagramme pour la détermination de la<br>perte par rayonnement et convection<br>dans le milieu extérieur, P <sub>6</sub> . | A <sub>4</sub> |
| - Diagrammes chiffrés  |                |
| . Marche à 11 MW   | A <sub>5</sub> |
| . Marche à 16.5 MW   | A <sub>6</sub> |
| . Marche à 22 MW   | A <sub>7</sub> |
| . Marche à 27.5 MW.  | A <sub>8</sub> |



## INTRODUCTION

Le prix de revient de l'énergie électrique produite par une usine génératrice, comprend deux parties :

1°) Les charges d'exploitation, à savoir :

- a) les frais de combustible,
- b) les frais accessoires : matières consommables autre que le combustible (eau, huile, etc...), entretien, conduite, frais généraux

2°) Les charges de capital

Les premières dépendent du programme de marche de l'usine; les charges de capital, au contraire, sont indépendantes de ce programme.

Les charges de capital ou plus exactement l'amortissement du coût de l'installation ne sont pas diminuables pour une usine déjà existante. De même les frais accessoires qui sont nécessaires pour un fonctionnement normal à court et long terme de la centrale ne peuvent pas être un élément de réduction du prix de revient de l'énergie produite

Et comme dans toute installation il faut améliorer techniquement et économiquement; le but de cette étude est d'élaborer un programme de contrôle économique manuel, nous permettant de par ses

caractéristiques de pouvoir faire une analyse performante de la variation de consommation spécifique de combustible avec les paramètres de fonctionnement de la centrale. Analyse qui mesurera l'influence de chaque paramètre sur la consommation spécifique, et nous permettra de mieux savoir où et comment agir pour améliorer la consommation spécifique, afin de diminuer les frais de combustible donc le prix de revient de l'énergie électrique produite par la SENELEC.

# CHAPITRE 1

DÉSCRIPTION DU PROJET

# DÉSCRIPTION DU PROJET

## I TITRE DU PROJET

CALCUL DE LA CONSOMMATION OPTIMALE DE BASE  
DE LA CENTRALE C<sub>III</sub> DU CAP - DES BICHES ET  
DES ÉCARTS DE CONSOMMATION, POUR LA MISE  
EN APPLICATION D'UN CONTRÔLE ÉCONOMIQUE  
MANUEL

## II DÉFINITION DU PROJET

La consommation optimale de base est le minimum de la consommation spécifique de combustible de la tranche: elle est unique et correspond donc à une nature de combustible déterminée. Cette consommation se calcule dans l'hypothèse où se trouveraient réunies simultanément toutes les conditions optimales qu'il serait possible de réaliser.

Le calcul des écarts consiste à trouver à partir des formules établies pour la détermination de la consommation optimale de base, l'influence des différents paramètres sur la consommation spécifique.

Nous allons présenter ces écarts sous forme de courbes traduisant la variation de la consommation spécifique

en fonction des différents paramètres.

Le contrôle économique consiste essentiellement en une comparaison de la consommation effective avec la consommation optimale de base et une analyse de la différence entre ces deux.

### III IMPORTANCE DU PROJET

Si la comptabilité générale, ou la comptabilité analytique par le moyen des comptes réfléchis, ne sont en mesure de fournir à l'exploitant des indications concernant le rendement thermique d'une centrale.

Cependant, l'exploitant doit posséder des renseignements détaillés sur la consommation spécifique, lui permettant d'agir dans le sens d'une amélioration par la manière de conduire et d'entretenir l'installation.

Le rôle du contrôle économique est donc de fournir à l'exploitant le détail du dépassement du coût idéal du kilowatt-heure (kWh) en grammes de combustible. Tout dépassement de ce coût idéal dépend soit de causes externes sur lesquelles l'exploitant ne peut agir, soit de causes internes dépendant directement de l'exploitation.

La connaissance du détail du dépassement dû aux causes internes lui permettra d'agir en conséquence pour améliorer la consommation spécifique.

# CHAPITRE 2

ETUDE TECHNIQUE DE LA C<sub>III</sub>

## ETUDE TECHNIQUE DE LA C<sub>III</sub>

### I COMPOSITION

La centrale du Cap-des-Biches est la troisième unité de production d'énergie électrique du Sénégal. Elle constitue la plus récente et la plus importante. Elle est composée de trois tranches (301; 302; 303) et de deux turbines à gaz (T.A.G.1; T.A.G.2)

La 301 installée en 1966 comprend :

- Une chaudière en dépression d'une production d'environ 120 tonnes par heure de vapeur à  $500^{\circ}\text{C}$  et 65 bars.
- Un groupe turbo-alternateur d'une puissance de 27,5 MW et d'une tension de sortie de 12,5 KV.

Les 302 et 303 ont été mises en service en 1975 et 1978 respectivement; elles comprennent chacune :

- Une chaudière en pression de 130 tonnes par heure de vapeur à  $510^{\circ}\text{C}$  et 65 bars.
- Un groupe turbo-alternateur de 30 MW et d'une tension de sortie de 12,5 KV

La T.A.G. 1 installée en 1971 a une puissance de 16,5 MW

La T.A.G. 2 aura une puissance de 21,5 MW a été installée en 1985.

Avec une puissance de 125,5 MW, la centrale du Cap des Biches ( $C_{III}$ ) représente l'unité de production la plus importante de la SENELEC.

## II. COMPOSITION ET FONCTIONNEMENT DE LA CENTRALE THERMIQUE

La figure 1 montre les différents éléments qui caractérisent la centrale thermique. Cependant il y'a des éléments non représentés tels que les soupapes, la pompe d'extraction etc...

### Symboles utilisés

G.V.	=	Générateur de vapeur
S	=	Surchauffeurs
T.A.V.	=	turbine à vapeur
Eco	=	Economiseur
P.A.	=	Pompe alimentaire
C.B.	=	Condenseur des buées
C	=	Condenseur
H.P.	=	Réchauffeur haute pression
B.P.	=	Réchauffeurs basse pression
B.A.	=	Bâche alimentaire
====	=	Circuit eau
—	=	Circuit vapeur



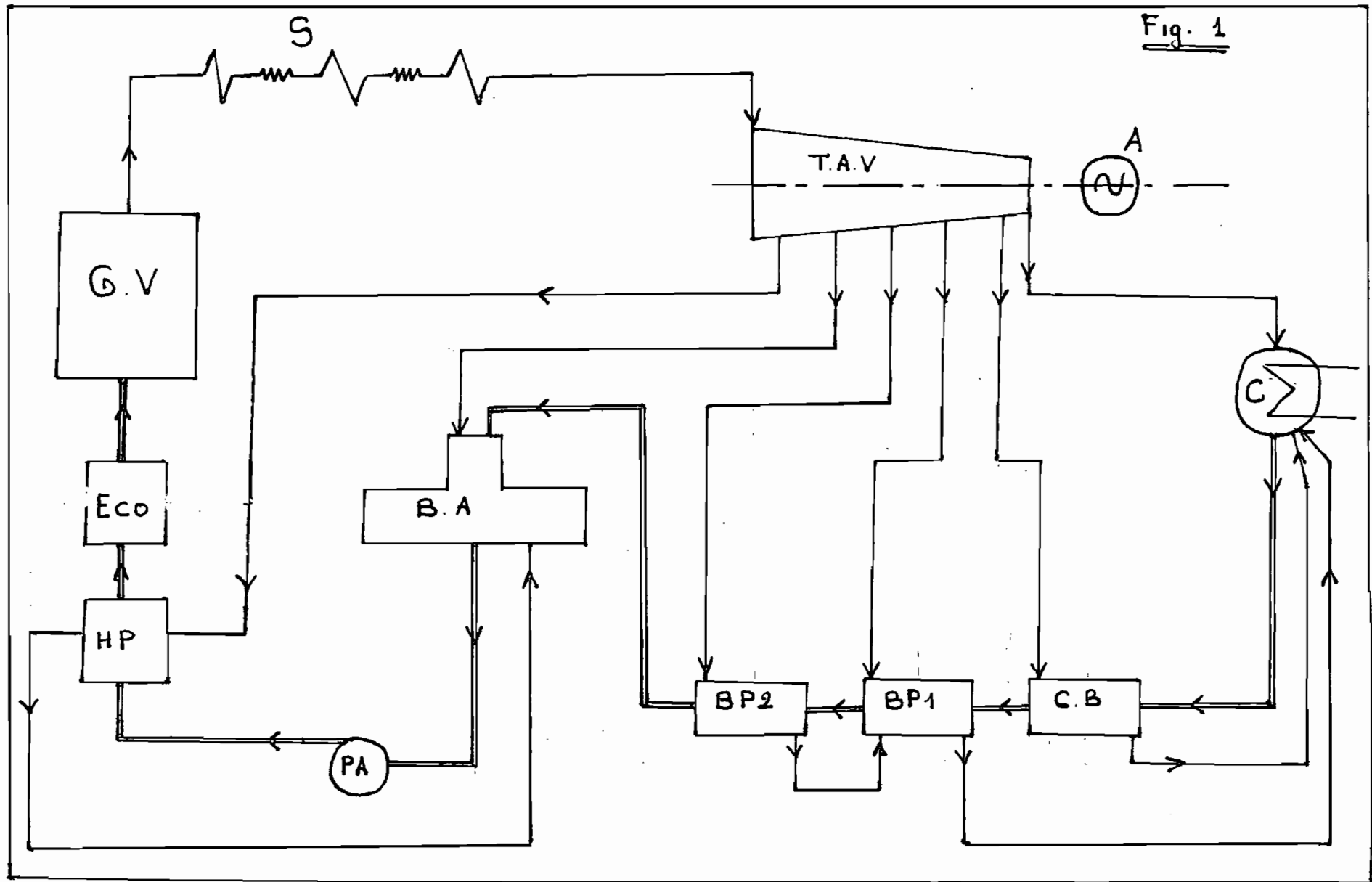


Fig. 1

## CYCLE DE FONCTIONNEMENT

L'eau d'alimentation refoulée par la pompe alimentaire traverse les soupapes de réglage d'alimentation (non représentées) dont l'objet est de régler le débit de celle-ci en vue d'assurer un fonctionnement correct de la chaudière.

L'eau est réchauffée dans l'économiseur puis vaporisée dans le générateur de vapeur. La vapeur obtenue est sèche dans le séparateur d'eau (élément de la chaudière), puis surchauffée par les surchauffeurs. Elle passe ensuite à travers la soupape de réglage du débit de vapeur (non représentée). Cette vapeur sèche après avoir travaillé dans la turbine à vapeur, se trouve condensée dans le condenseur.

L'eau de condensation est reprise par la pompe d'extraction, puis passe par les réchauffeurs pour enfin aboutir au ballon de démarrage encore appelé bêche alimentaire à partir duquel le cycle recommence.

Pendant la période de démarrage, l'eau ou le mélange d'eau et de vapeur est renvoyé automatiquement dans la bêche alimentaire par la soupape by-pass.

### III CARACTÉRISTIQUES DES DIFFÉRENTS ÉLÉMENTS

#### LE CONDENSEUR

Il condense les vapeurs ayant travaillé dans la turbine et récupère les eaux de purge. À la sortie du condenseur, la pompe d'extraction envoie l'eau collectée vers le condenseur des buées qui est un échangeur de chaleur situé juste avant le réchauffeur basse pression. Il reçoit les buées des boîtes étanches de la turbine. Au contact des tubes, les buées se condensent alors que l'eau distillée gagne en température.

#### LE DÉGAZEUR

La bêche alimentaire est surmontée d'un dégazeur dont le rôle est de libérer les incondensables suivant deux principes :

- Le dégazage physique : il consiste à envoyer l'eau distillée sur une plaque surchauffée. Les gouttelettes d'eau vont alors se fracasser en une multitude de particules libérant ainsi tous les gaz incondensables. Les derniers sont envoyés vers l'atmosphère.

- Le dégazage chimique : consiste lui à

envoyer de l'hydrazine  $N_2H_4$  à la sortie du dégazeur; ce produit a la propriété de fixer l'oxygène et d'augmenter le taux d'alcalinité de l'eau

## LE GÉNÉRATEUR DE VAPEUR

L'échauffement de l'eau, sa vaporisation et de la vapeur produite sont généralement effectués dans des appareils distincts. Les éléments tout le générateur de vapeur proprement dit, les surchauffeurs et l'économiseur. Les trois composantes qui constituent la chaudière ont les mêmes caractéristiques.

Notons qu'il y avait toujours intérêt à faire circuler méthodiquement (à contre courant) le fluide chauffé et les gaz chauds; à cet égard, le surchauffeur devrait être le premier à recevoir les gaz de combustion, puis la surface évaporatrice et enfin le réchauffeur d'eau ou économiseur. Telle est la place assignée à l'économiseur ainsi dénommé parce qu'il vient s'adjoindre à la surface évaporatrice afin de mieux épuiser la chaleur des gaz de combustion; notons qu'il évite en outre d'envoyer dans les collecteurs des chaudières de l'eau relativement froide, ce qui dans les chaudières à haute pression pourrait occasionner des dilatations non réparties et, par conséquent, des risques de

fatigue du matériel et des joints. Il n'en est pas de même pour le surchauffeur.

Au niveau de la chaudière, nous avons des systèmes de protection nous permettant de détecter certaines anomalies

à savoir :

- Le manque de pression de la vapeur de pulvérisation
- Le manque de pression de l'air de régulation
- Le niveau du ballon supérieur (bas ou très bas)
- Les soupapes de sûreté qui s'ouvrent en cas de surpression.

Les pompes sont toujours montées en parallèle. Ceci pour que l'une d'elles puisse reprendre automatiquement si la pression de l'autre ne satisfait pas la consigne établie.

### LA TURBINE

Les turbines à haute pression pour lesquelles on recherche un rendement élevé ont nécessairement un grand nombre d'étages. Les portions de construction et de forgeage conduisent alors à séparer la turbine en plusieurs corps, les rotors étant accouplés rigidement entre chaque corps et reposant sur des paliers intermédiaires.

Cette construction permet de diminuer les jeux (les frottements

de l'arbre entre points étant plus faible). Elle donne des facilités pour l'application de la ressource. Elle émet de soumettre au rotor à la fois à la température d'admission et à la base température de l'échappement, qui requièrent des caractéristiques d'air différents. Par contre la construction à plusieurs corps est plus encombrante et plus coûteuse, compte tenu du gain de cyl et, par suite de la grande longueur, fait des machines de dilatations différentielles entre rotor et stator plus difficiles à réaliser dans la partie basse pression.

La machine 301, avec laquelle un calcul a été fait a une turbine à deux corps.

Le rotor est par une conduite au Y. Elle pose ensuite à travers les vanes d'admission et les soupapes négatives. Les dernières se sont ouvertes de la vapeur au démarrage. Les dernières appelées soupape de tout ou rien fonctionnent pour la puissance maximale. Sans la turbine au bout est disposé entre les deux machines et le gain de pression (ceci pour les turbines des machines 302 et 303).

# CHAPITRE 3

## CRITÈRES D'ETUDE

## CRITERES D'ÉTUDE

Pour une meilleure démarche méthodologique, nous avons commencé par faire une étude technique de la Centrale C<sub>III</sub>. La partie calcul. elle, est divisée en trois chapitres :

- Calcul du rendement de la chaudière
- Calcul de la consommation "optimale de base" brute pour le groupe turbine-chaudière.
- Calcul des écarts de consommation et établissement de courbes

### I CALCUL DU RENDEMENT DE LA CHAUDIÈRE.

Le calcul nécessite d'abord un choix de combustible de base. Le choix comporte une part d'arbitraire. Ainsi il faut seulement considérer les caractéristiques du combustible de base comme les valeurs de référence ~~recherchées~~. La méthode de calcul utilisée est celle des pertes séparées qui demeure la méthode la plus simple. On a supposé que le déséchouffage est pris en compte au niveau du générateur de vapeur.

Tous les calculs sont faits avec le Turbo groupe à vapeur de 22 / 27,5 MW, sans pertes, sans appoint ni distillation. Le calcul a été simplifié par la connaissance de l'état de l'eau à l'entrée et de la vapeur à la sortie de la chaudière. Cette dernière



simplification est relative au calcul de la quantité de chaleur fournie par le générateur de vapeur,  $Q_T$ .

## II CALCUL DE LA CONSOMMATION

Le calcul de la consommation optimale de base peut se faire à l'aide des données du constructeur, c'est à dire des tableaux de fonctionnement du groupe turbo-alternateur qui permettent de connaître les pressions aux différents points du cycle en fonction du débit de vapeur ou d'eau ainsi que les enthalpies correspondantes. Les débits de fuites des garnitures sont, ou bien explicités, ou bien intégrés globalement dans le bilan au moyen d'un coefficient de fuite. Mais généralement il apparaît après un certain temps de fonctionnement, de grands écarts entre les résultats d'essais et les valeurs garanties, dus à la dégradation de l'installation. Dans ce cas qui est aussi le notre, on peut utiliser pour une meilleure approche, les résultats d'essais et le problème se trouve simplifié. Cependant il y a lieu d'adapter certains résultats d'essais. En effet, les valeurs des consommations spécifiques de combustible, données dans les conditions dites optimales d'exploitation, ne représentent pas nécessairement celles que l'on réaliserait dans les conditions optimales au sens du contrôle économique. D'autre part

pour cette présente étude, nous avons utilisé les données que nous avons pu avoir ; qui ne représentent pas forcément celles des conditions optimales qu'il serait possible de réaliser. Il en résulte que la consommation optimale trouvée dite consommation optimale de base ne peut ne pas l'être en réalité, mais soit simplement une consommation spécifique correspondant aux paramètres de référence.

### III CALCUL DES ÉCARTS

Le calcul des écarts et l'établissement des courbes seront faits par palier de charge. Concernant les écarts, pour fins de clarté, de transparence, nous nous sommes limités aux variations absolues par rapport à la consommation spécifique de référence pour la charge considérée.

# CHAPITRE 4

BILAN THERMIQUE

DE LA

CHAUDIÈRE

## BILAN THERMIQUE DE LA CHAUDIÈRE

### I INTRODUCTION

Faire le bilan thermique consiste à déterminer au niveau de la chaudière, d'une part la quantité de chaleur apportée par la combustion, d'autre part la chaleur cédée à l'eau à travers l'économiseur, le générateur de vapeur et les surchauffeurs, ainsi que les différentes pertes calorifiques.

Faisons ce bilan pour un kilogramme de combustible.

$P_e$ , représente la quantité de chaleur cédée à l'eau.

$p_1, p_2, p_3, p_4, p_5$  et  $p_6$  les différentes pertes calorifiques rapportées aux calories du combustible (le P.C.S)

P.C.S. est le pouvoir calorifique supérieur du combustible. C'est la quantité de chaleur dégagée par un kilogramme de combustible considéré en supposant que les éléments de la combustion sont pris à  $0^\circ\text{C}$  et les produits de combustion ramenés à  $0^\circ\text{C}$  après combustion, l'eau se trouvant condensée.

Le bilan thermique donne :

$$P.C.S = P_e + \sum_{i=1}^6 p_i \times P.C.S$$

$P_e$  représente la quantité de chaleur cédée à l'eau par un

bilogramme de combustible.

Dans ce cas, le rendement de la chaudière est :

$$\eta_{ch} = \frac{P_e}{P.C.S} = \frac{P.C.S - \sum_i P_i \times P.C.S.}{P.C.S.} = 1 - \sum P_i$$

On distingue dans la gamme des pertes calorifiques :

- la perte par chaleur sensible des gaz secs
- la perte par échauffement et vaporisation de l'eau provenant soit de l'humidité du combustible, soit de son hydrogène.
- la perte par échauffement de l'humidité de l'air comburant
- la perte par imbrûlés gazeux
- la perte par imbrûlés solides
- la perte par rayonnement et convection dans le milieu extérieur

Pour l'établissement de ce bilan thermique, il s'avère nécessaire de faire une analyse complète du combustible et des composants des gaz de combustion (voir principes généraux des essais de combustion).

## II COMPOSITION DES GAZ DE COMBUSTION

1] Soit un combustible de composition massique suivante :

- c : teneur en carbone
- h : teneur en hydrogène
- s : teneur en soufre
- o : teneur en oxygène
- n : teneur en azote
- a : teneur en eau

Les proportions d'oxygène et d'azote atmosphérique dans l'air comburant (comprenant les gaz rares et le  $\text{CO}_2$  de l'eau) sont :

En poids	$\text{O} = 0,2320$	$\text{N}_{\text{at}} = 0,7580$	$\text{CO}_2 = 5 \cdot 10^{-4}$
En volume	$\text{O} = 0,2099$	$\text{N}_{\text{at}} = 0,7901$	$\text{CO}_2 = 3 \cdot 10^{-4}$

Les poids et volumes moléculaires des corps intervenant dans la combustion sont :

Elements	Poids en (g)	Volume (l)	Gaz - Composés	Poids en (g)	Volume (l)
C	12,01		$\text{CO}_2$	44,01	22,26
S	32,06		CO	28,01	22,41
$\text{O}_2$	32,00	22,39	$\text{SO}_2$	64,06	21,89
$\text{N}_2$	28,02	22,40	$\text{CH}_4$	16,04	22,38
$\text{H}_2$	2,016	22,43	$\text{C}_2\text{H}_6$	30,07	22,17

2°) Poids et volume des gaz à partir de l'analyse des gaz de combustion

Si  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $SO_2$  représentent les teneurs en volume des différents gaz de combustion rapportées au volume total des gaz secs ( $CO$  étant le seul imbrulé gazeux), la composition des gaz produits par la combustion de  $C$  kg de carbone est donnée par le tableau suivant, en posant

$$A = \frac{CO_2}{22,26} + \frac{CO}{22,41} = \frac{CO_2 + 0,99 CO}{22,26}$$

$A$  représente le nombre d'atome de carbone par litre de gaz secs (de fumées).

Constituant	Poids en Kg	Volume en $m^3$ (c en kg)
$CO_2$	$c \frac{44,01}{12,01} \times \frac{CO_2}{22,26} \times \frac{1}{A}$	$c \frac{CO_2}{12,01} \times \frac{1}{A}$
$CO$	$c \frac{28,01}{12,01} \times \frac{CO}{22,41} \times \frac{1}{A}$	$c \frac{CO}{12,01} \times \frac{1}{A}$
$SO_2$	$c \frac{64,06}{12,01} \times \frac{SO_2}{21,89} \times \frac{1}{A}$	$c \frac{SO_2}{12,01} \times \frac{1}{A}$
$O_2$	$c \frac{32}{12,01} \times \frac{O_2}{22,39} \times \frac{1}{A}$	$c \frac{SO_2}{12,01} \times \frac{1}{A}$
$N_2$ (atmosphérique)	$c \frac{1,257}{12,01} \times N_2 \times \frac{1}{A}$	$c \frac{N_2}{12,01} \times \frac{1}{A}$

Le poids spécifique de  $N_2$  at étant de 1,257 g/l

### Explication du tableau

$\frac{c}{12,01}$  représente le nombre d'atome total de carbone dans les gaz secs, (les fumées).

A représente le nombre d'atome de carbone par litre de gaz secs. On a alors  $\frac{c}{12,01} \times \frac{1}{A}$  qui représente le volume des gaz secs.

### Pour les poids

$\frac{CO_2}{22,26}$ ,  $\frac{SO_2}{21,89}$ ,  $\frac{CO}{22,4}$ ,  $\frac{O_2}{22,39}$  représentent respectivement

le nombre de molécules de  $CO_2$ ,  $SO_2$ ,  $CO$  et  $O_2$  par litre des gaz secs.

Les nombres de molécules par litre de fumées multipliés par le volume des fumées et la masse moléculaire du constituant donne le poids de ce constituant dans les gaz secs.

Pour  $N_2$  (at) le volume des gaz secs multiplié par la teneur en volume de l'azote atmosphérique  $N_2$  et le poids spécifique de  $N_2$  (at) donne le poids de  $N_2$  (at) dans les gaz secs.

### Pour les volumes

Le volume d'un constituant (exemple  $CO_2$ ) dans les gaz secs est égal à sa teneur volumique ( $CO_2$ ) multipliée par le volume total des gaz secs ( $\frac{c}{12,01} \times \frac{1}{A}$ ) par exemple :  $CO_2 \times \frac{c}{12,01} \times \frac{1}{A}$ .



### Poids et volume des gaz secs

On obtient les poids et volumes des gaz secs en faisant la somme des poids et volumes des différents gaz de combustion.

### Poids des gaz secs : $P_g$

$$P_g = c \times \frac{3,664 \text{ CO}_2 + 2,649 \text{ O}_2 + 2,317 \text{ CO} + 2,33 \text{ N}_2 + 5,424 \text{ SO}_2}{\text{CO}_2 + 0,99 \text{ CO}}$$

$$P_g \approx c \times \frac{11 \text{ CO}_2 + 8 \text{ O}_2 + 7 (\text{CO} + \text{N}_2) + 16 \text{ SO}_2}{3 (\text{CO}_2 + \text{CO})} \quad \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{Kg}} \right]$$

### Volume des gaz secs : $V_g$

$$V_g = \frac{c}{12,01} \times \frac{1}{A} = \frac{c}{12,01} \times \frac{22,26}{\text{CO}_2 + 0,99 \text{ CO}} \quad \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}} \right]$$
$$= \frac{1,853 \times c}{\text{CO}_2 + 0,99 \text{ CO}}$$

$$V_g \approx \frac{1,853 \times c}{\text{CO}_2 + \text{CO}}, \quad \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}} \right]$$

Le carbone du combustible ne brûlant jamais complètement, il en subsiste par Kg de combustible une partie  $c_i$  à l'état d'imbrulé. Lors :  $c' = c - c_i$ , il faut donc, pour tenir compte de ces imbrulés, remplacer  $c$  par  $c'$  dans toutes les expressions précédentes.

$V_g$  devient :

$$V_g = \frac{1,853 c'}{CO_2 + CO} \quad \left[ \frac{m^3}{kg} \right]$$

Il peut arriver que de l'hydrogène, des hydrocarbures ou même des aldéhydes imbrûlés existent dans les gaz de combustion. On trouvera facilement comment doivent se modifier les résultats précédents pour en tenir compte, A (du tableau précédent) prend la forme :

$$A = \frac{CO_2}{22,26} + \frac{CO}{22,41} + \frac{CH_4}{22,38} + \dots + \frac{m C_m H_n O_p}{V_m} + \dots$$

### III DÉTERMINATION DES PERTES

1] Perte par chaleur sensible des gaz secs :  $P_1$

Comme la pression des gaz reste voisine de la pression atmosphérique, on peut assimiler la variation d'enthalpie des gaz secs à leur chaleur d'échauffement à pression constante.

Les chaleurs d'échauffement à pression constante étant voisines pour tous les gaz diatomiques, mais différentes pour le  $CO_2$  on a pour 1 kg de combustible à partir de l'expression de  $V_g$ .

$$P_1 = V_g (1 - CO_2) \times Q_{d_{t_0}^{t_g}} + V_g \times CO_2 \times Q_{c_{t_0}^{t_g}} \quad \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$$

$Q_{d_{t_0}^{t_g}}$  : chaleur d'échauffement pour les gaz diatomiques entre les températures  $t_0$  et  $t_g$

$Q_{c_{t_0}^{t_g}}$  : chaleur d'échauffement pour le  $CO_2$  entre  $t_0$  et  $t_g$

$CO_2$  et  $CO$  étant les teneurs en volume de ces gaz dans les produits de combustion

$$P_1 = 1,853 c' \left[ Q_{d_{t_0}^{t_g}} \frac{1 - CO_2}{CO_2 + CO} + \frac{Q_{c_{t_0}^{t_g}} \times CO_2}{CO_2 + CO} \right]$$

En adoptant des chaleurs spécifiques moyennes de 0,425 pour le  $CO_2$  et 0,312 pour les autres gaz, entre  $20^\circ C$  et  $150^\circ C$ , on obtient

$$P_1 = \left[ 0,578 \frac{1 - CO_2}{CO_2 + CO} + 0,788 \frac{CO_2}{CO_2 + CO} \right] c' (t_g - t_0) \quad \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$$

2°) Perte par échauffement et vaporisation de l'eau  
provenant soit de l'humidité du combustible, soit  
de son hydrogène :

Elle s'obtient en multipliant la différence  $\Delta H$  entre l'enthalpie de la vapeur d'eau dans les gaz, sous sa pression partielle, et celle de l'eau à la température ambiante par  $(a + 9h)$  qui représente le poids total d'eau où :

$a$  : teneur en humidité du combustible

$h$  : teneur en hydrogène du combustible

$$P_2 = \Delta H (a + 9h) \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$$

Il est suffisamment exact d'adopter une chaleur spécifique moyenne pour la vapeur d'eau, soit  $0,45 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ . On a alors

$$P_2 = (597 + 0,45 t_g - t_0) (a + 9h) \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$$

$597 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$  étant la chaleur de vaporisation à  $0^\circ\text{C}$   
 $t_0 \approx$  enthalpie de l'eau car sa chaleur spécifique  $\approx 1$

3°) Perte par échauffement de l'humidité de l'air  
comburant :  $P_3$

$$P_3 = 0,45 V_a (t_g - t_0) d \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$$

$d$  : teneur en humidité dans  $1 \text{ m}^3$  d'air sec  $\left[ \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right]$

$V_a$  : volume d'air comburant

$$V_a = V_{a_0} \times e$$

$e$  : coefficient d'exès d'air

$V_{a_0}$  : volume d'air nécessaire pour la combustion neutre.

$$V_{a_0} = 8,88c + 26,46h + 3,33s - 3,33o \quad \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}} \right]$$

4°) Perte par imbrulés gazeux :  $P_4$

Si le seul gaz combustible dans les produits de la combustion est l'oxyde de carbone, dont le P.C.S est égal à  $3020 \text{ kcal/m}^3$ , cette perte s'exprime par :

$$P_4 = 3020 \times 1,853 c' \frac{\text{CO}}{\text{CO}_2 + \text{CO}}$$

$$P_4 = 5600 c' \frac{\text{CO}}{\text{CO}_2 + \text{CO}} \quad \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{Kg}} \right]$$

5°) Perte par imbrulés solides :  $P_5$

Sans le cas où l'on connaît la teneur moyenne en carbone imbrulé des cendres, on obtient alors :

$$P_5 = C_a \frac{C_{ia}}{1 - C_{ia}} \times 8133 \quad \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{Kg}} \right]$$

$C_a$  : teneur en cendre du combustible

Cie : teneur moyenne en carbone des cendres

B133 : le P. C. S. du carbone

### 6°) Perte par rayonnement et convection dans le milieu extérieur : P<sub>6</sub>

Cette perte est difficilement mesurable ou calculable. Elle sera déterminée sur abaque.

Remarque :

Ces différentes pertes pré-citées, rapportées au P. C. S. donnent :

$$p_i = \frac{P_i}{P.C.S}$$

## IV APPLICATION NUMÉRIQUE

Pour une utilisation efficace de cette méthode de calcul de rendement de chaudière, nous avons procédé à un essai de combustion à la centrale du Cap-des-Biches. Les résultats ont été présentés sous forme de rapport d'essai : (cf. annexe A<sub>2</sub>)  
Avant de commencer les calculs, il serait utile de faire une recapitulation des résultats obtenus.

— Résultats de l'analyse du combustible :

$$P.C.S. = 10511 \left| \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right|$$

$$P.C.I = 9956 \left| \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right|$$

$$c = 0,87785 \text{ kg/kg de combustible}$$

$$h = 0,10575 \text{ — " —}$$

$$s = 0,0154 \text{ — " —}$$

$$a = 0,001 \text{ — " —}$$

### Résultats de l'analyse des fumées

En ce qui concerne cette analyse nous avons réalisé trois essais avec des intervalles de trente minutes. Ceci nous permet de mieux apprécier la justesse des appareils et l'état de la combustion.

	<u>Essai</u> 17 <sup>H</sup> 00	<u>Essai</u> 17 <sup>H</sup> 30	<u>Essai</u> 18 <sup>H</sup> 00
CO <sub>2</sub>	12,7 %	12,7 %	12,6 %
O <sub>2</sub>	3,9 %	4,1 %	4,2 %
e	123,5 %	123,5 %	123,5 %
t <sub>g</sub>	178,8 °C	178,8 °C	178,4 °C
t <sub>o</sub>	43,2 °C	43,4 °C	42,8 °C

$e$ : coefficient d'exis d'air de la combustion

$t_g$ : température des fumées sortie réchauffeur d'air

$t_0$ : température de l'air sortie ventilateur soufflage.

### 1. / Etude des résultats obtenus

L'analyse des fumées faite avec l'appareil d'ORSAT, n'étant pas complète, nous pouvons vérifier si les résultats obtenus au cours de l'essai sont réellement significatifs pour le calcul des différentes pertes.

La teneur en  $CO_2$  donnée par l'appareil d'ORSAT représente en réalité la somme des teneurs:  $CO_2 + SO_2$ .

Mais le soufre du combustible étant très petit on peut admettre que:  $CO_2 + SO_2 \approx CO_2$

Pour un kilogramme de combustible nous avons:

877,85 g de c et 15,4 g de s

On sait que:



En supposant que tout le carbone a réagi on a:

nombre de moles de  $CO_2$  = nombre de moles de c.

$$\text{--- " --- " ---} = \frac{877,85}{12,01} = 73 \text{ moles de } CO_2$$



nombre de moles de  $SO_2$  = nombre de moles de s

$$\text{--- " --- " ---} = \frac{15,4}{32} = 0,48 \text{ moles de } SO_2$$



$$CO_2 = \frac{V_{CO_2}}{V_g}$$

$$SO_2 = \frac{V_{SO_2}}{V_g}$$

$$CO_2 + SO_2 = \frac{V_{CO_2} + V_{SO_2}}{V_g} = \frac{22,26 \times 73 + 21,89 \times 0,43}{V_g}$$

$$= \frac{1}{V_g} (1624,98 + 9,41) \approx \frac{1624,98}{V_g}$$

Donc  $CO_2 + SO_2 \approx CO_2$  est une approximation valable.

En ce qui concerne la teneur en CO, elle n'est pas fournie par l'appareil d'ORSAT, mais néanmoins nous pouvons faire un calcul approximatif pour avoir une bonne appréhension de l'état de la combustion.

En supposant que le carbone du combustible a complètement brûlé (cas le plus défavorable car on CO max)

$$\text{et } V_g = 1,853 \times C / CO_2$$

$$V_g = \frac{1,853 \times 0,87785}{0,127} = 12,808 \text{ m}^3/\text{kg de combustible}$$

• Masse totale de carbone formant le  $CO_2$  :  $M$

$$M = \frac{0,127 \times 12,808}{22,26} \times 12,01 = 0,87763 \text{ Kg/kg comb.}$$

• Masse totale de carbone formant le CO :  $M'$

$$M' = C - M = 0,87785 - 0,87763 = 2,2 \cdot 10^{-4} \text{ Kg/kg.}$$

• Nombre de moles de CO : m

$$m = 2,2 \cdot 10^{-4} / 12,01 = 1,83 \cdot 10^{-5} \text{ mol / kg}$$

• Volume de CO :  $V_{CO}$

$$V_{CO} = 1,83 \cdot 10^{-5} \times 22,41 = 4,10 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{kg}$$

• Teneur en CO : CO

$$CO = \frac{4,10 \cdot 10^{-4}}{12,808} \times 100 = 3,2 \cdot 10^{-3} \%$$

A partir de ces résultats, nous pouvons dire que l'approximation de  $V_g$  est correcte c'est à dire la teneur en CO est négligeable.

En effet :  $CO_2 + SO_2 \approx CO_2$  et

$$CO \approx 0$$

Les résultats fournis par l'analyse suffisent pour le calcul des différentes pertes.

## 2°/ Calcul des pertes

Compte tenu de la définition de projet, calcul de la consommation optimale, nous choisissons pour nos calculs l'essai de  $17^H 30 \text{ mm}$  qui donne le meilleur rendement : plus grande teneur en  $CO_2$  et plus grande température de l'air sortie ventilateur de soufflage,  $t_0$ . Dans ce cas ou minimum les pertes, les autres paramètres restent constants pour les trois essais.

• Perte  $P_1$

$$P_1 = 0,578 \cdot \frac{1 - CO_2}{CO_2 + CO} + 0,788 \frac{CO_2}{CO_2 + CO} \times c (t_g - t_o) \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$$

$$P_1 = 0,578 \times \frac{1 - 0,127}{0,127} + 0,788 \frac{0,127}{0,127} \times 0,87785 (178,8 - 43,4)$$

$$P_1 = \underline{565,92} \text{ [kcal / kg]}$$

• Perte  $P_2$

$$P_2 = [597 + 0,45 t_g - t_o] (a + 9h)$$

$$= [597 + 0,45 \times 178,8 - 43,4] (0,001 + 9 \times 0,10575)$$

$$P_2 = \underline{604,10} \text{ [kcal / kg]}$$

• Perte  $P_3$

$$P_3 = 0,45 V_a (t_g - t_o) \alpha$$

$$V_a = V_{a_0} \times e = (8,83c + 26,46h + 3,33s - 3,33o) \times 1,235$$

$$= 13,146 \text{ m}^3$$

Note: le 09 - 01 - 1987 à Dakar  $\alpha = 0,021 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{m}^3 \text{ d'air}}$

$$P_3 = 0,45 \times 13,146 (178,8 - 43,4) \times 0,021 = \underline{16,70} \text{ [kcal / kg]}$$

• perte  $P_4$

$$P_4 = 5600 \times c \times \frac{CO}{CO_2 + CO}$$

avec  $CO = 0$   $P_4 = 0$

• perte  $P_5$

La perte par imbrûlés solides  $P_5$  est nulle car la teneur en cendre de combustible est nulle.

• perte  $P_6$

Cette perte par rayonnement et convection est déterminée dans le graphique 3 (cf annexe A<sub>2</sub>) avec comme paramètres d'entrée :

débit de combustible : 8 t/h

combustion : chaudière à grand volume et non isolée.

Ainsi :  $P_6 = 2\% \text{ P.C.I} = 2 \times \frac{9956}{100}$

$$P_6 = \underline{199,12} \text{ kcal/kg combustible}$$

3° Calcul du rendement de la chaudière

$$\eta_{ch} = 1 - \sum P_i$$

$$\sum P_i = 1385,84 \text{ kcal/kg.}$$

$$\sum p_i = \frac{\sum P_i}{P.C.S.}$$

$$\sum p_i = \frac{1385,84}{10511} = 0,13185$$

$$\eta_{ch} = 1 - \sum p_i = 1 - 0,13185 = 0,8681$$

$$\eta_{ch} = 86,81 \%$$

# CHAPITRE 5

CALCUL DE LA

CONSOMMATION SPÉCIFIQUE

## I QUANTITE DE CHALEUR PRODUITE PAR LA CHAUDIÈRE

En faisant le bilan thermique de la chaudière, on peut déterminer la quantité de chaleur apportée par la combustion.

Le bilan consiste à déterminer dans l'unité de temps, d'une part la chaleur apportée par la combustion, soit  $Q_c$  calories, d'autre part la chaleur cédée à l'eau pour son échauffement, sa vaporisation, et le surchauffe de la vapeur produite, soit  $Q_T$ , ainsi que les différentes pertes calorifiques. Ces pertes calorifiques sont dans un rapport  $p$  avec les calories du combustible.

Dès lors, on a dans l'unité de temps :

$$Q_c = Q_T + p Q_c + r$$

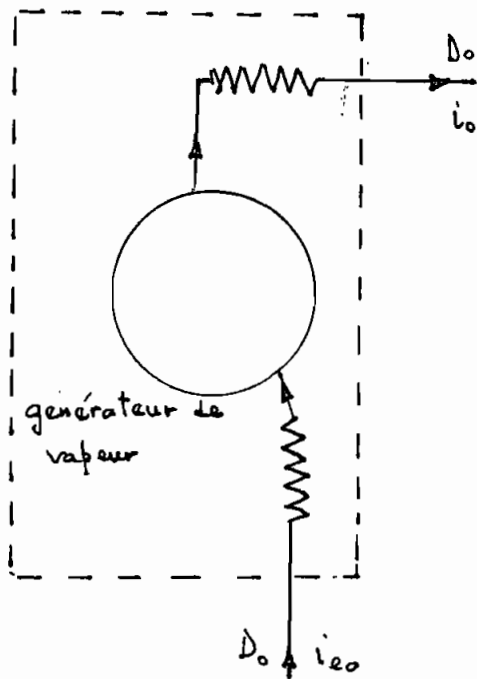
$r$  étant un terme que l'on obtient par différence et qui est constitué par les pertes non mesurables, qui consistent essentiellement en chaleur perdue par rayonnement, convection ou conductibilité dans le milieu extérieur

Quant à  $Q_T$ , elle représente aussi la chaleur utile

produite par la chaudière .

$$Q_T = D_0 (i_0 - i_{e0})$$

- $D_0$  : débit de vapeur augmenté éventuellement  
du débit calorifique fourni au surchauffeur
- $i_0$  : enthalpie de la vapeur produite
- $i_{e0}$  : enthalpie de l'eau d'alimentation .



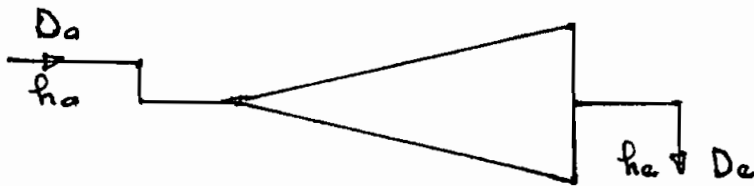
L'eau à travers la chaudière, reçoit de la chaleur pour son échauffement, sa vaporisation et la surchauffe de la vapeur produite .



## II DÉTERMINATION DU TRAVAIL EFFECTIF DE LA TURBINE

Le principe de cette détermination est de définir un circuit bien déterminé et de pouvoir calculer toutes les quantités de chaleur entrant ou sortant de ce circuit.

a) Dans le cas le plus simple d'une turbine à condensation à détente complète sous soutirage le travail fourni par la turbine est :



$$W_{\text{turbine}} = D_a h_a - D_e h_e$$

$D_a$  : débit de vapeur à l'admission de la turbine

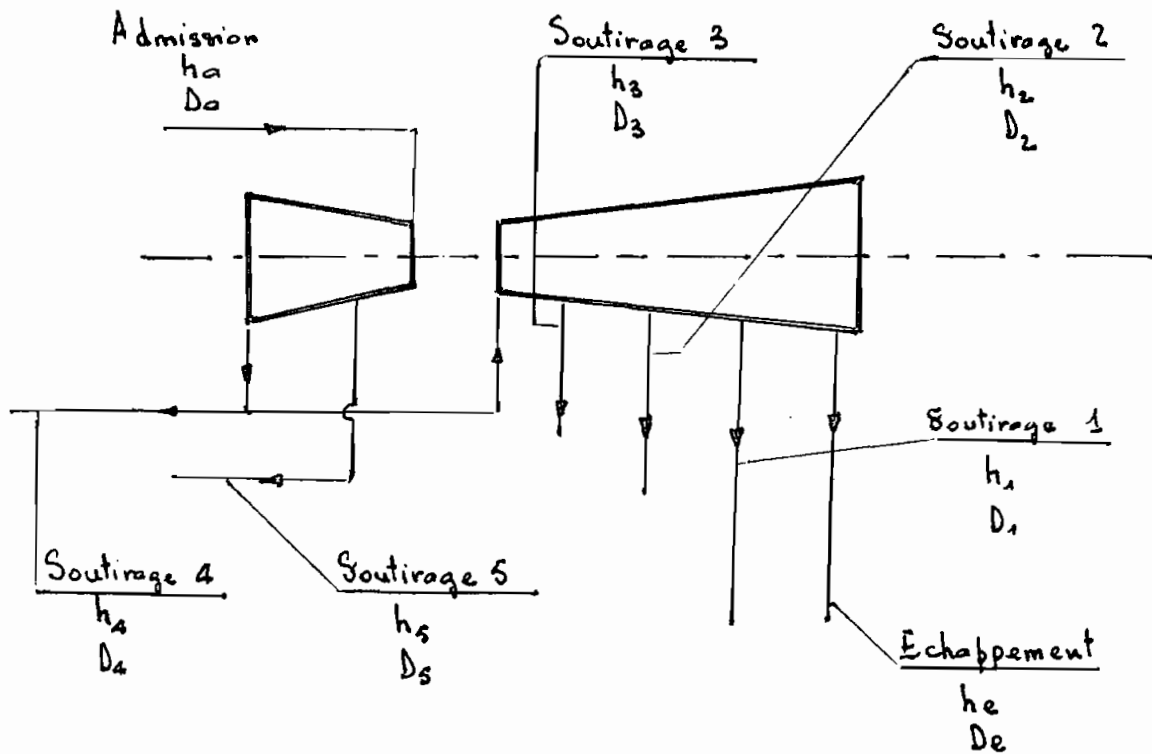
$h_a$  : enthalpie de la vapeur à l'admission

$D_e$  : débit de la vapeur à l'échappement

$h_e$  : enthalpie — : — : — : — :

b) En réalité la turbine est munie de prélèvements de vapeur destinés à réchauffer l'eau d'alimentation et possède en supplément une resurchauffe de la

de la vapeur après une première détente



Les enthalpies des différents soutirages sont déterminées à partir des mesures de température et de pression. Les débits peuvent être directement mesurés. Le débit de vapeur à l'admission diffère de celui de la vapeur à l'échappement d'une quantité égale aux débits des différents soutirages; en supposant nulle la perte de débits.

Le travail de la turbine est égal à la somme des travaux effectués par la vapeur entre les différents soutirages (voir figure)

Entre l'admission et le soutirage 5 le débit de vapeur est égal à  $D_a$ .

Entre le soutirage 5 et le soutirage 4 on a  $D'_1 = D_a - D_5$

Entre le soutirage 4 et le soutirage 3  $\dots D'_2 = D'_1 - D_4$

$\dots$   $\dots$  3  $\dots$   $\dots$  2  $\dots$   $D'_3 = D'_2 - D_3$

$\dots$   $\dots$  2  $\dots$   $\dots$  1  $\dots$   $D'_4 = D'_3 - D_2$

Entre le soutirage 1 et l'échappement, le

débit de vapeur est  $D_a = D'_4 - D_1$

Le travail de la turbine  $Q_T^e$  est :

$$Q_T^e = D_a (h_a - h_5) + D'_1 (h_5 - h_4) \\ + D'_2 (h_4 - h_3) + D'_3 (h_3 - h_2) \\ + D'_4 (h_2 - h_1) + D_a (h_1 - h_a)$$

$D_a, h_a$  respectivement débit et enthalpie de la vapeur à l'entrée de la turbine

$D_a, h_a$  respectivement débit et enthalpie de la vapeur à l'échappement

Le travail  $Q_T^e$  s'exprime en [kW]

avec  $D$  en  $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$  et  $h$  en  $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$

Pour calculer le travail réel de la turbine, il faut soustraire de  $Q_T^e$  le travail équivalent aux pertes de débit.

Cette perte de débit s'obtient à partir du bilan des débits au niveau de la turbine.

Le débit à l'entrée est égal à la somme des débits sortant de la turbine augmentée de la perte  $p$ .

$$D_a = D_5 + D_4 + D_3 + D_2 + D_1 + D_e + p$$

### III RENDEMENT GLOBAL DU BLOC TURBINE-CHAUDIÈRE

Le rendement est obtenu en faisant le rapport entre le travail effectif de la turbine et la quantité de chaleur apportée par la combustion. Cette chaleur apportée par la combustion représente la charge thermique de la chaudière  $Q_{ch}$ .

$$Q_{ch} = D_0 (i_0 - i_{ea}) + D_{s,i} (i''_{s,i} - i'_{s,i})$$

$D_{s,i}$  : débit de vapeur en surchauffage intercalé  
 $i'_{s,i}$  et  $i''_{s,i}$  représentent les enthalpies à l'entrée et à la sortie de cette vapeur.

En tenant compte du rendement du processus de

de transfert de chaleur, nous avons :

$$\eta_{th} = \frac{Q_T}{Q_{ch}}$$

$\eta_{th}$  : Rendement du processus de transfert de chaleur.  
Dans nos calculs, nous avons supposé ce rendement égal à l'unité. Ainsi la charge thermique de la chaudière devient égale à  $Q_T$ , la chaleur utile produite par la chaudière.

La quantité de chaleur contenue dans le combustible peut être déterminée à partir de  $Q_T$ .

$$Q_c = \frac{Q_T}{\eta_{ch}}$$

$Q_c$  : chaleur du combustible

$\eta_{ch}$  : Rendement de la chaudière

Maintenant le rendement global brut du bloc Turbine - Chaudière s'écrit :

$$\eta_g^b = \frac{Q_T^e}{Q_c}$$

$Q_T^e$  : travail effectif de la turbine

$\eta_g^b$  : rendement global brut (Turbine - chaudière)

Le rendement net global du bloc

$$\eta_g^n = \frac{Q_T^e - P_{aux}}{Q_c}$$

$P_{aux}$  : puissance des auxiliaires ramenée au bout de la turbine.

Le rendement net peut aussi s'écrire sous la forme :

$$\eta_g^n = \eta_g^b (1 - \epsilon_b) = \eta_T \times \eta_{Th} \times \eta_{ch}$$

$\epsilon_b$  : coefficient caractérisant les besoins propres du bloc en énergie électrique (auxiliaires)

$\eta_T$  : rendement de la turbine

$\eta_{Th}$  : rendement du processus de transfert de chaleur

$\eta_{ch}$  : rendement de la chaudière.

Dans ces calculs, nous nous sommes limités à la détermination de la consommation spécifique brute au niveau du bloc Turbine chaudière.

Ainsi les rendements des transformateurs et la puissance des auxiliaires ne vont pas intervenir dans ces calculs.

#### IV BILAN THERMIQUE DU BLOC TURBINE-CHAUDIÈRE

Ce bilan consiste à déterminer dans l'unité de temps, d'une part la chaleur réelle apportée par le combustible soit  $Q_c \times \eta_g^n$ , d'autre part le travail réel recueilli au bout de la turbine, soit  $W_e / \eta_{al}$

$$Q_c \times \eta_g^n = B \times P.C.I. \times \eta_g^n = \frac{W_e}{\eta_{al}}$$

B : débit du combustible, en [KG/s]

P.C.I. Pouvoir calorifique inférieur du combustible  
en [Kcal / KG]

$W_e$  : Puissance au bout de l'alternateur [KW]

$\eta_{al}$  : Rendement de l'alternateur

Ce bilan peut aussi s'écrire du point de vue puissance brute :

$$Q_c \times \eta_g^b = B \times P.C.I. \times \eta_g^b = Q_T^e$$

Ici on emploie le P.C.I pour ne pas faire apparaître la chaleur de vaporisation de l'eau dans les chaleurs d'échauffement.

## V CONSUMATION DE COMBUSTIBLE PAR KWh

Le quotient du débit de combustible  $B$  au travail fourni par la turbine  $Q_T^e$ , donne le nombre de grammes de combustible consommés pour produire un kilowatt-heure.

$$b = \frac{B}{Q_T^e} \left[ \frac{\text{KG/s}}{\text{Kcal/s}} \right]$$

$$b = \frac{3600 B}{4.18 \cdot Q_T^e} \left[ \frac{\text{KG}}{\text{KWh}} \right]$$

Cependant cette consommation reste une consommation brute. Ici on a calculé le poids de combustible nécessaire pour produire un kilowatt-heure juste à la sortie de la turbine.

Le bilan du bloc turbine chaudière nous donne :

$$Q_T^e = B \times \text{P.C.I} \times \eta_g^b$$

Ainsi

$$b = \frac{3600}{4.18 \times \text{P.C.I} \times \eta_g^b} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{KWh}} \right]$$



# CHAPITRE 6

DEFINITION DES ESSAIS

DE

CONSOMMATION NÉCESSAIRES

À L'ETUDE

DÉFINITION DES ESSAIS DE CONSOMMATION  
NÉCESSAIRES A L'ÉTUDE ET UTILISATION  
DE LEURS RÉSULTATS.

La partie utilisation des résultats ne sera pas traitée ici car les conditions n'étaient pas réunies pour que les essais se fassent à la centrale. Cependant nous exposerons les principes généraux relatifs aux essais de combustion et aux essais de consommation des turbines à vapeur.

A] ESSAIS DE COMBUSTION

Les essais ont pour objectifs :

a) des contrôles de performances du générateur de vapeur (rendement, régimes de vaporisation, seuils d'obtention des températures de vapeur, minimum technique, démarrages, variations de charge, exploitation en régime perturbé etc..

b) des essais et contrôles ayant un caractère de recherches, qu'il s'agisse de recherches fondamentales ou appliquées sur les flammes ou de mises au point dans le domaine de la métrologie.

Les essais de combustion sont particulièrement délicats. Cela tient notamment aux causes suivantes :

- si les réactions chimiques sont assez bien connues,

les différents effets physicochimiques qui se produisent en cours de combustion le sont beaucoup moins,

- la combustion fait appel à des effets thermiques et à des effets aérodynamiques,

- le fait d'avoir plusieurs brûleurs dans une chambre de combustion unique complique encore les phénomènes.

- la combustion est influencée par des effets extérieurs tel que la température de l'air, le rayonnement des parois, etc...

En conséquence la combustion fait encore appel à un certain empirisme.

Ces essais doivent être entrepris sur du matériel se trouvant dans un état déterminé, bien connu.

L'état du matériel doit rester "industriel". On ne doit pas se livrer systématiquement avant les essais à des remplacements complets d'organes de brûleurs, ou à des nettoyages très poussés de la chambre de combustion par exemple.

L'état du générateur de vapeur porte en particulier sur les points suivants :

- propreté des surfaces d'échange,
- degré d'usure du matériel (brûleurs, ventilateurs etc...),
- étanchéité des circuits.

## FONCTIONNEMENT DES INSTALLATIONS AU COURS DES ESSAIS

La qualité des résultats obtenus dépend beaucoup des conditions d'exploitation du matériel ainsi que les réglages adoptés au cours des essais.

Les conditions d'exploitation concernent notamment :

- le choix du combustible,
- le ramonage,
- le grenailage et les injections d'additifs,
- le préchauffage de l'air de combustion,
- les chaînes de régulation automatique.

Les réglages s'appliquant au générateur de vapeur concernent :

- la combustion
- la stabilité de la pression de la vapeur,
- la stabilité des températures de vapeur,
- le niveau d'eau dans le réservoir

Les réglages adoptés au cours d'un essai résultent de l'expérience acquise antérieurement au cours de contrôles ou essais préalables. Ils doivent en général être identiques à ceux préconisés par les consignes d'exploitation pour le même combustible.

En ce qui concerne le rendement, on s'attache à obtenir une perte nulle par imbrûlés gazeux, sauf si les essais ont pour but de rechercher les réglages de combustion

optimums. Nous considérerons successivement les réglages concernant :

- la combustion
- le poste de préparation de combustible
- la tenue des températures de vapeur.

Pour ces essais, qui sont des essais d'information, le combustible brûlé doit correspondre au combustible moyen généralement utilisé dans la centrale. Le cycle de ramonage complet doit être effectué cinq (5) heures au moins avant le début des essais. Pendant cet intervalle de temps un ramonage partiel de courte durée est éventuellement admis.

En cours d'essai c'est à dire le laps de temps pendant lequel il est procédé à des mesures, ou éteinte, dans la mesure du possible de procéder à un ramonage.

#### PROGRAMME D'ESSAIS.

Un programme d'essais de combustion dépend évidemment du but des essais. Normalement, les réglages sont recherchés à la charge nominale. Le plus souvent, il faut en outre procéder à des contrôles :

- au minimum technique
- à des charges intermédiaires entre la pleine charge et le minimum technique

- au cours d'un ou plusieurs démarrages effectués dans les conditions normales d'exploitation,
- dans certains cas au cours de variation de charge plus ou moins rapides (type "télé-régulé" ou "réserve tournante").

En dehors de l'étude ici faite, il est souhaitable de procéder à des essais périodiques sur chaque générateur au cours desquels seraient exécutés les principaux contrôles.

## B) ESSAIS DE CONSOMMATION DES TURBINES

### A VAPEUR

#### DÉFINITION D'UN ESSAI DE CONSOMMATION

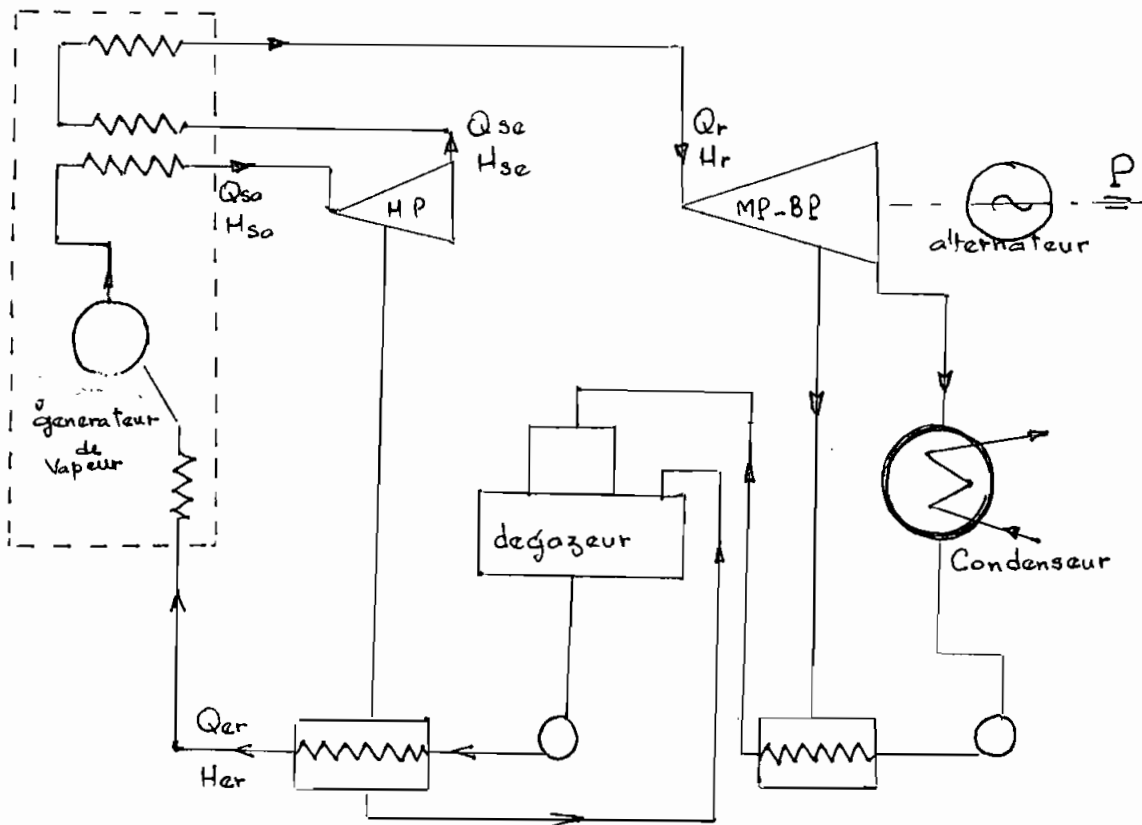
C'est en d'autres termes la mesure de la consommation spécifique et le contrôle de la puissance fournie.

Effectuer un essai de consommation de groupe turbo-alternateur, c'est établir la valeur du rapport entre l'énergie calorifique consommée par le groupe turbo-alternateur et l'énergie électrique produite par l'alternateur pendant une même période pour une puissance déterminée. Les conditions de fonctionnement de l'installation sont bien définies et doivent rester aussi stables que possible devant l'essai considéré. Ce rapport est appelé consommation spécifique.

Cous. spécif. =  $\frac{\text{énergie calorifique consommée}}{\text{énergie électrique produite}}$  pendant le même temps

Sans le cas très simplifié de la figure suivante montrant le schéma type d'une tranche thermique moderne, la consommation spécifique s'exprime par la relation :

$$C = \frac{Q_{sa} \times H_{sa} - Q_{se} \times H_{se} + Q_r \times H_r - Q_{er} \times H_{er}}{P}$$



SCHEMA TYPE D'UNE TRANCHE THERMIQUE ACTUELLE

C : est exprimée en millithermies par kilowatt-heure (mth/kwh)

$Q_{sa}$  débit }  
 $H_{sa}$  enthalpie } vapeur surchauffée à l'admission de la turbine (H.P)

$Q_{se}$  débit }  
 $H_{se}$  enthalpie } vapeur à l'échappement de la turbine avant la resurchauffe

$Q_r$  débit }  
 $H_r$  enthalpie } vapeur resurchauffée à l'admission de la turbine (M.P)

$Q_{er}$  débit }  
 $H_{er}$  enthalpie } eau réchauffée sortant du poste de réchauffage.

$P$  : puissance électrique aux bornes de l'alternateur (éventuellement diminuée de la puissance absorbée par les auxiliaires propre à la turbine.

Les débits sont exprimés en  $Kg/h$ , les enthalpies en  $mth$  et la puissance en  $KW$ .

En résumé :

$$c = \frac{\sum (Q \times H)}{P}$$

L'expression ci-dessus donne la consommation spécifique dans les conditions d'un essai.

Pour des essais complets, l'analyse détaillée du fonctionnement des diverses parties constitutives du cycle de la turbine et des organes qui lui sont associés peut être faite.

Pour ces organes nous pouvons citer : le condenseur, les réchauffeurs d'eau, le dégazeur etc....



## FONCTIONNEMENT DES INSTALLATIONS EN COURS D'ESSAIS.

Le circuit d'essai doit être isolé du reste de l'installation tant au point de vue des échanges calorifiques que des échanges de fluide.

Cependant cet isolement doit être tel qu'il permette en cas d'incident survenant au cours d'un essai de remettre le circuit dans son état normal, tout au moins en ce qui concerne les circuits vitaux.

Parmi les circuits dont l'attachement doit être sûr, citons les circuits suivants :

- . liaisons avec d'autres tranches
- . liaisons avec les bâches de réserve
- . circuits des distillateurs qui doivent être hors service pendant les essais etc....

## CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT EXTERNES A LA TURBINE

Préalablement à tout essai, il faut amener la turbine dans des conditions de fonctionnement aussi proches que celles prévues. S'il est certains éléments externes à la turbine auxquels on ne peut toucher tels que les caractéristiques du poste de chauffage de l'eau d'alimentation, la perte de charge dans le rechauffeur, la fréquence du réseau, il est par contre possible d'en régler d'autres tels que la pression et la température de la vapeur

à l'admission de la turbine, le facteur de puissance etc...

Il est aussi possible d'ajuster la pression restante à l'échappement d'une part, en choisissant la date d'essai dans une période favorable, d'autre part, en provoquant volontairement des entrées d'air etc...

Il faut procéder aux réglages de ces valeurs avant l'essai et les maintenir aussi constantes que possible au cours de l'essai.

### PROGRAMME DES ESSAIS

Un programme d'essais de consommation d'un groupe turbo-alternateur doit comporter une gamme d'essais allant du maximum au minimum des charges réalisables, de manière à pouvoir tracer la courbe de la consommation spécifique en fonction de la puissance de l'alternateur.

Un programme type d'essai doit comprendre :

- 3 essais à la charge nominale par exemple à 22 MW pour le groupe de la tranche 301.
- 1 essai si possible à la charge obtenue pour l'ouverture totale des soupapes, sinon à la charge maximale admise par le constructeur, pour notre cas 27,5 MW. Avec en plus dans ce cas, un essai à la pression valeur conduisant à l'ouverture totale des soupapes.
- 2 essais à chacune des charges correspondant

à un point de fermeture d'une soupape (pour autant que deux soupapes ne se ferment pas simultanément),

• 1 essai à plusieurs charges intermédiaires afin de pouvoir préciser le tracé de la courbe de consommation. Pour la tranche

301 de 22 / 27,5 MW ou peut prévoir un essai

aux charges intermédiaires suivantes :

25 - 20 - 15 - (10 MW et au dessous si possible).

Telles sont les recommandations pour les essais de combustion et de consommation faites par ELECTRICITÉ DE FRANCE. Cependant notons que ces recommandations ne concernent que les principes généraux s'appliquant à ces essais.

# CHAPÎTRE 7

ETABLISSEMENT DES DOCUMENTS

DE CONTRÔLE ECONOMIQUE

## I ÉTABLISSEMENT DES COURBES

En connaissance des consommations de base pour différents paliers de charge et des consommations en fonction des divers variables, on peut établir les diagrammes représentant les écarts absolus de consommations par rapport aux consommations de base, avec la charge comme paramètre, en fonction des variables  $PCS$ ,  $T_g$ ,  $T_o$ ,  $CO_2$ ,  $T_{od}$ ,  $P_{ad}$ ,  $T_{eau}$ ,  $P_{sat}$ .

Ces diagrammes destinés au contrôle économique, permettent de déterminer les écarts de consommation en fonction de ces variables pré-citées.

Ces diagrammes peuvent être classés en deux groupes :

- Diagrammes relatifs au générateur de vapeur donnant les écarts par rapport à la consommation de base, dus à

- la variation du pouvoir calorifique supérieur,  $P.C.S$
- " " de la température des gaz,  $t_g$
- " " de la température sortie Ventilateur de soufflage,  $t_o$
- " " de la teneur en  $CO_2$

- Diagrammes relatifs à la turbine et au poste d'eau donnant les écarts par rapport à la consommation de base

- en fonction de la pression de saturation,  $P_{sat}$
- " " de la température d'eau d'alimentation,  $T_{eo}$
- " " " " à l'admission de la turbine,  $T_{od}$
- " " de la pression " " " " " ,  $P_{ad}$

Mous donnons ci après quelques exemples de calcul

concernant l'établissement de ces diagrammes.

\* Variation de la température des gaz,  $T_G$ .

La consommation spécifique de base pour une charge donnée s'exprime par :

$$b = \frac{3600}{4,18 \times P.C.I \times \eta_g^b} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{kWh}} \right]$$

$$\eta_g = \frac{Q_T^e}{Q_c}$$

$$Q_c = \frac{Q_T}{\eta_{ch}} \quad \text{avec} \quad \eta_{ch} = \frac{P.C.S - \sum p_i}{P.C.S}$$

$$\text{donc} \quad b = \frac{3600 \times P.C.S \times Q_T}{4,18 \times P.C.I \times (P.C.S - \sum p_i) \times Q_T^e} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{kWh}} \right]$$

avec

$$Q_T = D_0 (i_0 - i_{ea})$$

Ainsi :

$$b = \frac{3600 \times P.C.S \times D_0 (i_0 - i_{ea})}{4,18 \times P.C.I \times (P.C.S - \sum p_i) \times Q_T^e} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{kWh}} \right]$$

$T_G$  varie suivant les pertes chaudières (cf détermination des pertes),

Pour une charge de 22 MW.

$$Q_T = 61883,07 \text{ kW} \quad , \quad Q_T^e = 22481,74 \text{ kW}$$

$$PCS = 10511 \text{ kcal/kg} \quad , \quad PCI = 9956 \text{ kcal/kg}$$

En remplaçant ces valeurs dans la relation donnant  $b$ , nous avons :

$$b = \frac{2503,32\theta}{10511 - \sum p_i}$$

avec  $\sum p_i = f(T_g)$

Ainsi pour différentes valeurs de  $T_g$ , on obtient d'après l'expression de  $b$ , les différentes valeurs de  $b$  correspondant. (cf courbe : Variation de  $b$  en fonction de  $T_g$ )

\* Variation de la température à l'admission de la turbine,  $T_{ad}$ .

$T_{ad}$  intervient au niveau de  $Q_T^e$  et de  $Q_T$ . car :

$Q_T = D_0 (i_0 - i_{ea})$  et  $i_0$  (enthalpie à l'entrée) est fonction de la température à l'admission, donc

$$Q_T = D_0 (f(T_{ad}) - i_{ea})$$

$$Q_T^e = D_0 (i_0 - i_{s_1}) + \sum_{n=2}^5 D_n (i_{s_n} - i_{s_{n-1}})$$

avec

$s_n$  : soutirage N°  $n$

donc

$$b = \frac{3600 \times PCS \times D_o \left[ f(t_{ad}) - i_{eo} \right]}{4.18 \times PCI \times (PCS - \Sigma p) \left[ D_o (i_o - i_{s1}) + \Sigma D_n (i_{sn} - i_{sn-1}) \right]}$$

En faisant varier  $T_{ad}$ , on obtient différentes valeurs de  $b$  correspondant.

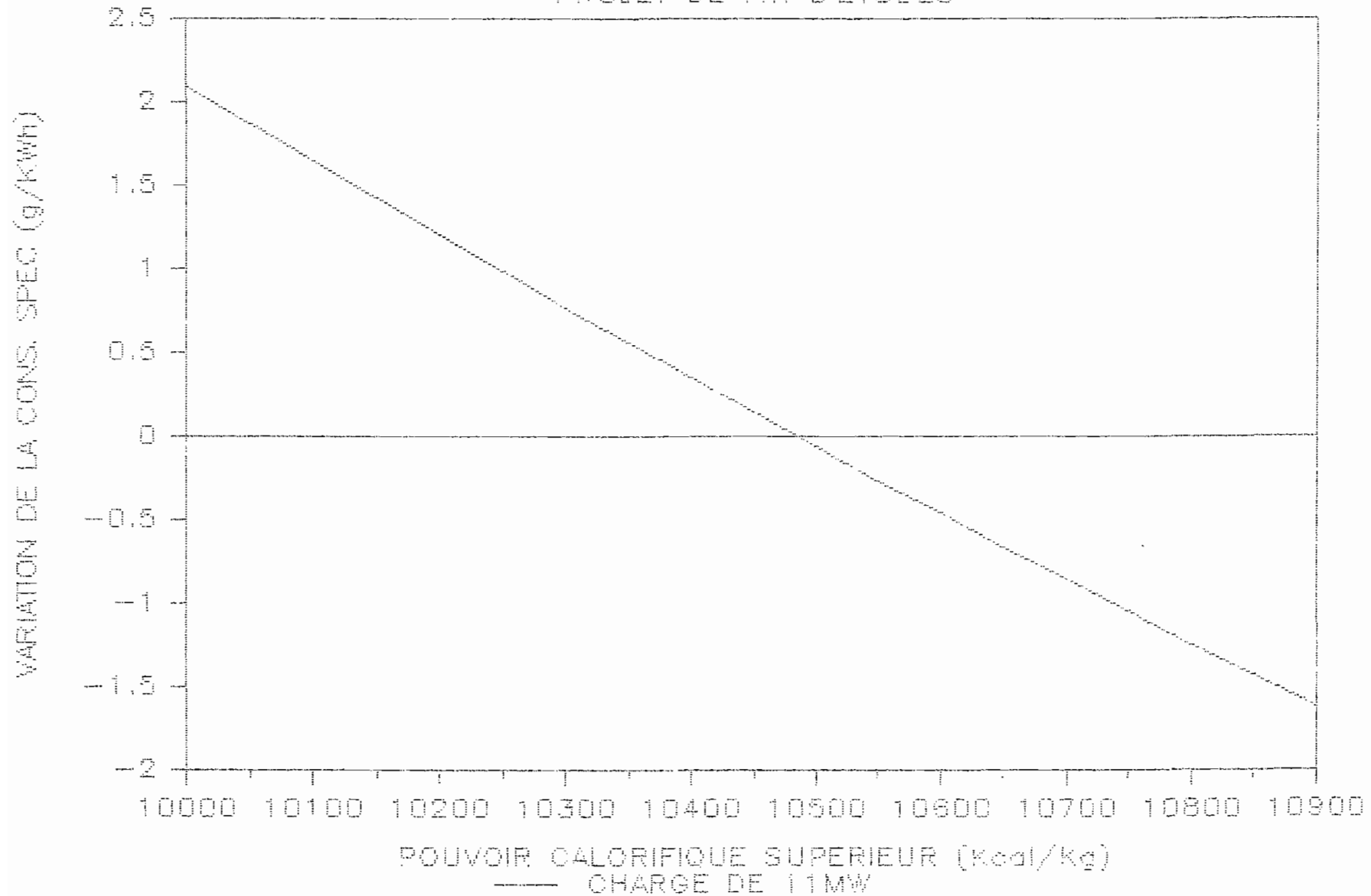
De la même manière, nous avons déterminé toutes les valeurs de  $b$  pour chaque palier de charge (22; 11; 16,5 et 27,5 MW) en fonction des huit variables à savoir,  $CO_2$ ,  $T_g$ ,  $T_o$ ,  $PCS$ ,  $T_{ad}$ ,  $P_{od}$ ,  $T_{ea}$  et  $P_{sat}$ .

Les courbes sont tracées à l'ordinateur avec le logiciel LOTUS (HERCULE - PRINT GRAPH).



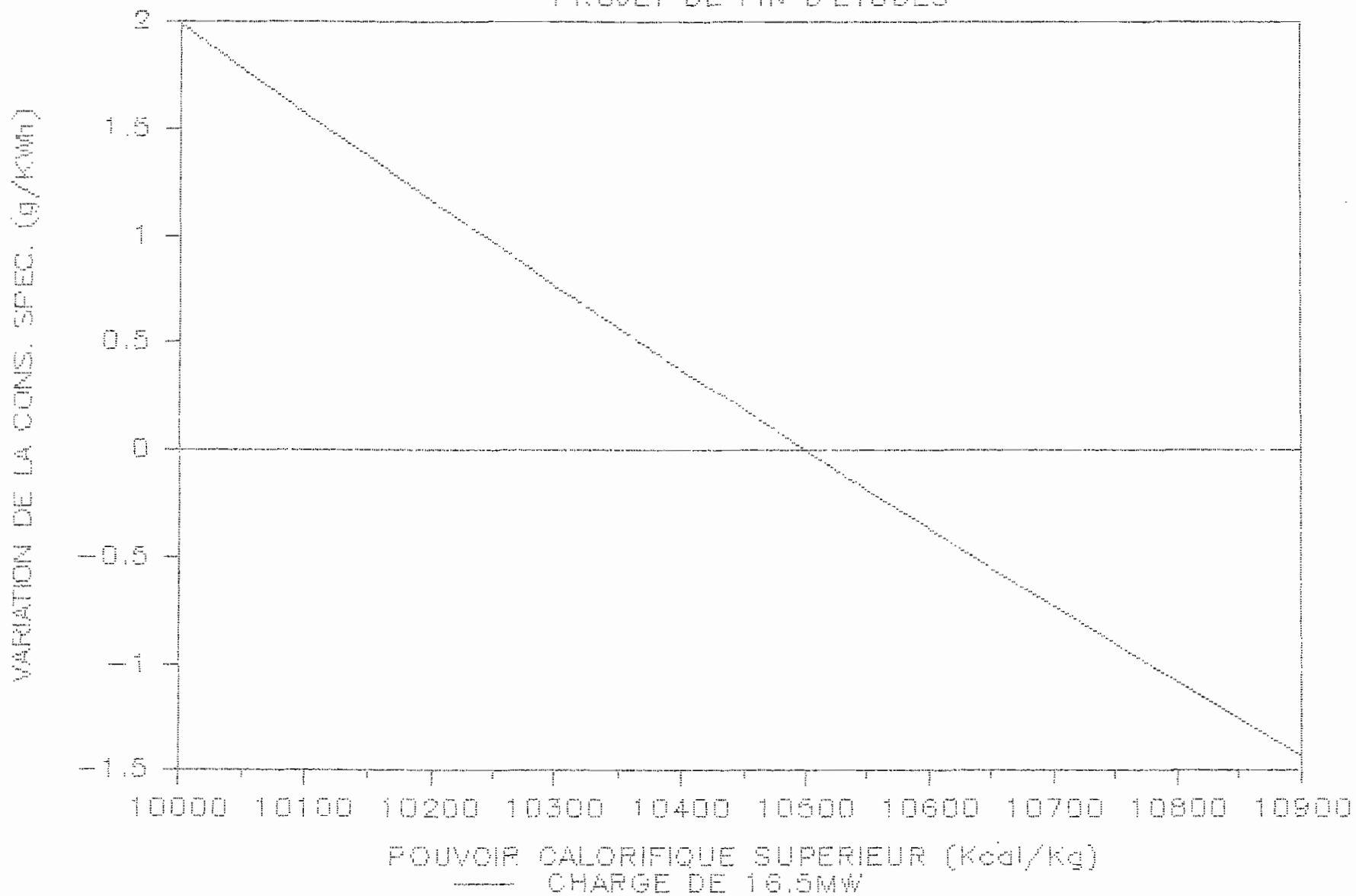
# VARIATION DE LA C.S EN FONC. DU PCS

PROJET DE FIN D'ETUDES



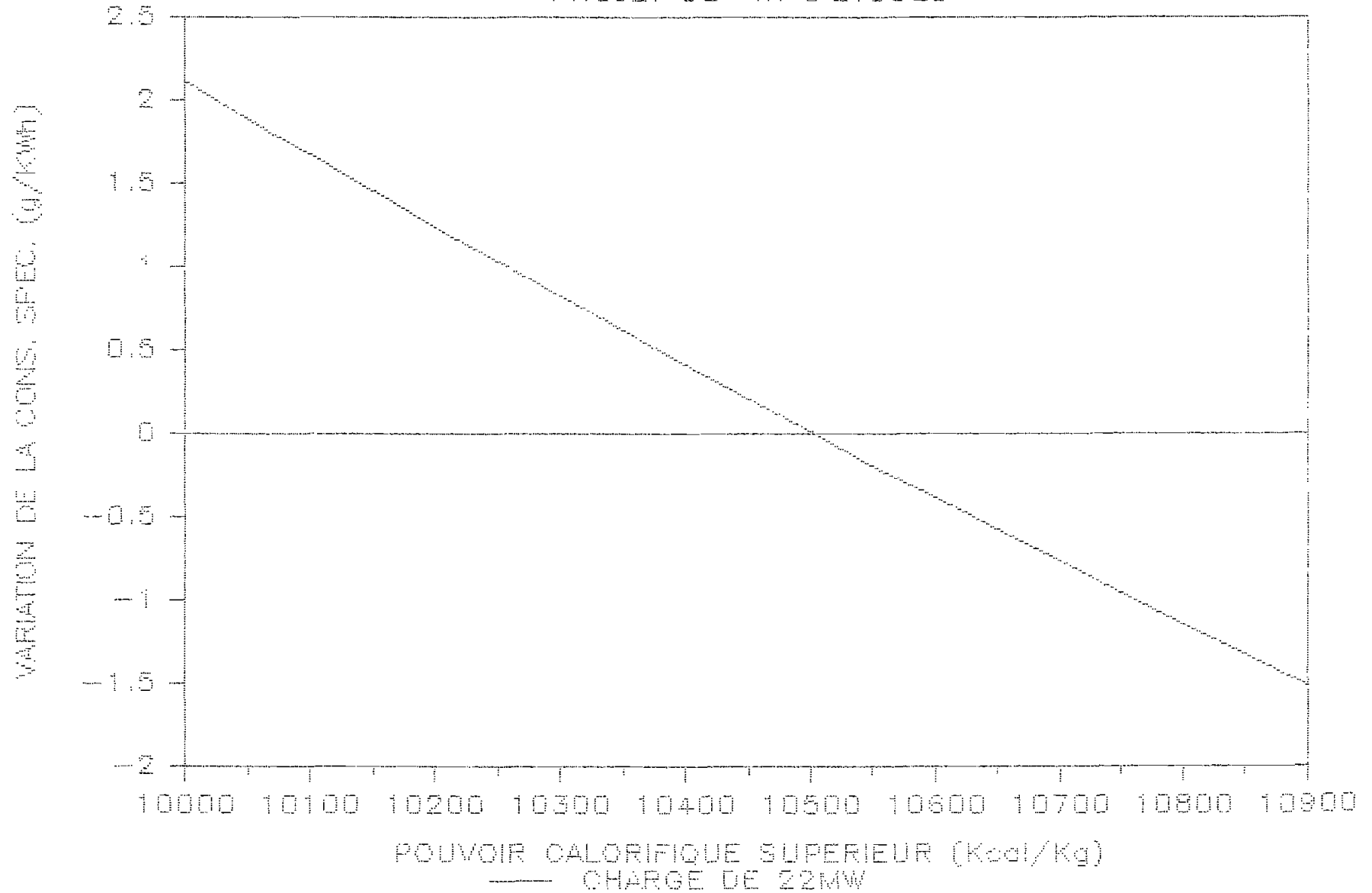
# VARIATION DE LA C.S EN FONC. DU PCS

PROJET DE FIN D'ETUDES



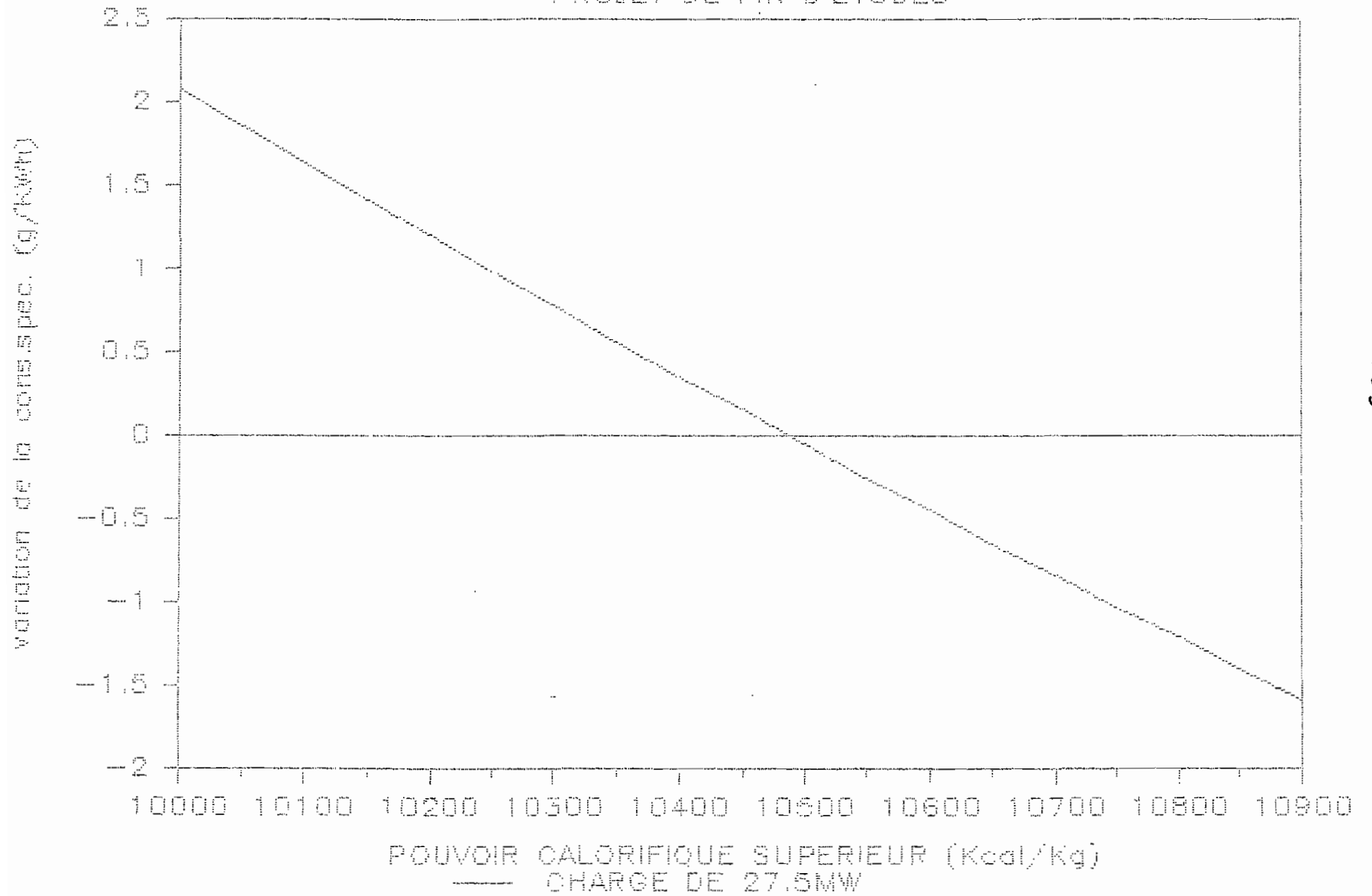
# VARIATION DE LA C.S EN FONC. DU PCS

PROJET DE FIN D'ETUDES



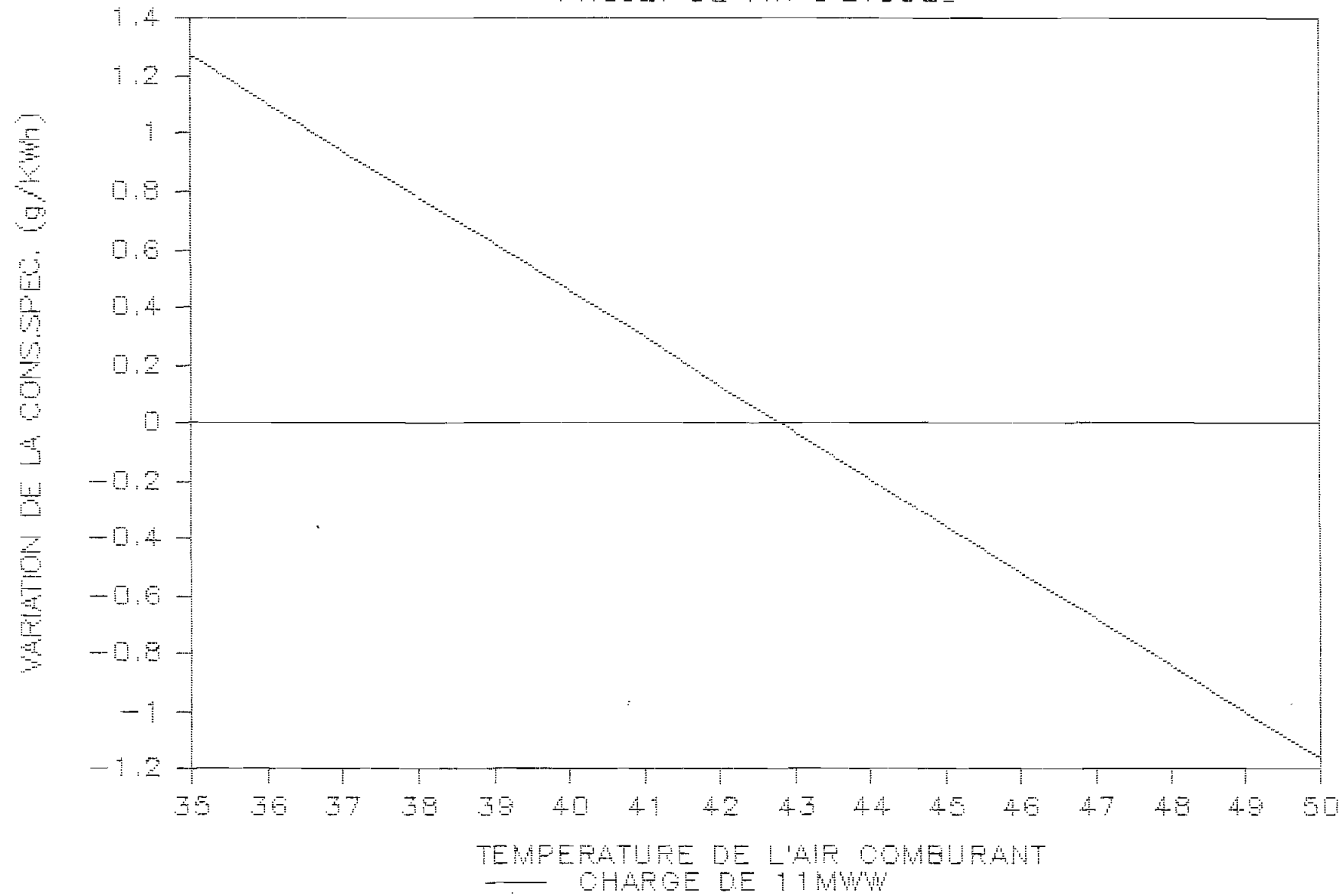
# VARIATION DE LA C.S EN FONC DU PCS

PROJET DE FIN D'ETUDES



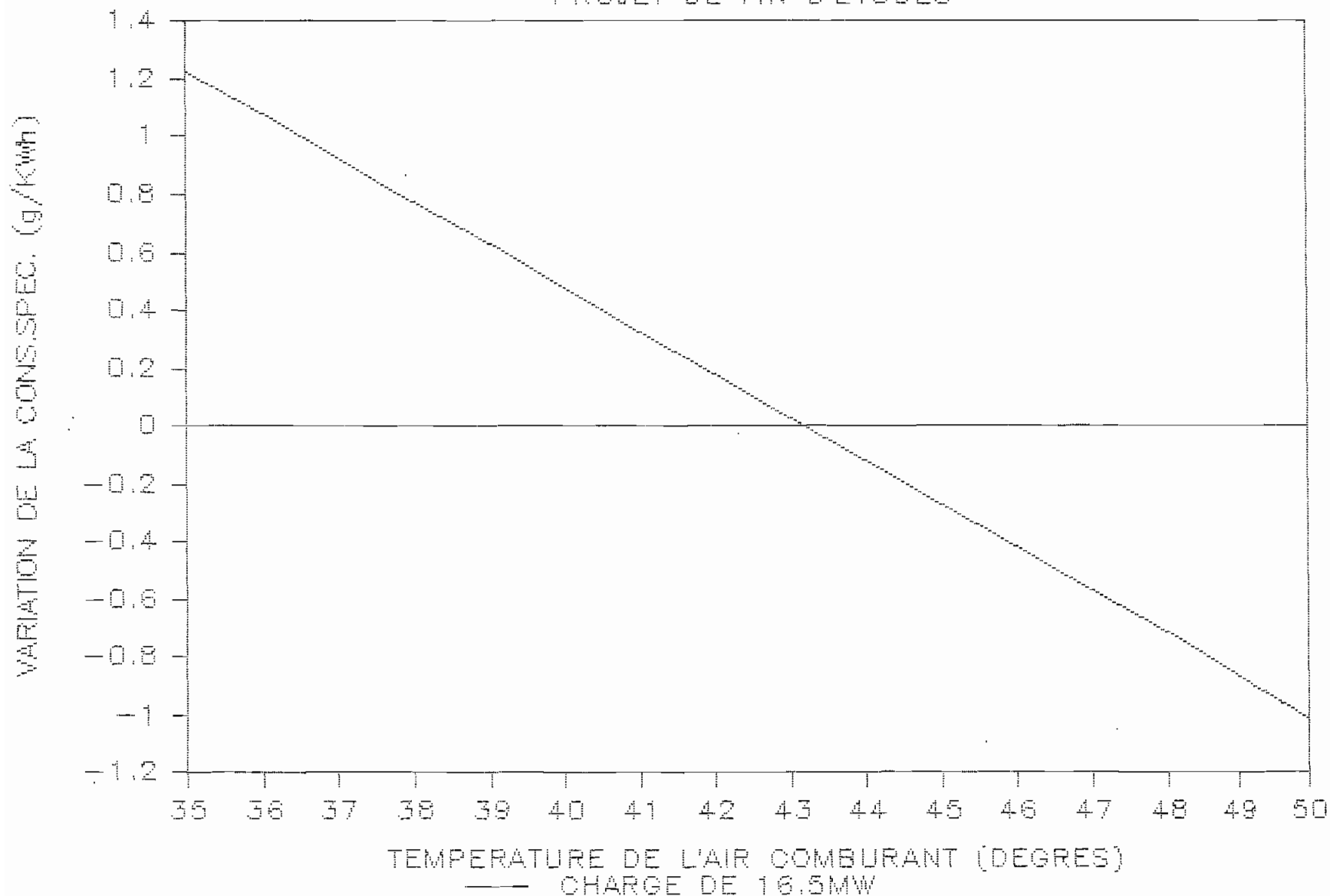
# VARIATION DE LA CONS. SPE. EN FONC DE T<sub>0</sub>

PROJET DE FIN D'ETUDES



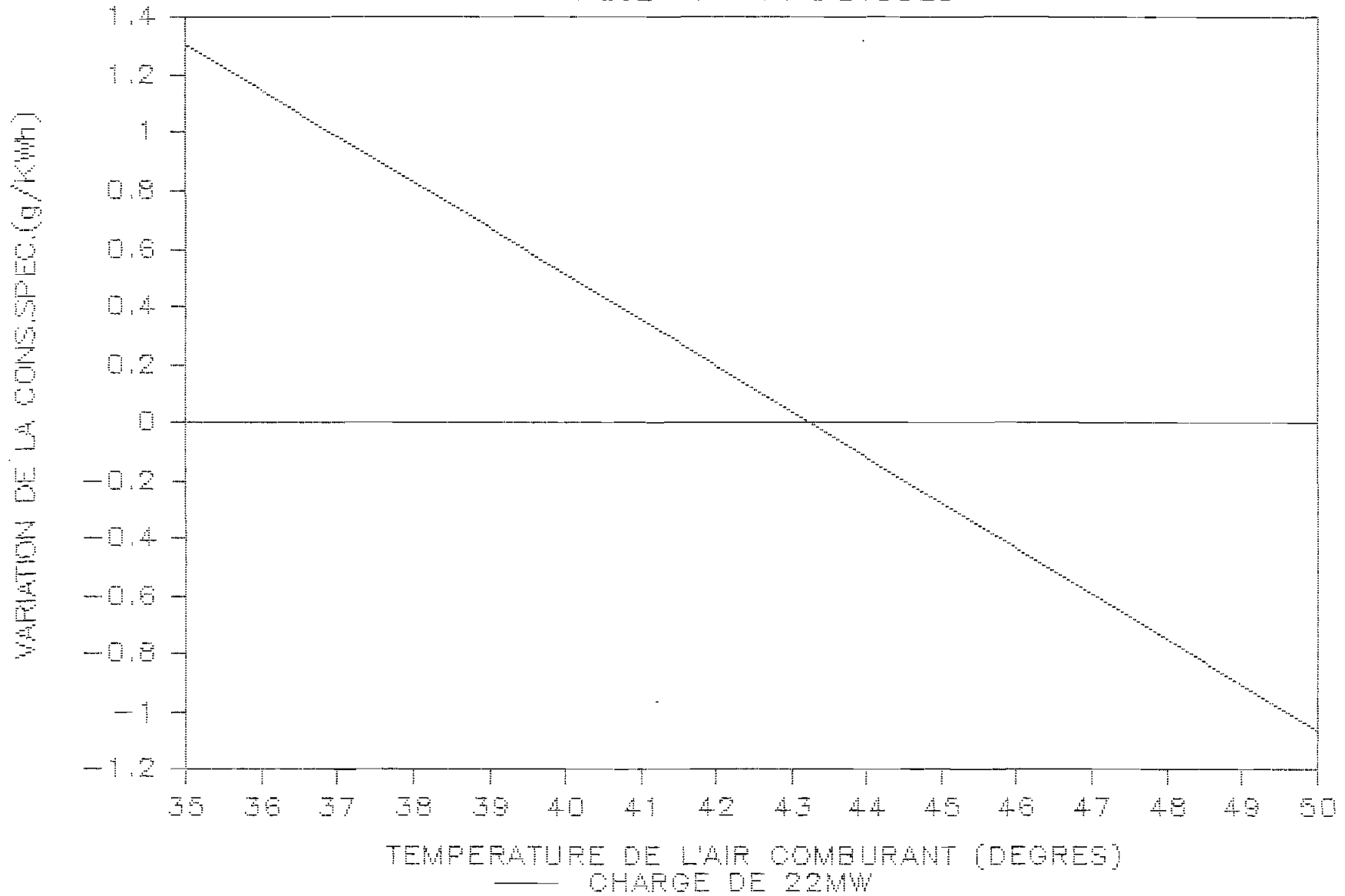
# VARIATION DE LA CONS. SPE. EN FONC. DE T0

PROJET DE FIN D'ETUDES



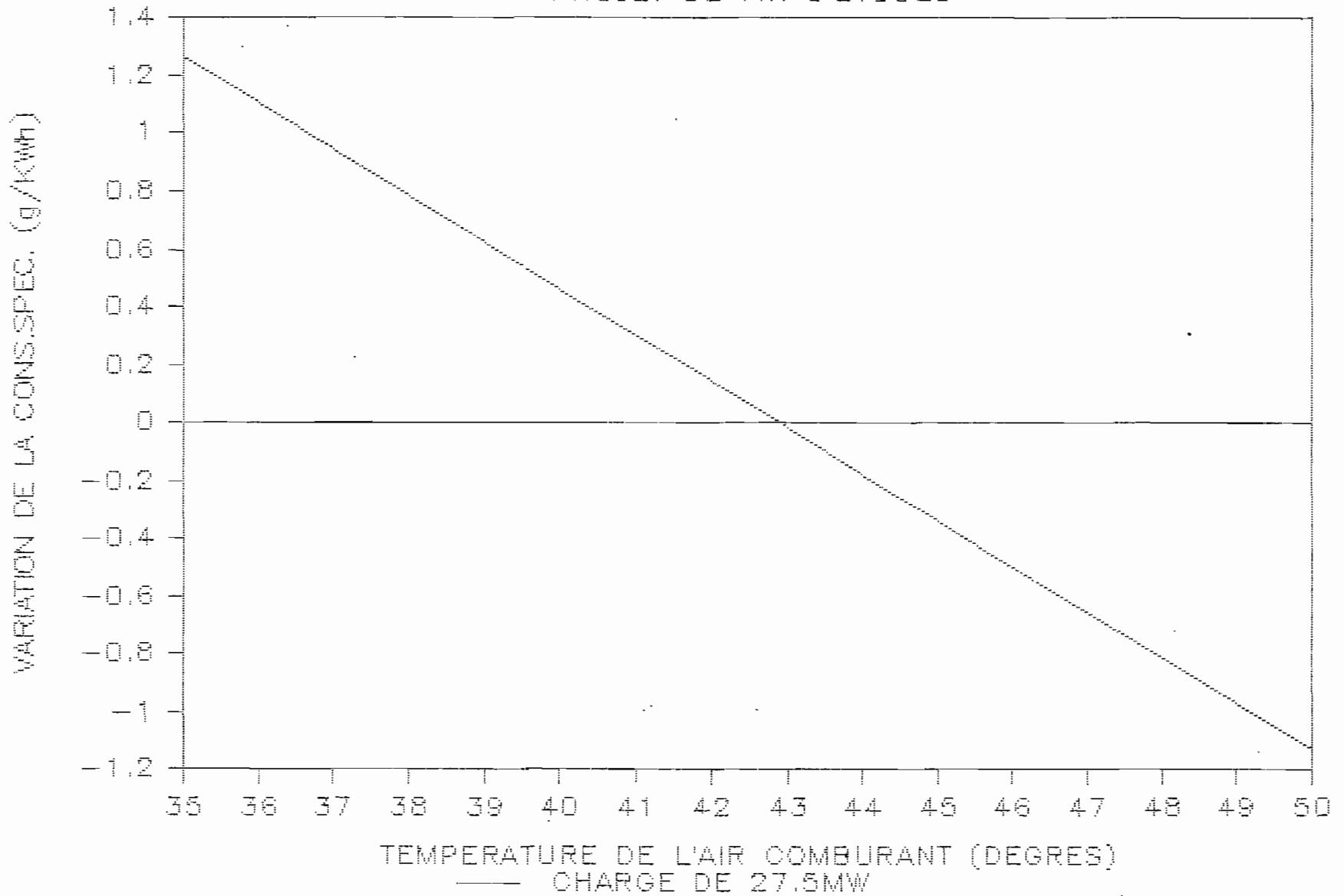
# VARIATION DE LA CONS. SPE. EN FONC. DE T0

PROJET DE FIN D'ETUDES



# VARIATION DE LA CONS. SPE. EN FONC. DE T0

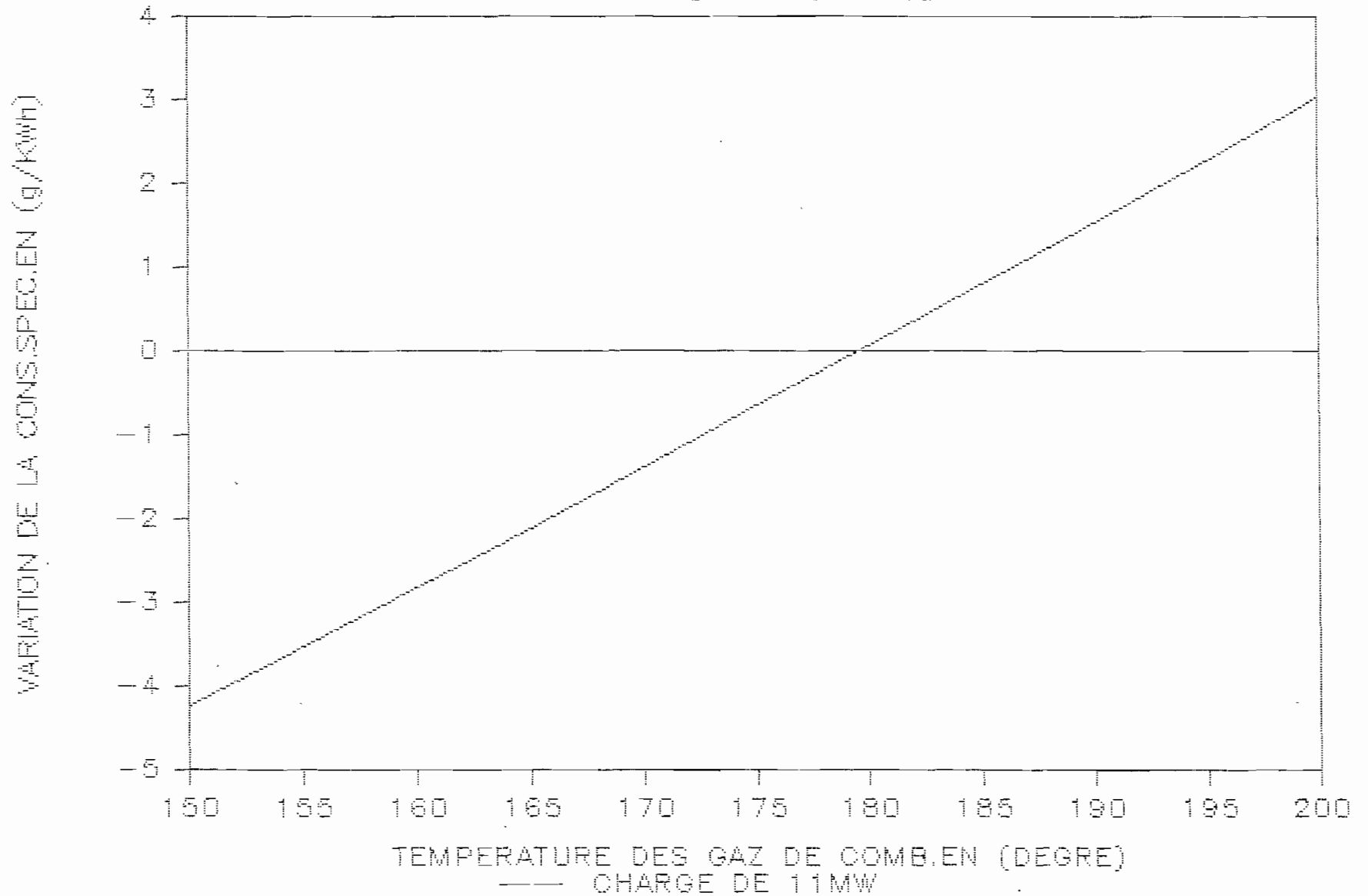
PROJET DE FIN D'ETUDES





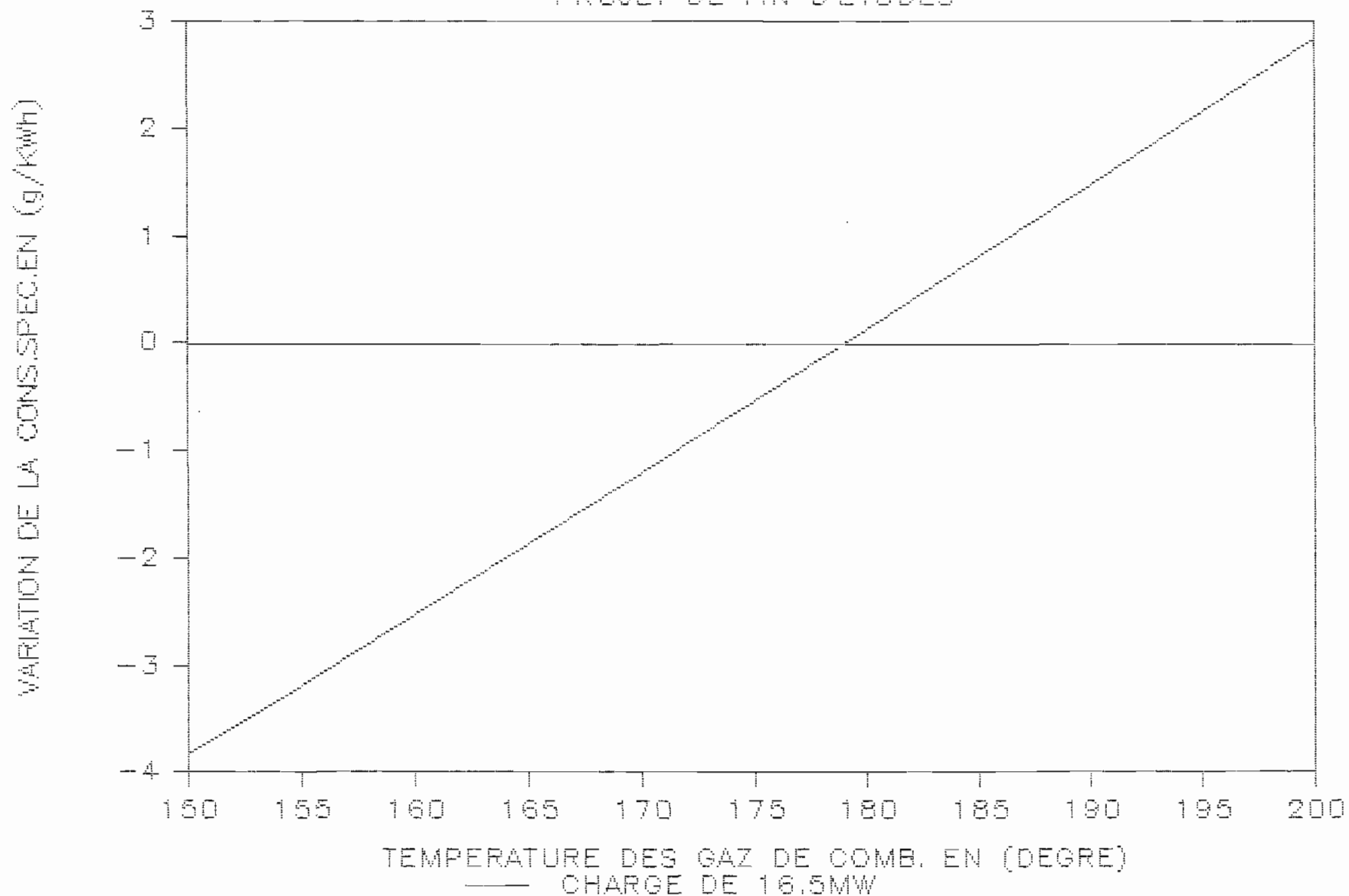
# VARIATION DE LA C.S EN FONC DE TG

PROJET DE FIN D'ETUDES



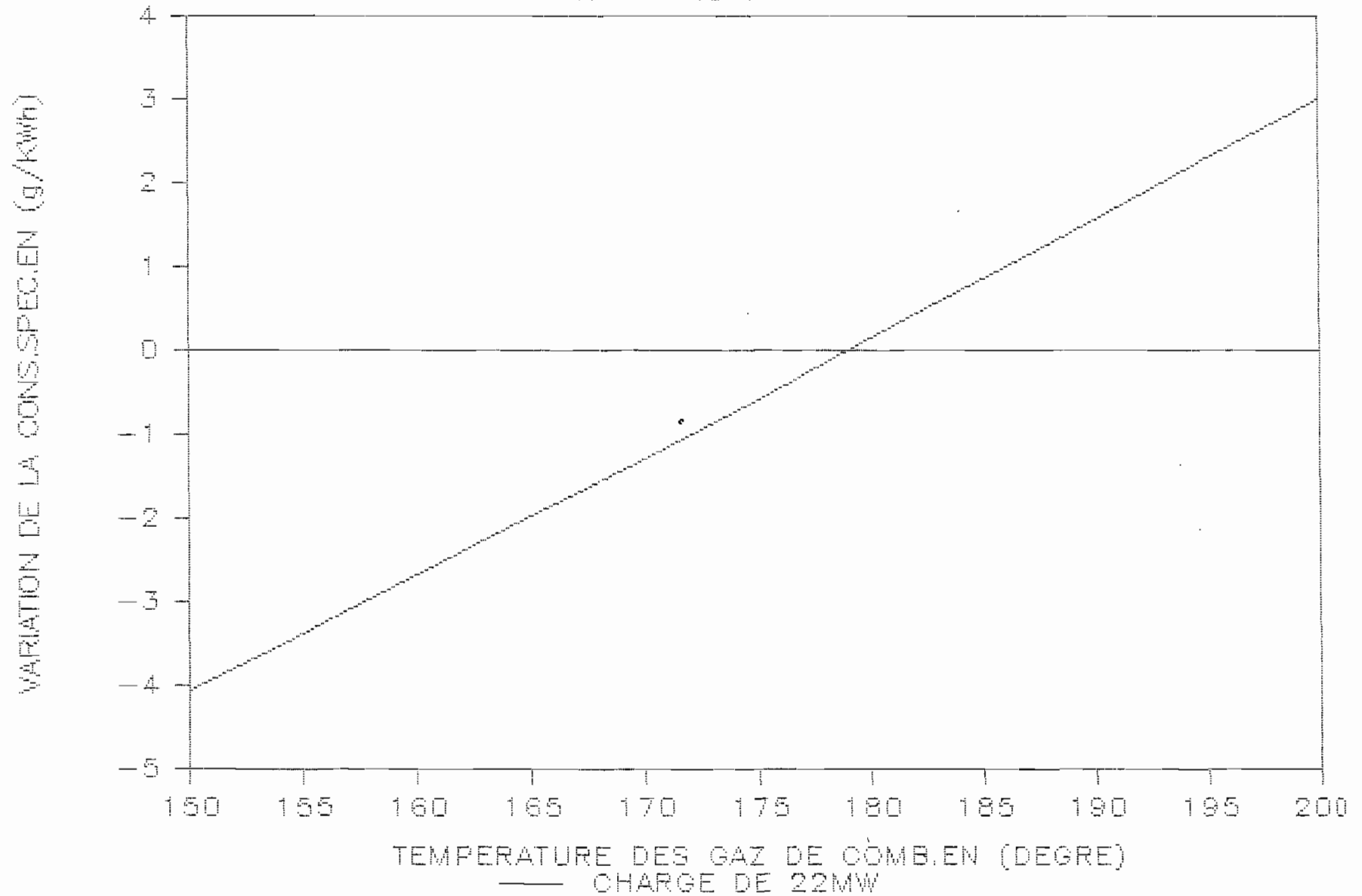
# VARIATION DE LA C. S. EN FONC. DE $T_g$

PROJET DE FIN D'ETUDES



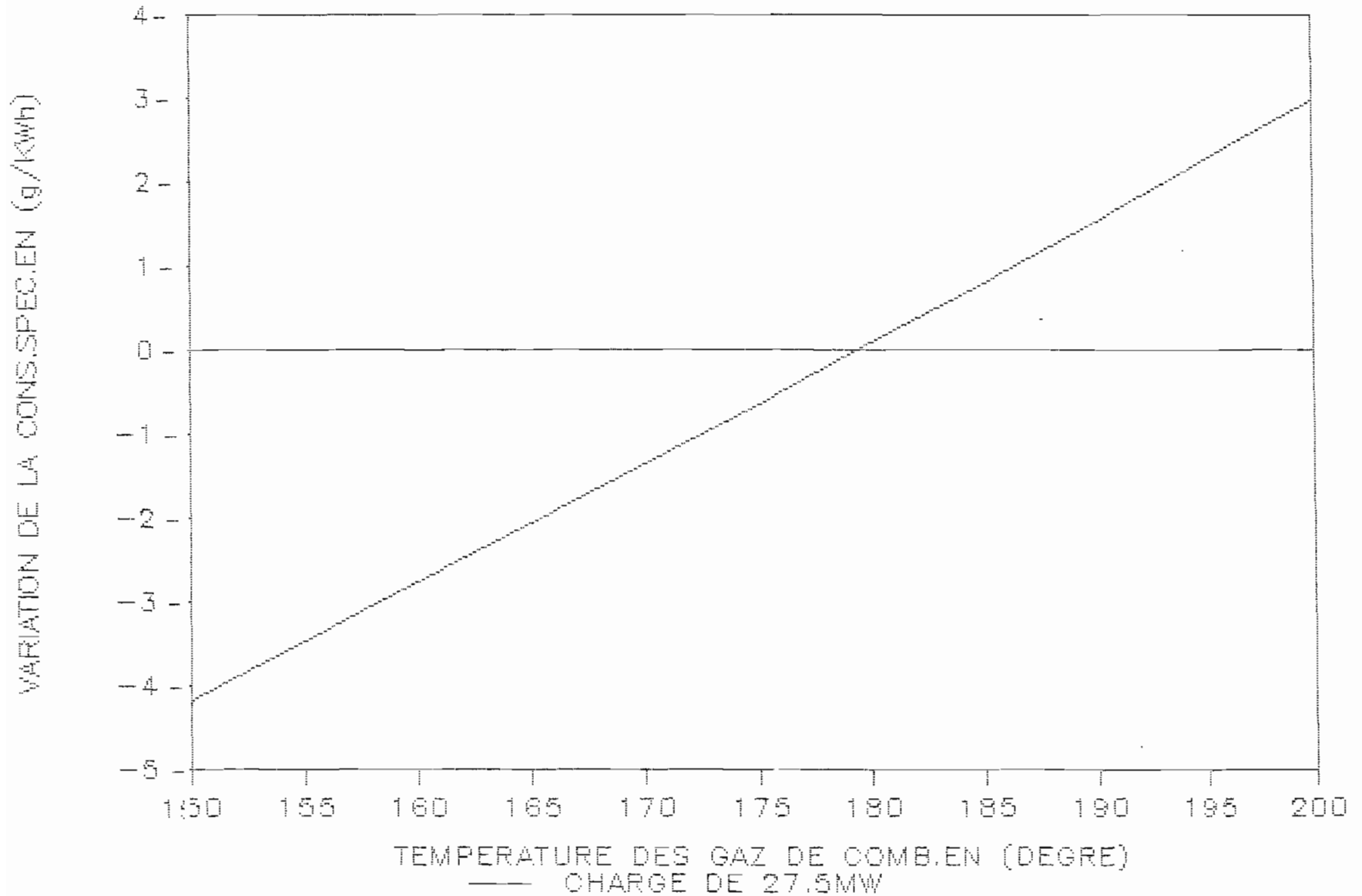
# VARIATION DE LA C.S. EN FONC DE TG

PROJET DE FIN D'ETUDES



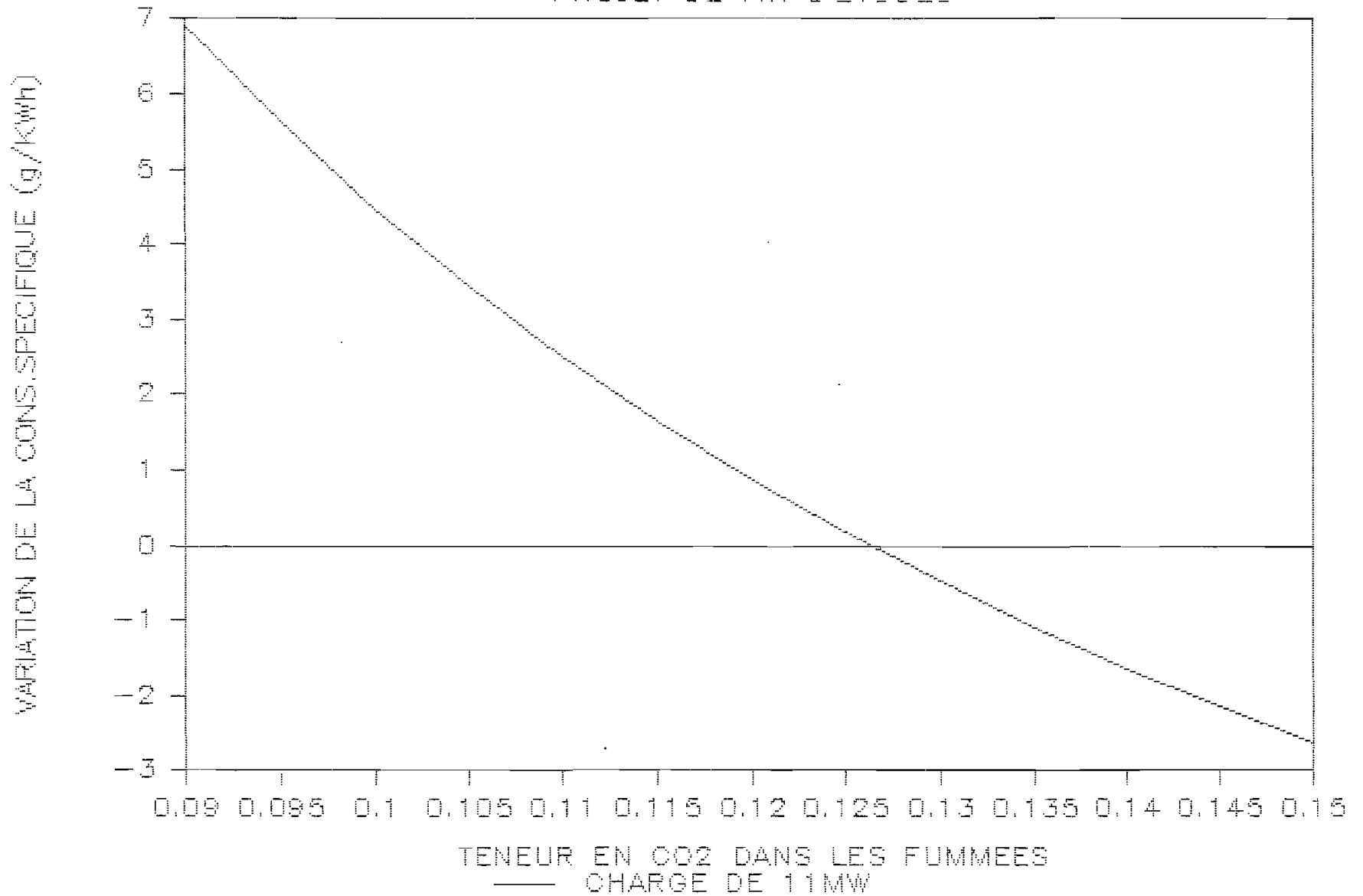
*variation de la c.s. en fonc. de Tg*

PROJET DE FIN D'ETUDES



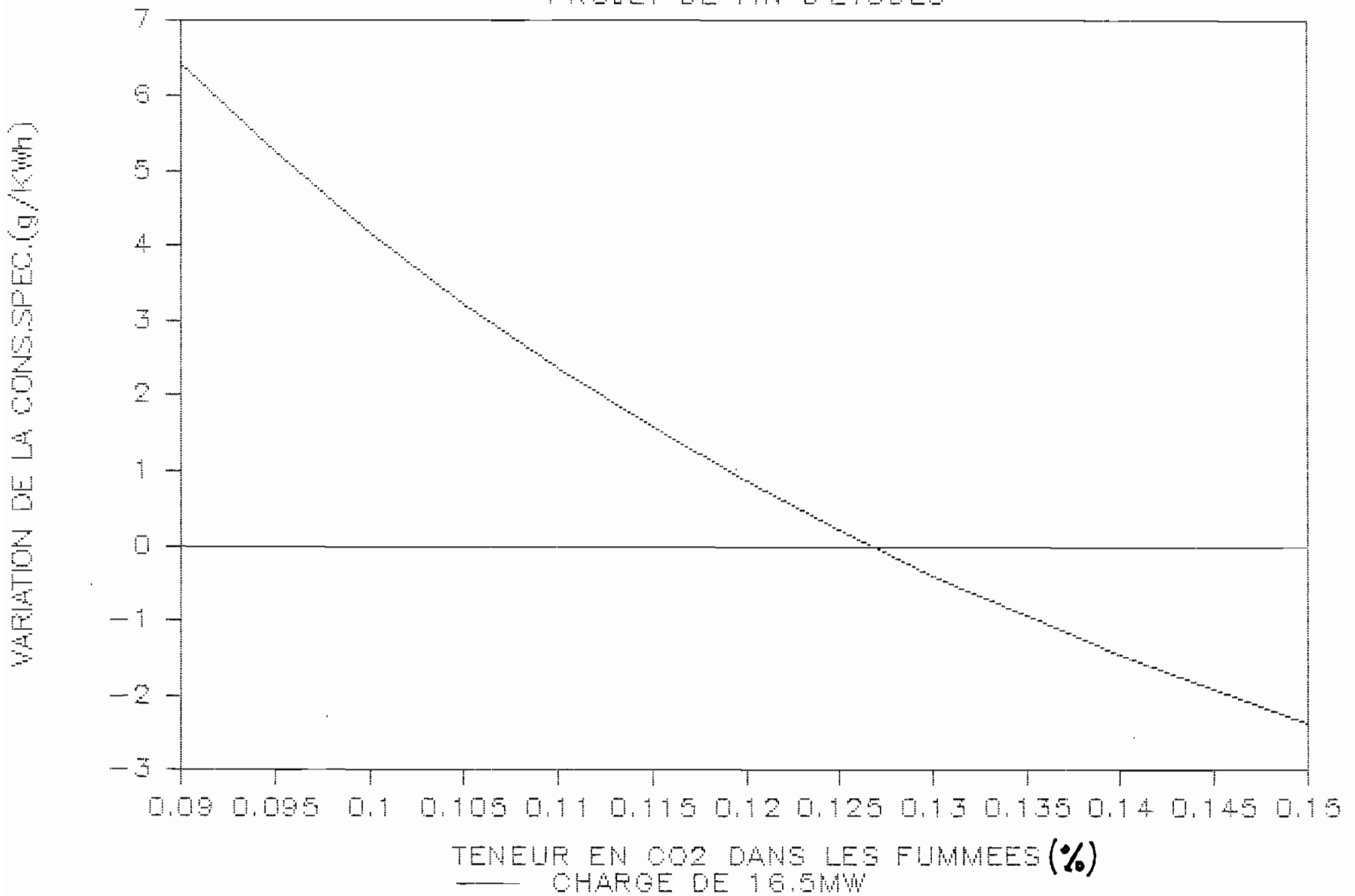
# VARIATION DE LA CONS.SPEC.EN FON.DU CO<sub>2</sub>

PROJET DE FIN D'ETUDES



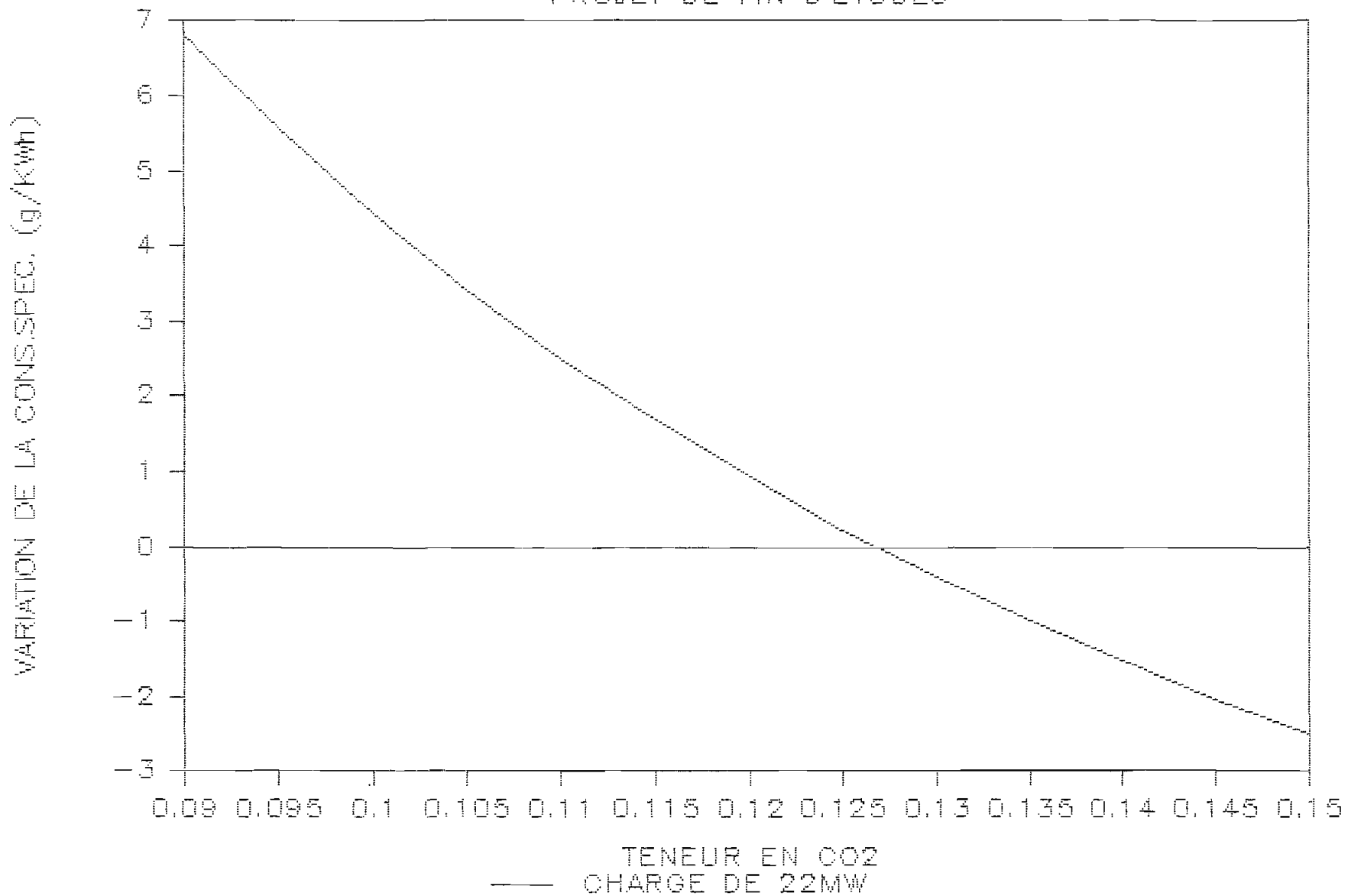
# VARIATION DE LA CONS.SPEC. EN FON. DU CO<sub>2</sub>

PROJET DE FIN D'ETUDES



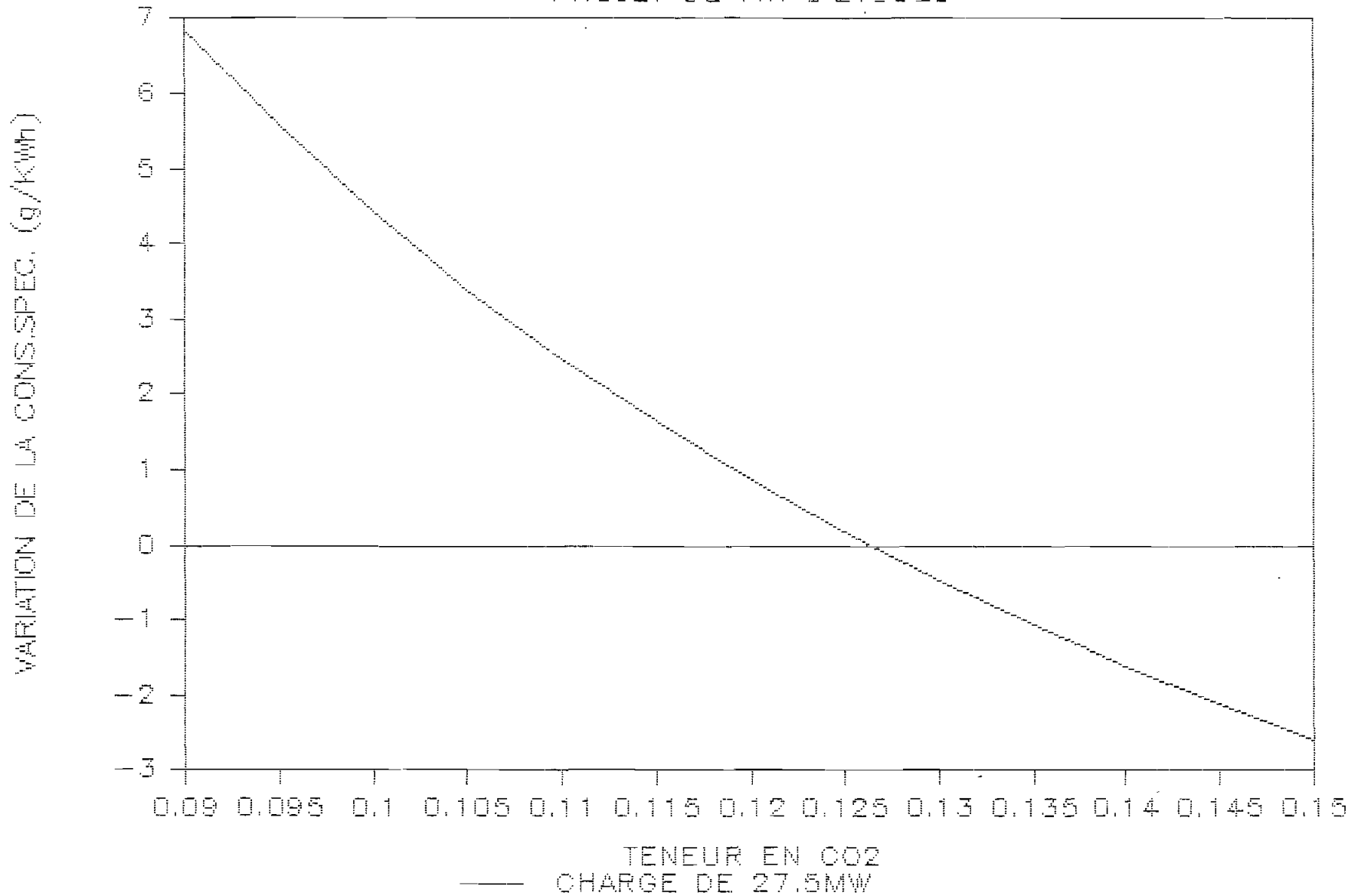
# VARIATION DE LA CONS.SPE. EN FONC. DU CO<sub>2</sub>

PROJET DE FIN D'ETUDES



# VARIATION DE LA CONS.SPE. EN FONC. DU CO<sub>2</sub>

PROJET DE FIN D'ETUDES

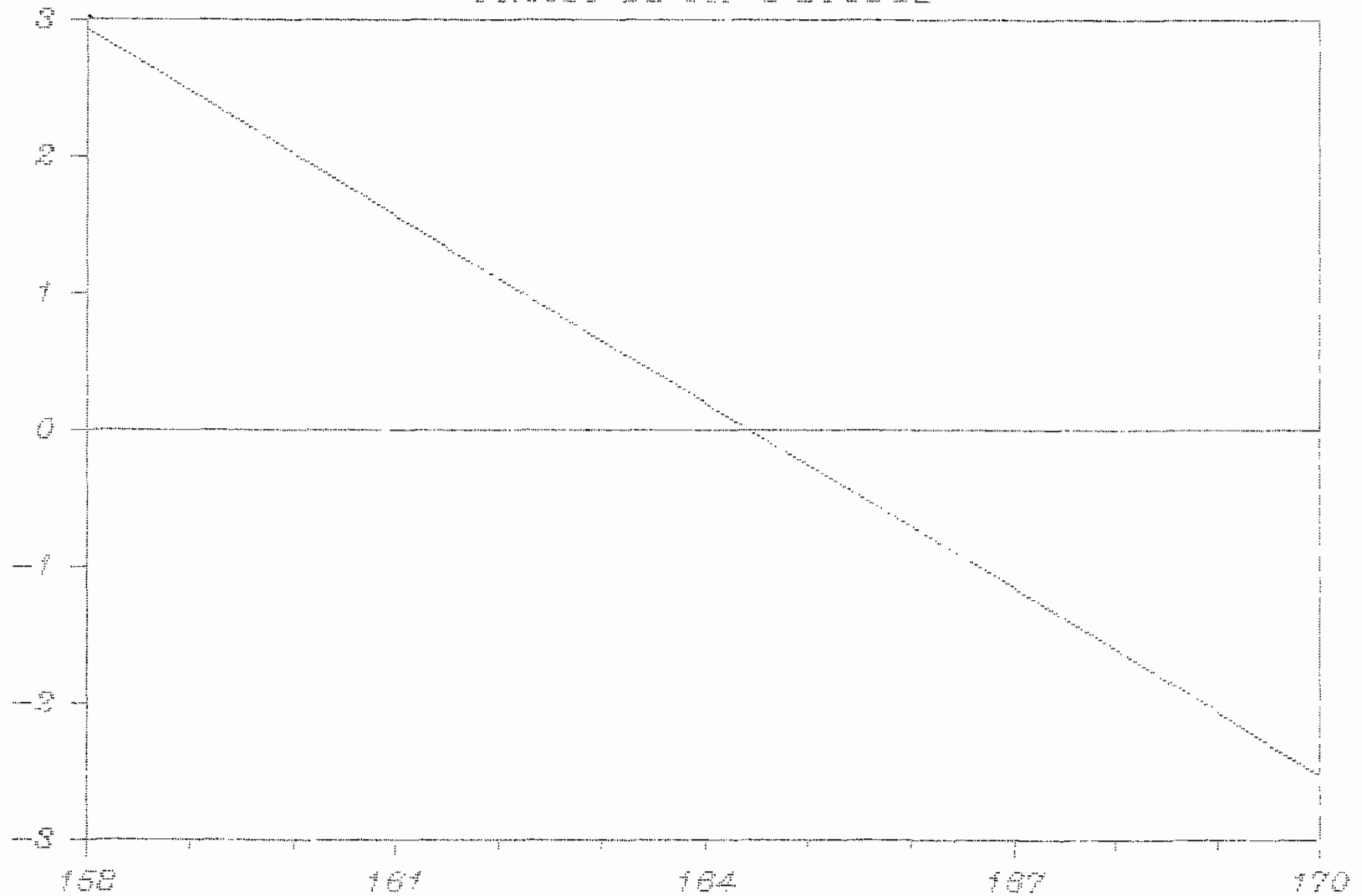




# VARIATION DE LA C.S. EN FONC. DE LA $T_{ed}$

PROJET DE FIN D'ETUDES

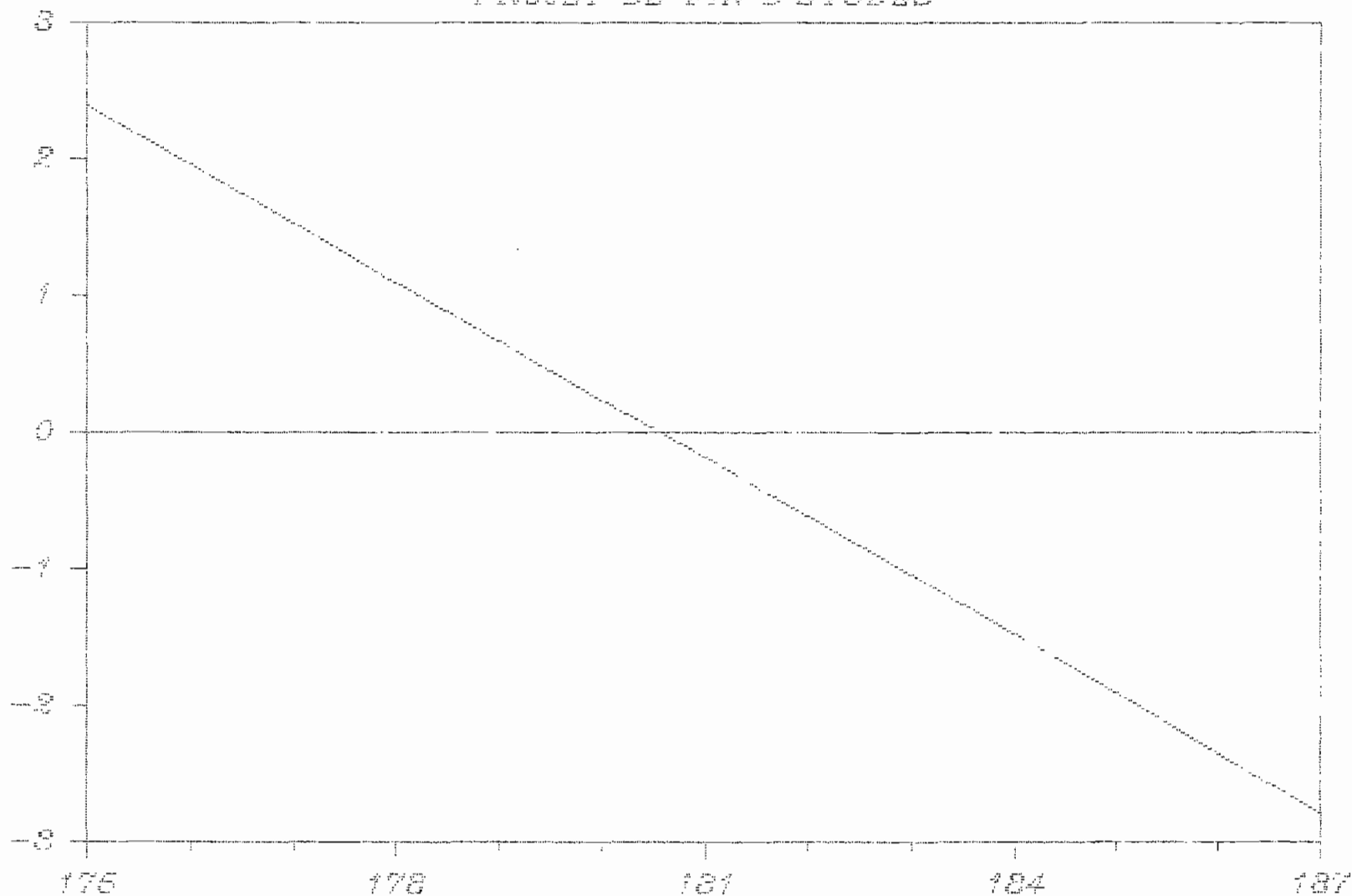
VARIATION DE LA CONSOMMATION (g/kWh)



TEMPERATURE EAU ENTREE CHAUDIERE  
— CHARGE DE 11 MW

VARIATION DE LA C. S. EN FONC. DE LA  $T_{e0}$   
PROJET DE FIN D'ETUDES

VARIATION DE LA CONSOMMATION EN (g/KWH)

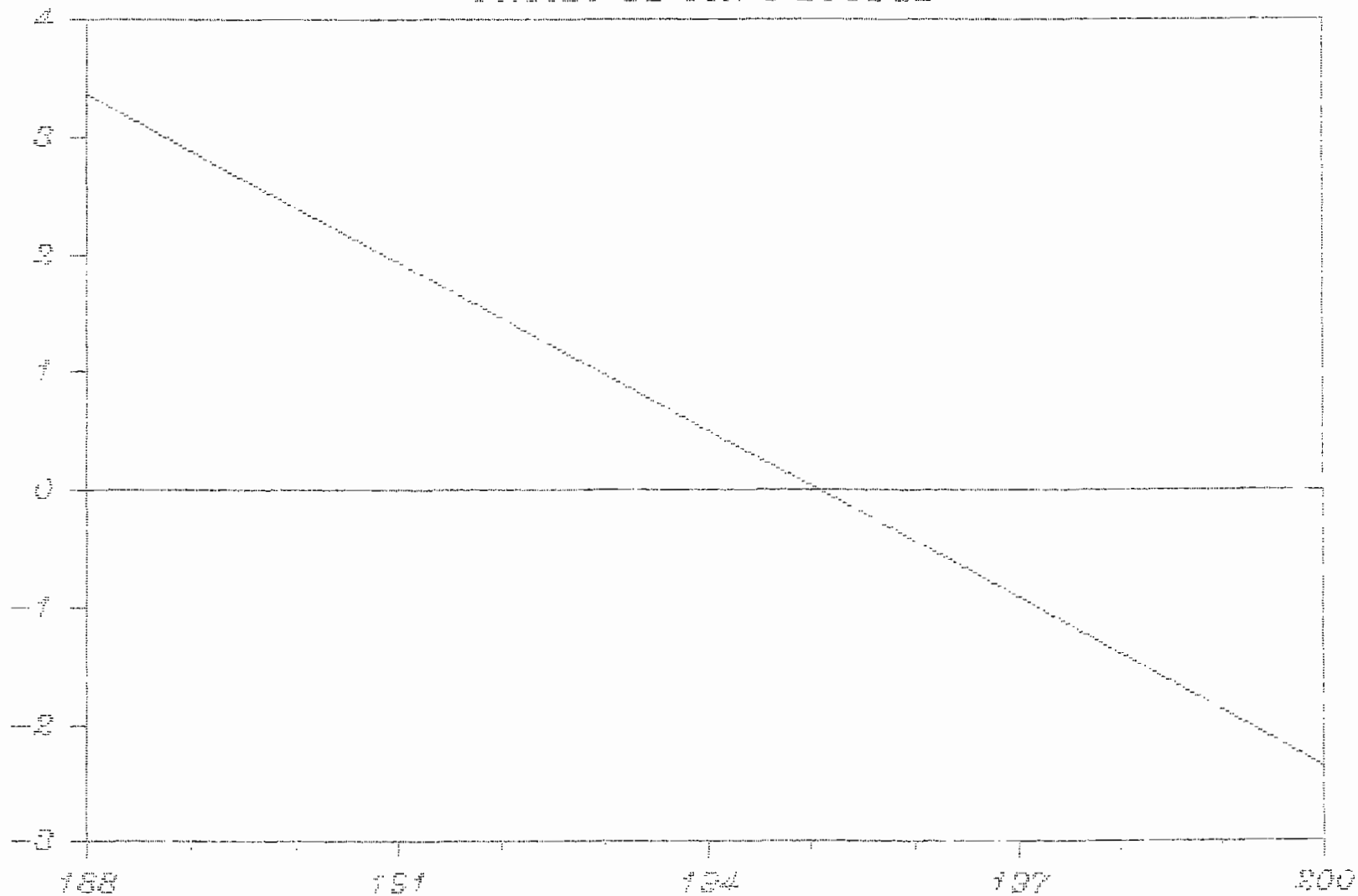


TEMPERATURE EAU AL'ENTREE CHAUDIERE  
— CHARGE DE 16.6 MW

# VARIATION DE LA C.S. EN FONC. DE LA $T_{ea}$

PROJET DE FIN D'ETUDES

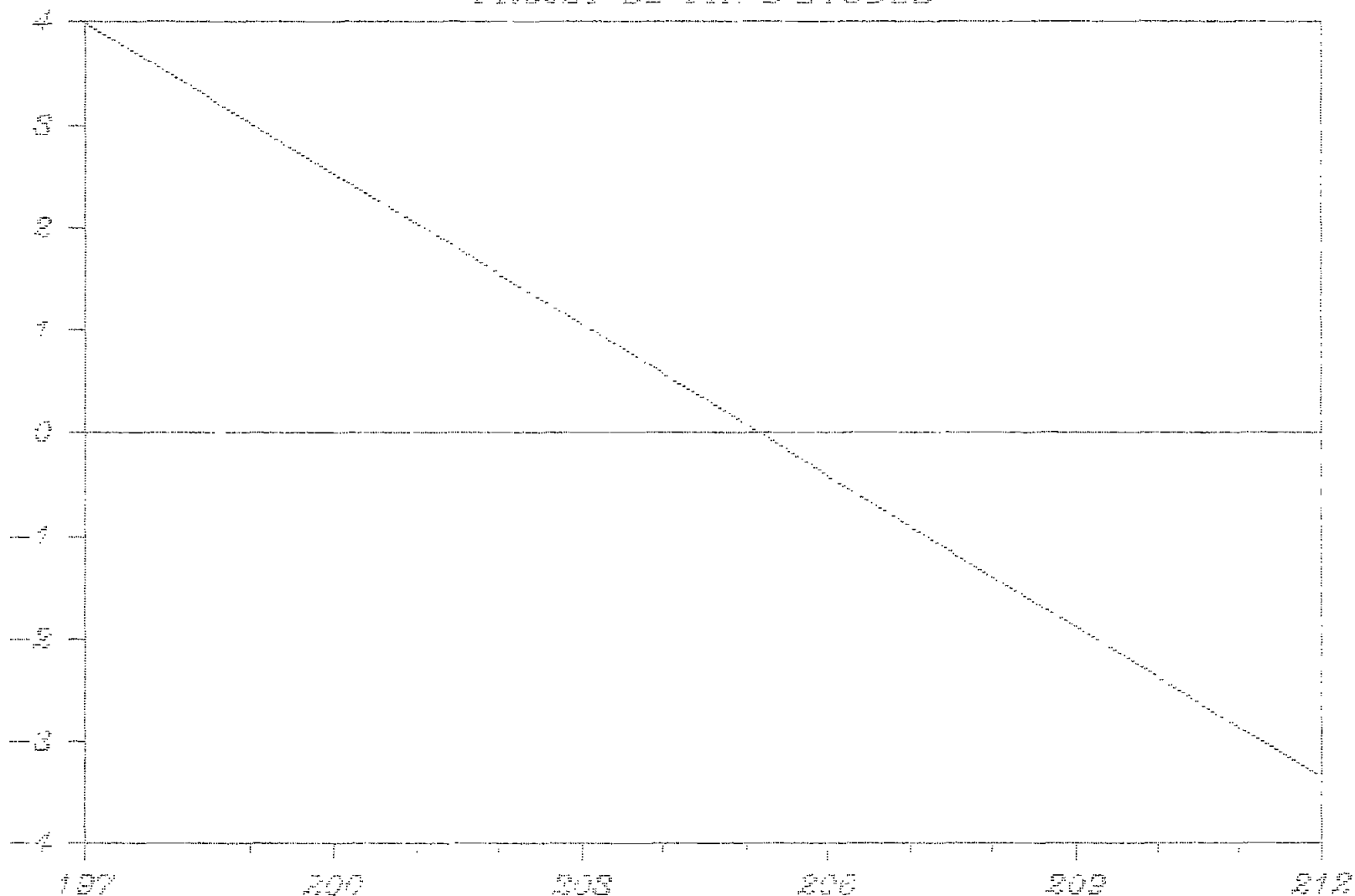
VARIATION DE LA CONSOMMATION (G/SEPH)



TEMP. EAU ALIMENTATION ENTREE CHAUDIERE  
—— CHARGE DE 22MW

VARIATION DE LA C.S. EN FONC. DE LA T<sub>eau</sub>  
PROJET DE FIN D'ETUDES

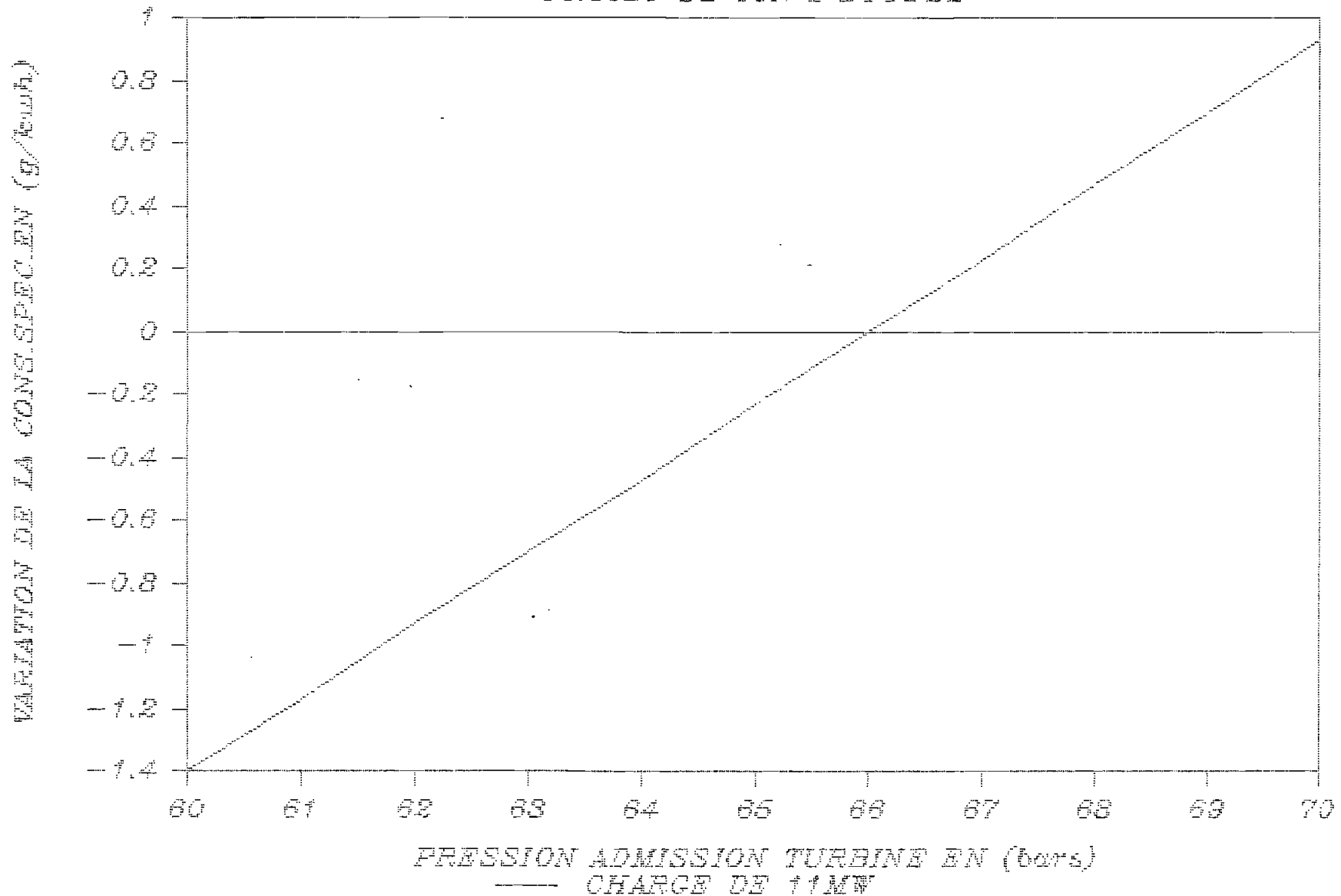
VARIATION DE LA CONSOMMATION (G/KWH)



TEMPERATURE ALIMENTATION ENTREE CHAUDIERE  
— CHARGE DE 37.5 MW

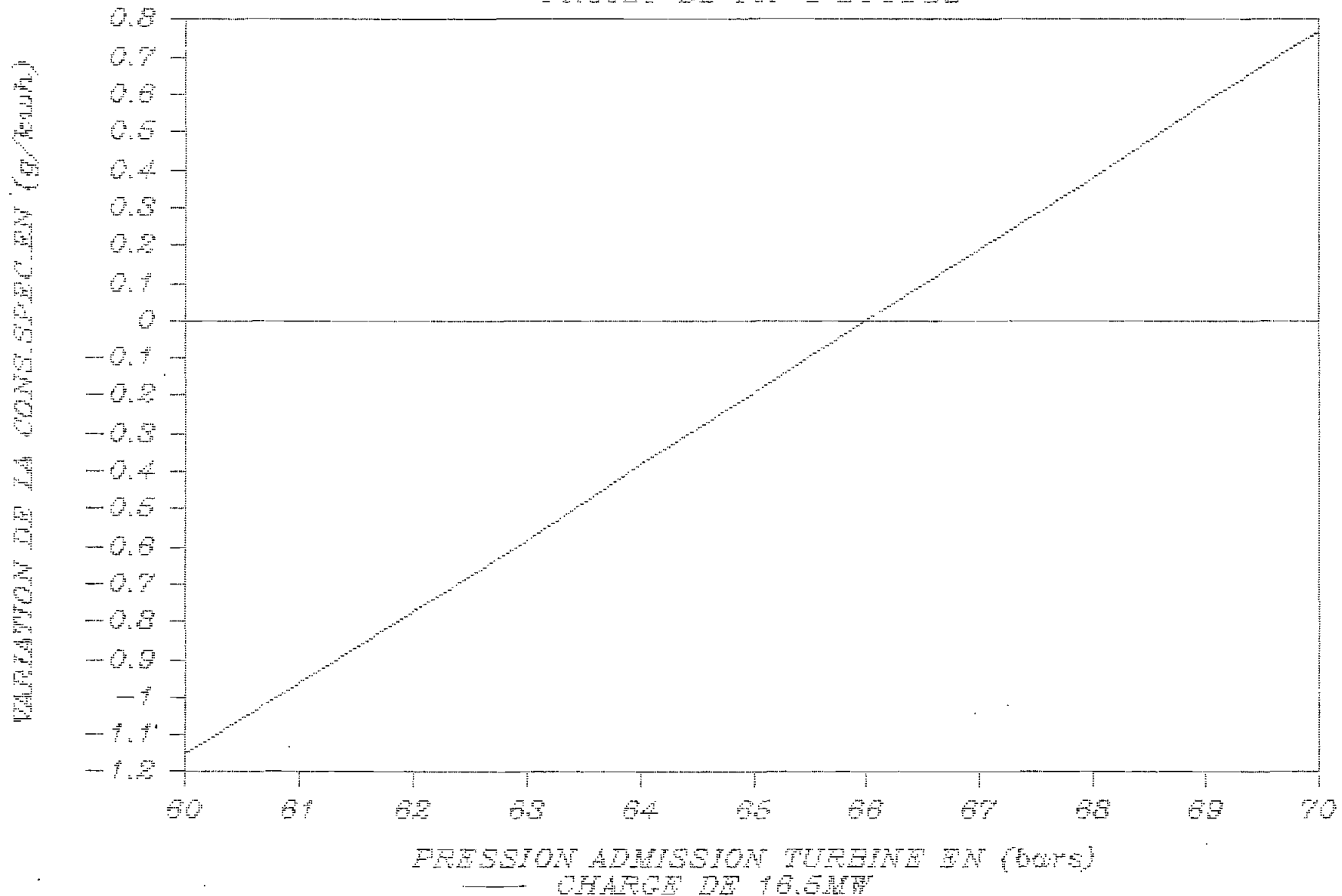
# VARIATION DE LA C.S. EN FONC. DE LA $P_{ad}$

PROJET DE FIN D'ETUDES

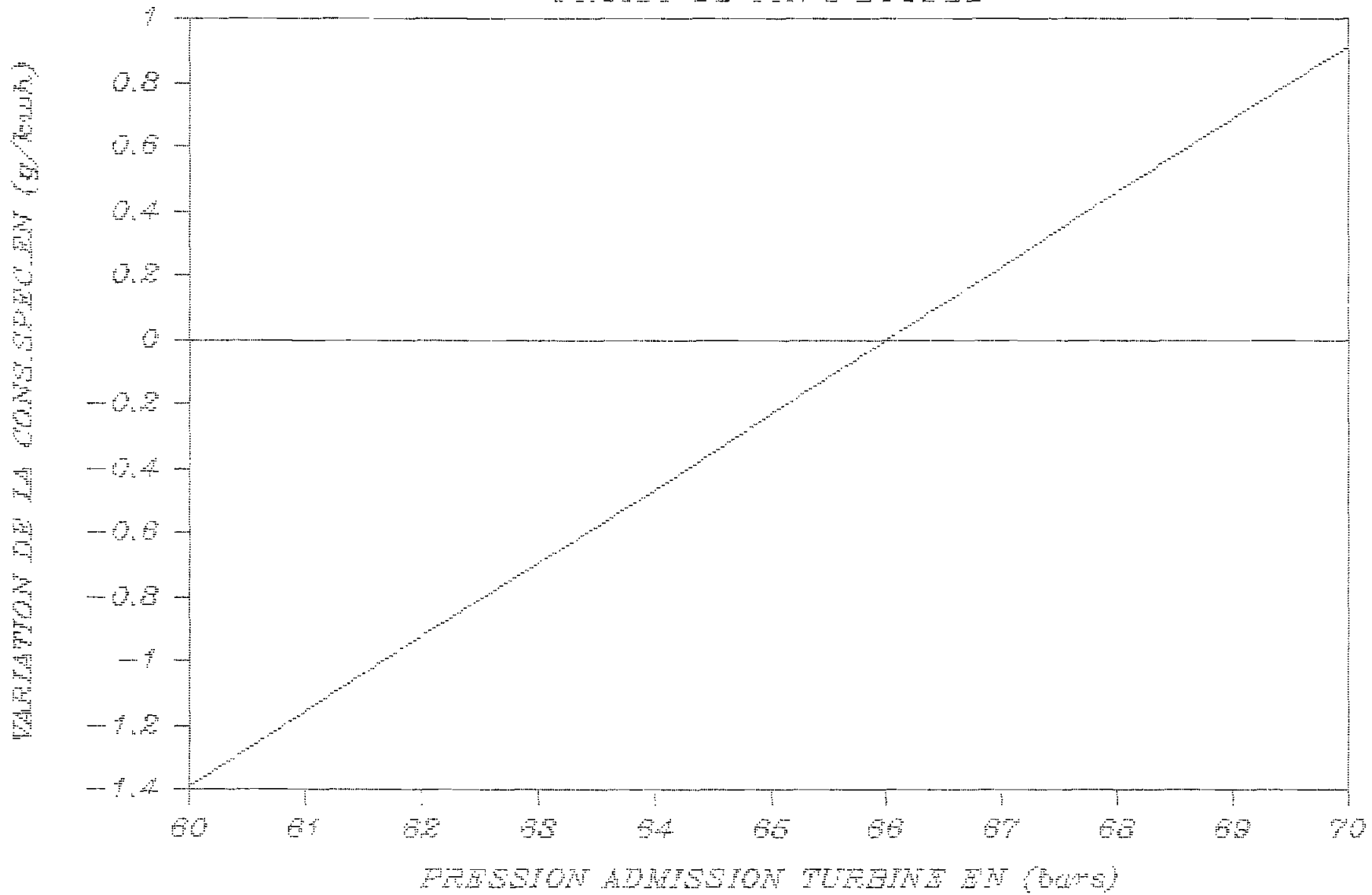


# VARIATION DE LA C.S. EN FONC. DE LA $P_{ad}$

PROJET DE FIN D'ETUDES



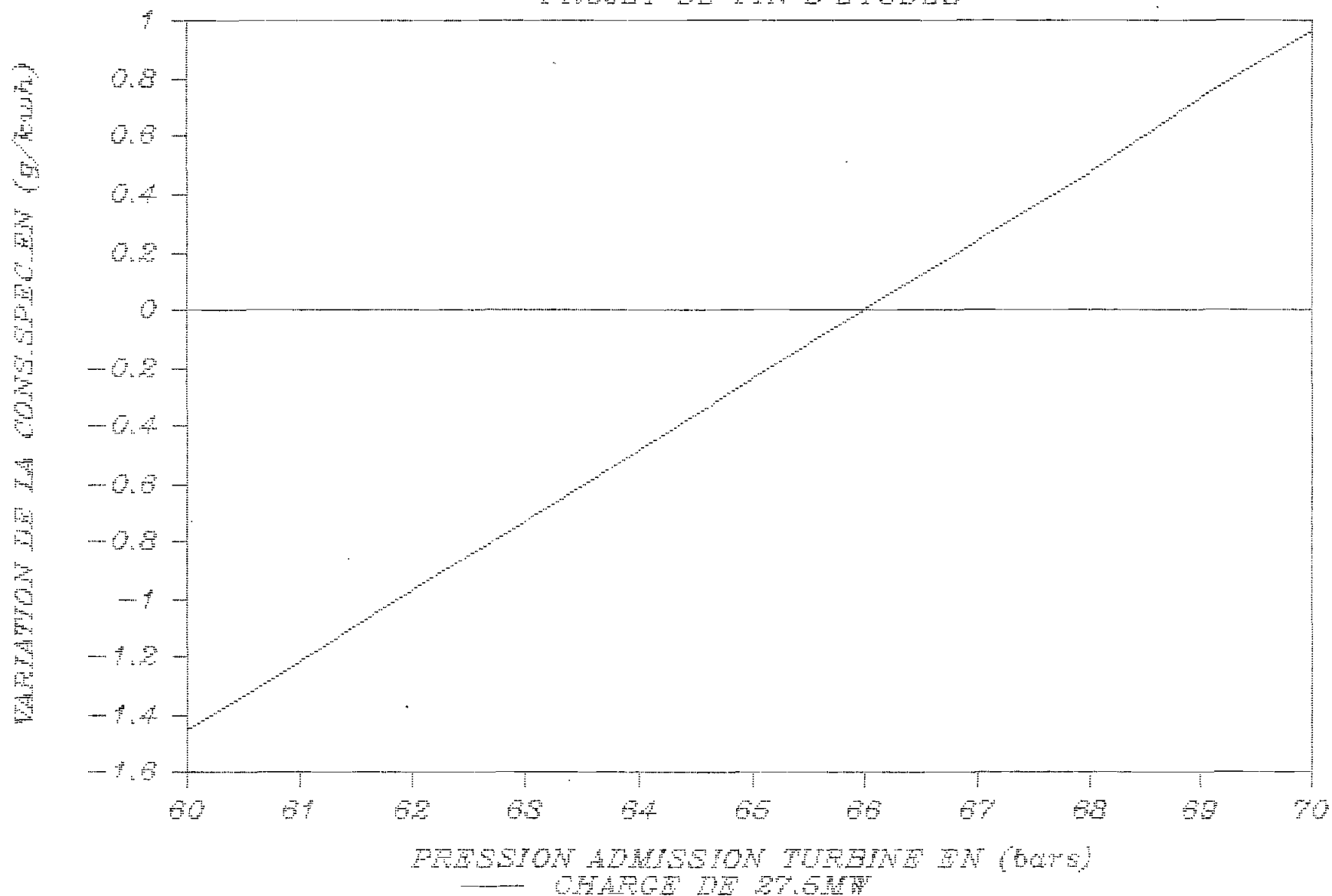
VARIATION DE LA C.S. EN FONC. DE LA  $P_{ad}$   
PROJET DE FIN D'ETUDES



CHARGE DE 22 MW

# VARIATION DE LA C.S. EN FONC. DE LA Pad

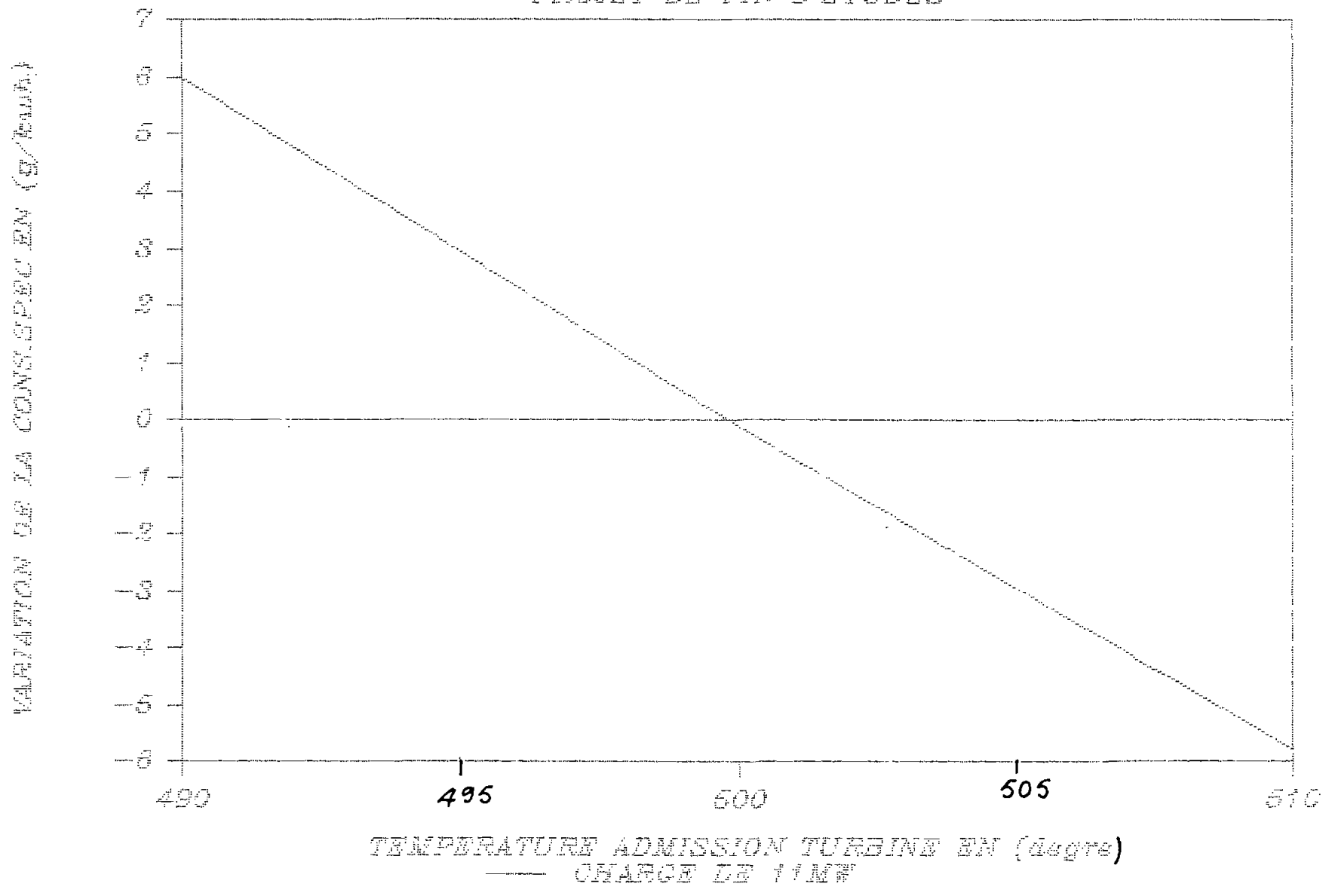
PROJET DE FIN D'ETUDES





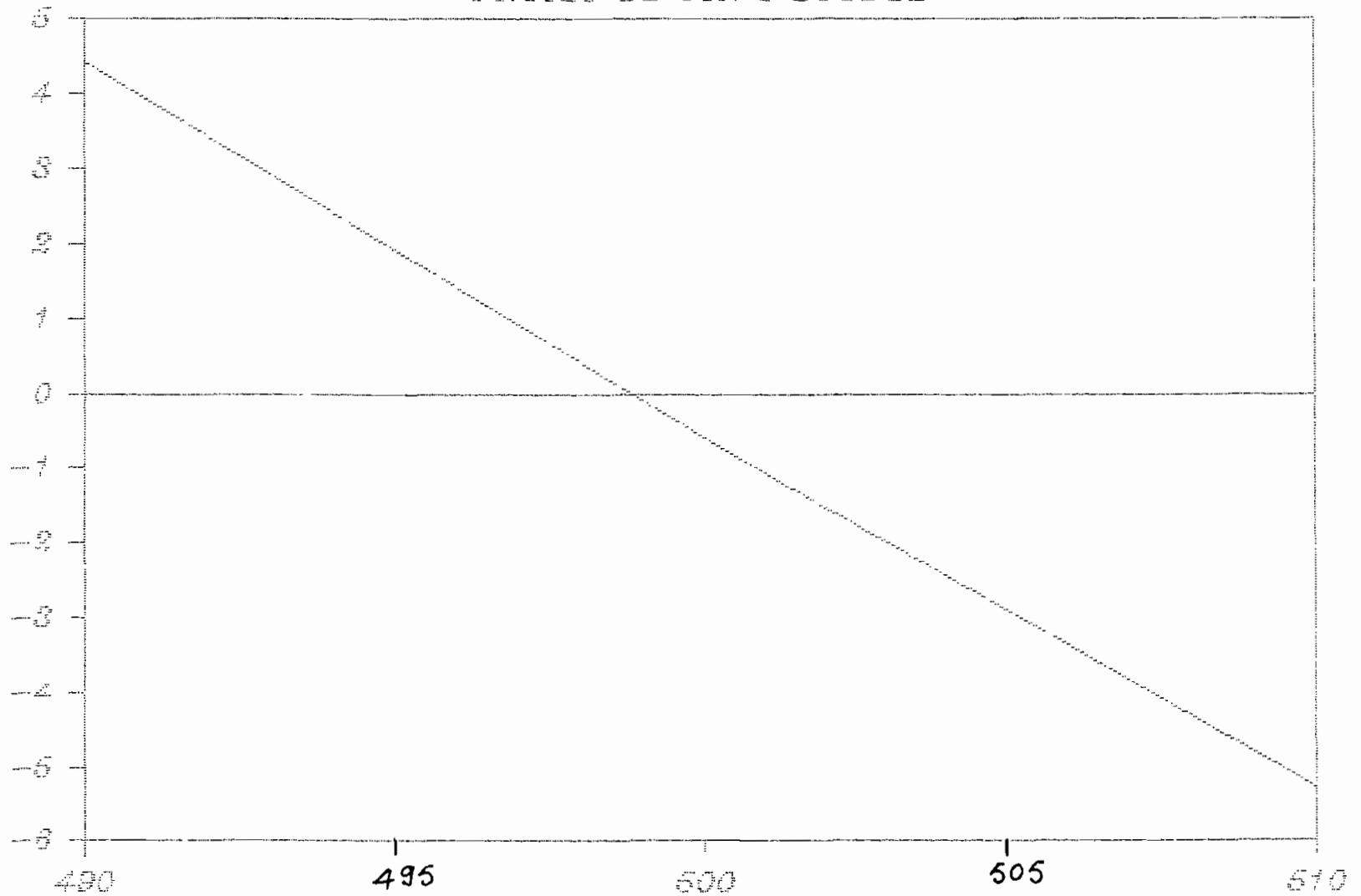
# VARIATION DE LA C.S. EN FONC. DE LA $T_{ad}$

PROJET DE FIN D'ETUDES



VARIATION DE LA C.S. EN FONC. DE LA T<sub>ad</sub>  
PROJET DE FIN D'ETUDES

VARIATION DE LA CONS. SPEC. EN (g/kwh)

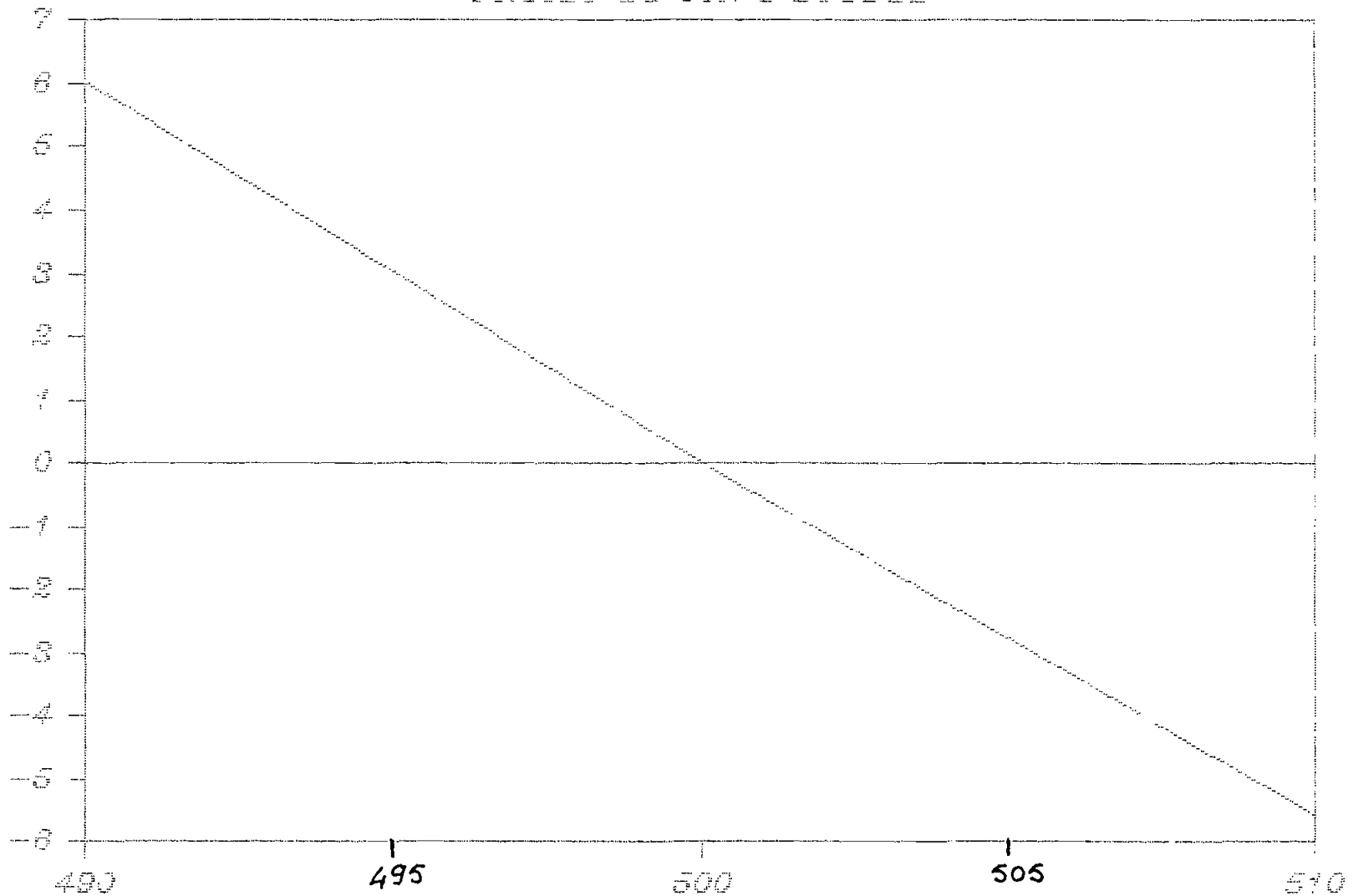


TEMPERATURE ADMISSION TURBINE EN (degre)  
— CHARGE DE 16MW, 5

# VARIATION DE LA C.S. EN FONC. DE LA T<sub>ad</sub>

PROJET DE FIN D'ETUDES

VARIATION DE LA CONS. SPEC. MW (g/kwh)



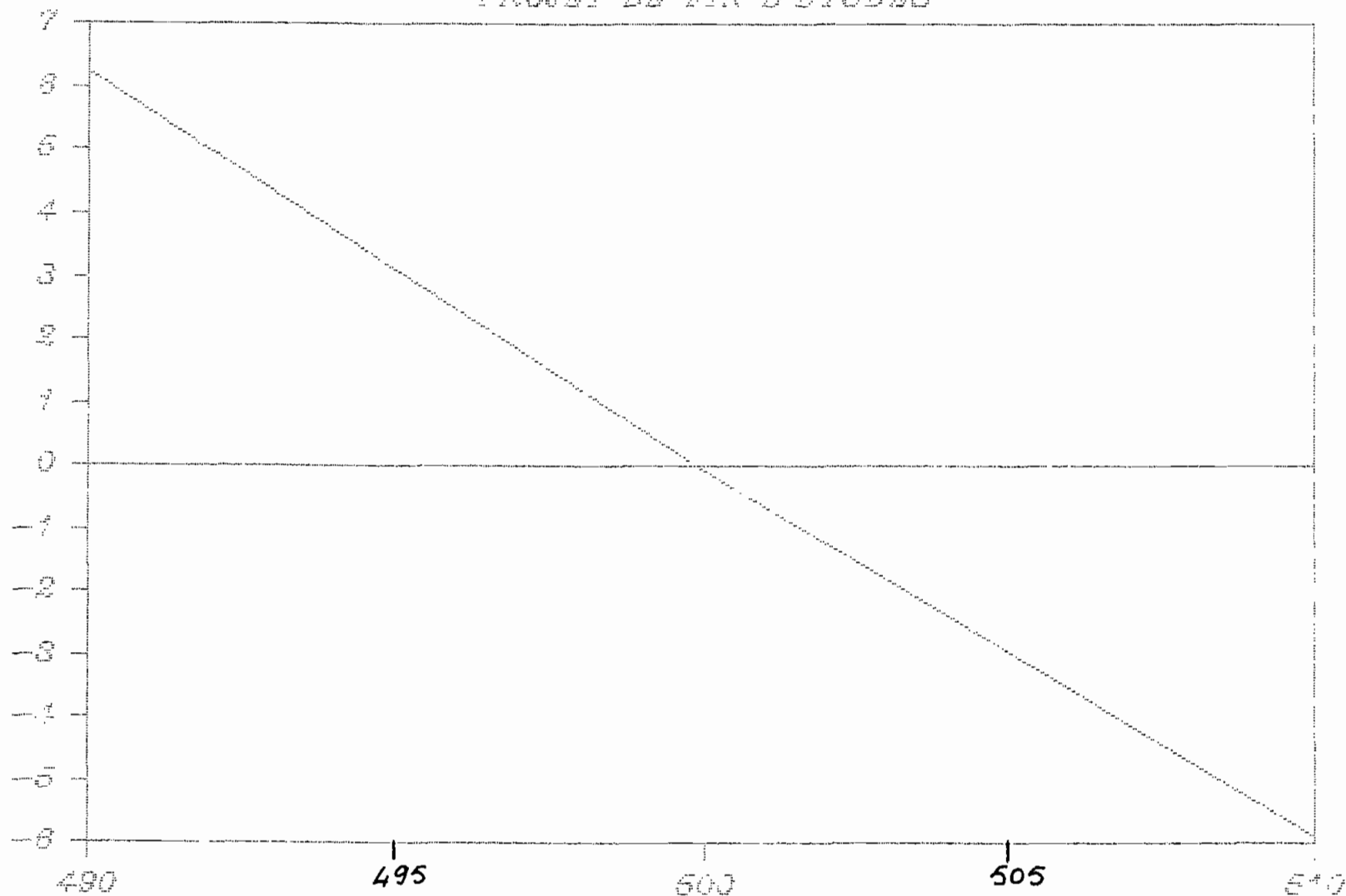
TEMPERATURE ADMISSION TURBINE EN (degre)

— CHARGE DE 25MW

# VARIATION DE LA C.S. EN FONC. DE LA $T_{ad}$

PROJET DE FIN D'ETUDES

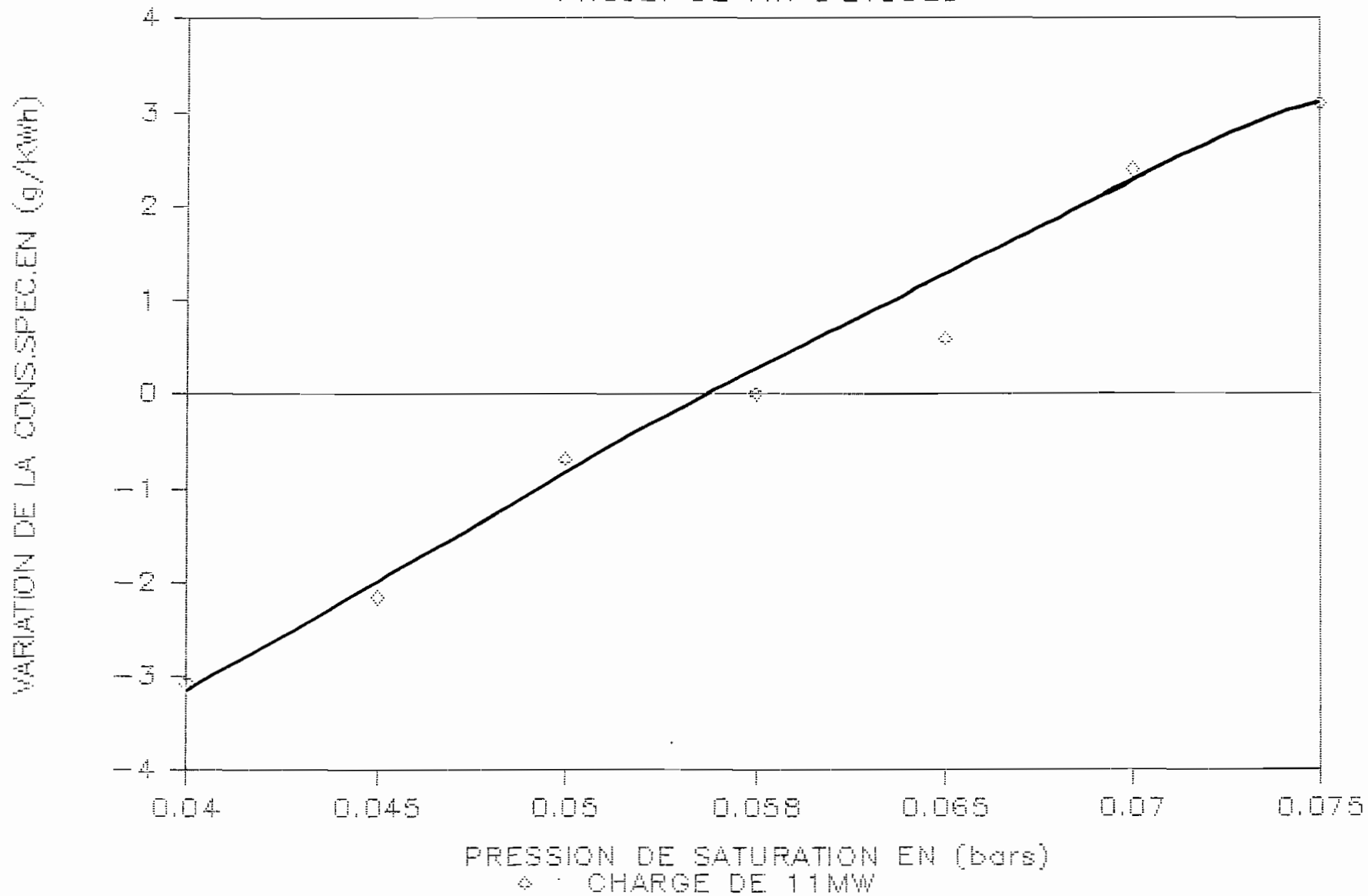
VARIATION DE LA CONS. SPEC. EN (g/kwh)



TEMPERATURE ADMISSION TURBINE EN (degre)  
— CHARGE DE 27.5MW

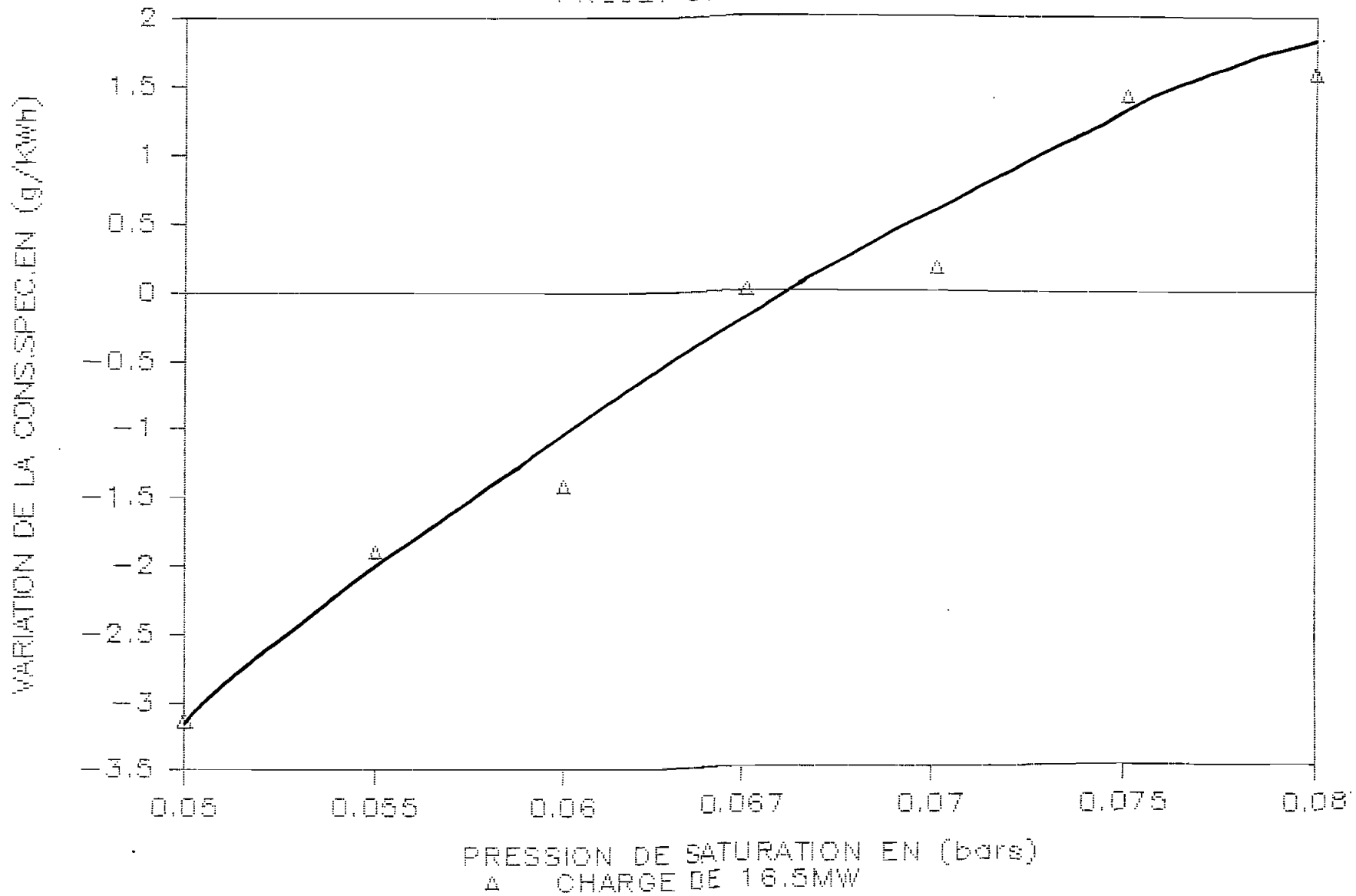
# VARIATION DE LA C.S. EN FONC. DE LA $P_{sat}$

PROJET DE FIN D'ETUDES



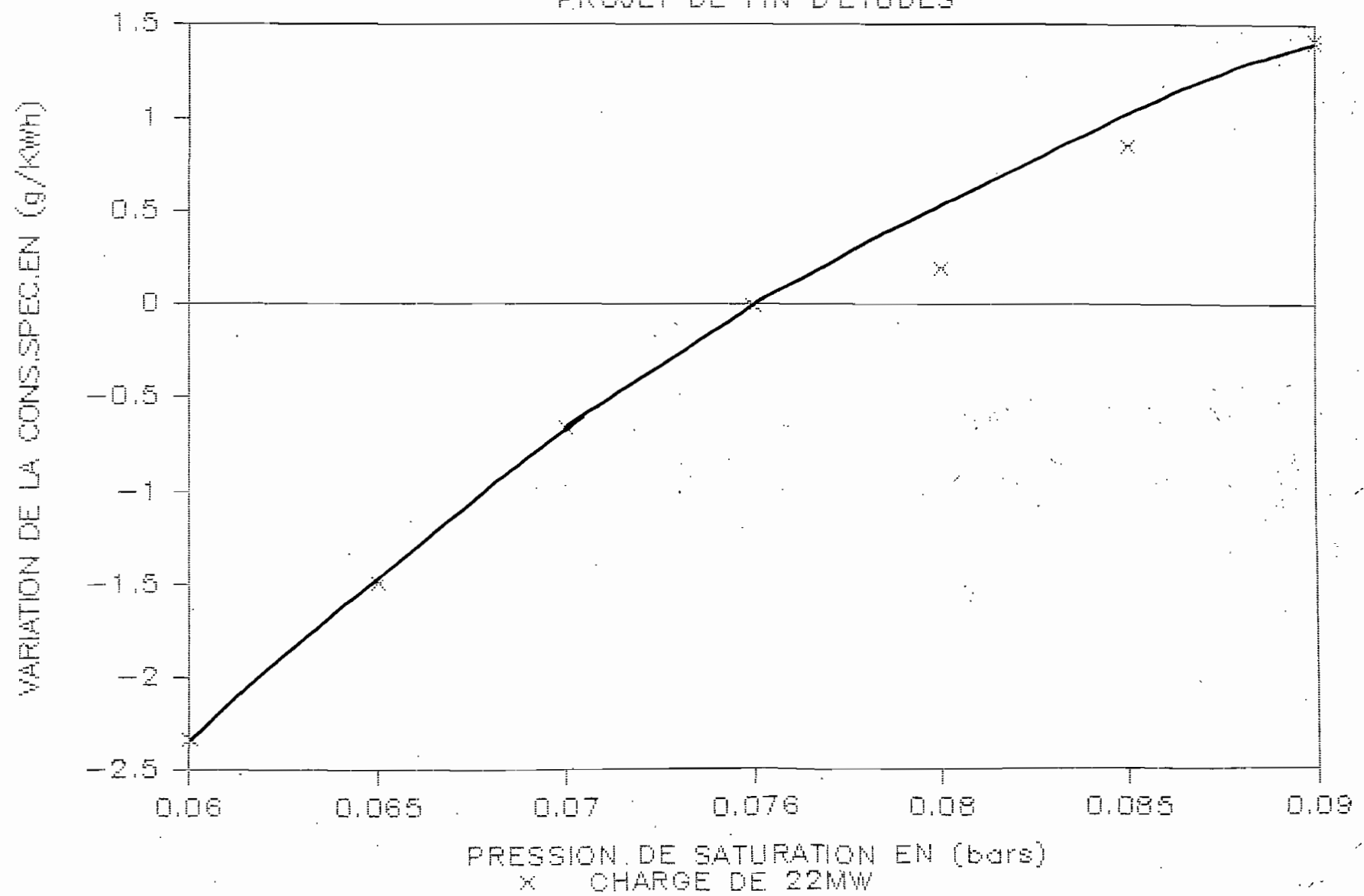
# VARIATION DE LA C.S. EN FONC. DE LA $P_{sat}$

PROJET DE FIN D'ETUDES



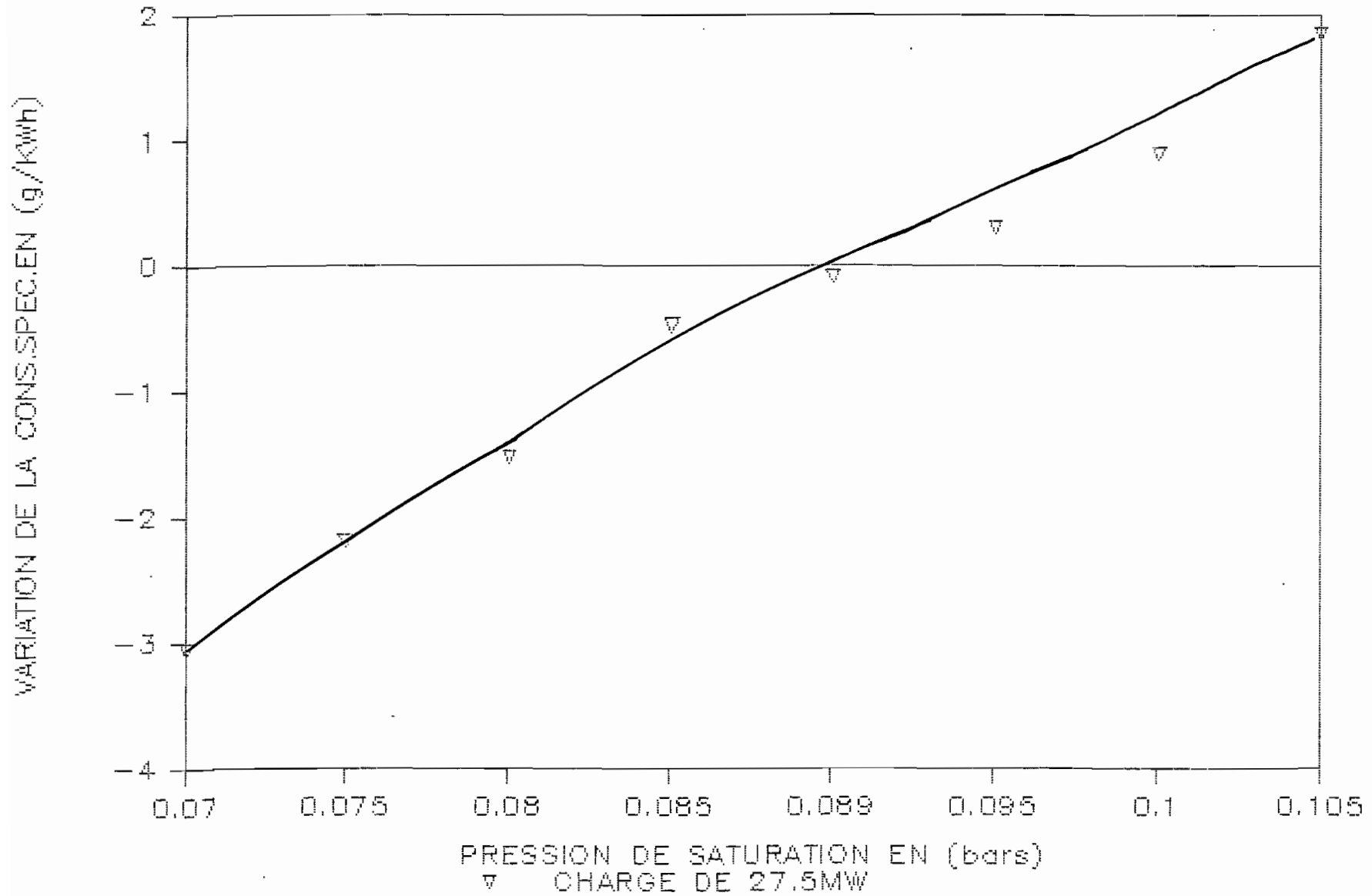
# VARIATION DE LA C.S. EN FONC. DE LA $P_{sat}$

PROJET DE FIN D'ETUDES



# VARIATION DE LA C.S. EN FONC. DE LA $P_{sat}$

PROJET DE FIN D'ETUDES





## ÉTABLISSEMENT DES TABLEAUX PÉRIODIQUES DE CONTRÔLE ÉCONOMIQUE

En possession des documents de base que nous avons préparé, ie les courbes de variation de la consommation spécifique en fonction de différents paramètres et pour différentes charges, de la consommation spécifique de référence pour chaque charge, nous aurons mensuellement à procéder aux opérations suivantes :

### 1°) Remplir le tableau A

Ce travail qui n'implique aucun calcul autre que celui de moyennes, pourra être confié à un employé spécialisé ou un agent technique.

Celui-ci aura intérêt à tenir un tableau de travail préparatoire comportant autant de colonnes que de jours dans le mois et sur lequel seront reportés journellement les renseignements utiles : lecture des appareils de contrôle, résultats d'analyses effectués par le laboratoire etc... (cf tableau A).

On reportera dans la dernière colonne de ce tableau les valeurs (moyennes) pour l'ensemble :

### 2°) Remplir le tableau B

Ce tableau implique l'utilisation des réseaux de courbes de correction de la consommation spécifique

et de petits calculs. Le soin de le remplir devra être confié à un agent technique bien spécialisé.

En considérant la dernière colonne de A, on remplit le tableau B.

TABLEAU A : Relevés

		1	2		30	Moyenne
Marche à	MW					
Consommation spécifique de <u>Combustible</u>	g / kWh					
Pouvoir calorifique supérieur	kcal / kg					
<u>Air comburant</u>						
température sortie ventilateur de soufflage	°C					
<u>Gaz de combustion</u>						
teneur en CO <sub>2</sub>	%					
température des gaz	°C					
<u>Eau et Vapeur</u>						
température eau alimentation entrée economiseur	°C					
Pression de saturation	bars					
Pression de la vapeur à l'admission de la turbine	bars					
Température de la vapeur à l'admission de la turbine	°C					

TABLEAU B : Analyse de la consommation spécifique

Consommation spécifique de référence pour la marche considérée.	g / kWh	...
Écarts dus au PCS	g / kWh	...
Écarts dus à la To	— " —	...
Écarts dus à la Tg	— " —	...
Écarts dus à la Tea	— " —	...
Écarts dus à la Psat	— " —	...
Écarts dus à Pad	— " —	...
Écarts dus à la Tad	— " —	...
— " — ... à la variation de CO <sub>2</sub>	— " —	...
Somme des Écarts	g / kWh	...
Consommation calculée =		
Cons. specif. de référence + $\Sigma$ écarts	— " —	...
Écart inexpliqué =		
différence entre cons. observés et calculés	— " —	...

## CONCLUSION.

Pour déterminer la consommation optimale de base d'une tranche donnée au vrai sens de l'expression ie le minimum de la consommation spécifique de combustible de la tranche, il faut nécessairement avoir les données dans les conditions optimales qu'il serait possible de réaliser. Alors depuis le début de cette étude, nous nous sommes toujours posés la question : est-ce que les schémas chiffrés utilisés pour ce calcul représentent un fonctionnement optimal? Même s'ils le représentent, le rendement de la chaudière introduit dans les calculs a été déterminé à partir d'un combustible pris arbitrairement et qui n'est peut être pas le meilleur disponible sur le marché.

Donc dans ces conditions, on ne peut pas parler de meilleur rendement de la chaudière ni de meilleur consommation spécifique ou consommation optimale de base.

Cependant il faut noter que même si la consommation calculée ne représente pas une consommation optimale de base mais seulement une consommation de référence obtenue à partir de paramètres appelés paramètres de référence, l'objectif du projet peut être atteint. Cet objectif est de d'établir des documents de base pour un contrôle économique manuel. S'ailleurs il est même plus réaliste de travailler avec ces paramètres de référence que de

considérer les données du constructeur pour une installation qui date de plus de vingt ans.

L'établissement des documents de base n'est fait qu'avec quatre paliers de charge: chargement à  $\frac{2}{4}$ ,  $\frac{3}{4}$ ,  $\frac{4}{4}$  et  $\frac{5}{4}$  pour le groupe à vapeur de 22/27,5 MW

Ceci peut constituer un blocage au contrôle économique pour des taux de chargement intermédiaires.

Par conséquent une solution complète ne peut pas être apportée à ce niveau, car les chargements précités sont les seuls disponibles dans les schémas chiffrés du groupe turbine - chaudière. (cf. Annexe ).

### Recommandations

Comme nous l'avons déjà constaté dans le calcul de la consommation optimale de base pour différentes charges, on a la meilleure consommation spécifique à un taux de chargement égal à  $\frac{3}{4}$  de la charge. Ceci s'explique par le fait que le rendement du turbo-groupe est maximal à  $\frac{3}{4}$  de sa puissance nominale.

Pour la tranche 301 de puissance nominale 22 MW :

P (MW)	$11 = \frac{2}{4} P_n$	$16,5 = \frac{3}{4} P_n$	$22 = P_n$	$27,5 = \frac{5}{4} P_n$
C.O.B (g/kWh)	281,32	258,77	274,27	277,30

La puissance de 16,5 MW correspondant à  $\frac{3}{4}$  de la puissance nominale de la tranche 301, est celle de la meilleure consommation spécifique.

Un fonctionnement à  $\frac{3}{4}$  de la puissance nominale réalise une économie de 960 000 FCA par GWh produit sur le fonctionnement à pleine charge, et une économie de 1.148 000 FCA par GWh produit sur le fonctionnement à  $\frac{5}{4}$  de la puissance nominale. Si cette économie est évaluée en grammes de combustible nous avons, pour un fonctionnement à  $\frac{3}{4}$  de la charge nominale :

- 15,5 g/kWh d'économie par rapport à un fonctionnement à 22 MW
- 18,53 g/kWh — " — " — " — " — " — " — de 27,5 MW.

Cette économie certainement plus importante sur les tranches 302 et 303 de puissance nominale 30MW chacune, rapportée au nombre total de GWh produit par année doit attirer l'attention de la SENELEC. Sur ceci, nous proposons un fonctionnement à  $\frac{3}{4}$  de la puissance nominale, même si cela doit nécessiter des tranches supplémentaires pour satisfaire la demande. Bien que cette installation nécessite un investissement colossal d'une part, mais permet d'autre part de réaliser une économie pouvant amortir à moyen terme le coût de l'installation.

Hormis l'économie réalisée sur le combustible, l'avantage de faire fonctionner les tranches à  $\frac{3}{4}$  de leur puissance nominale au lieu de la pleine charge est l'augmentation de leur durée de vie.



## ANNEXE A<sub>1</sub>

Marche à 11 MW.

$$\begin{aligned} 1^{\circ}) \quad Q_T &= D_0 (i_0 - i_{e0}) \\ &= 44050 \frac{\text{kg}}{\text{H}} \times \frac{1}{3600\text{s}} (816,1 - 166,5) \times 4,18 = \end{aligned}$$

$$Q_T = 33225,055 \text{ kW.}$$

2°) Le travail effectif de la turbine

$$D_0 = 1 \text{ kg/s} \quad ; \quad D_1 = 0,968 \text{ kg/s}$$

$$D_2 = 0,9293 \text{ kg/s} \quad ; \quad D_3 = 0,8805 \text{ kg/s}$$

$$D_4 = 0,8199 \text{ kg/s} \quad ; \quad D_5 = 0,8078 \text{ kg/s}$$

$$\begin{aligned} Q_T^e &= (816,1 - 715,6) + 0,968 (715,6 - 694,3) + \\ & 0,9293 (694,3 - 662,8) + 0,8805 (662,8 - 626,4) \\ & + 0,8199 (626,4 - 578,7) \\ & + 0,8078 (578,7 - 556) = 239,89 \text{ kcal/s} \end{aligned}$$

$$Q_T^e = 239,89 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \times 44050 \times \frac{1}{3600} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,18 = 12269,64 \text{ kW}$$

3°) Le travail équivalent aux pertes de débit.

$$600 \frac{\text{kg}}{\text{H}} \times \frac{1}{3600\text{s}} \times 713,9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \times 4,18 = 497,35 \text{ kW}$$

4°) Le travail fourni par la turbine :

$$Q_T^e = 12269,64 - 497,35 = 11772,30 \text{ kW.}$$

5°) Le rendement global brut du groupe chaudière - turbine

$$\eta_g = \frac{\eta_{ch} \times Q_T^e}{Q_T} = \frac{0,0681 \times 11772,30}{33225,055}$$

$$\eta_g = 0,3075 \quad (30,75\%)$$

6°) La consommation de combustible pour la production d'une kilowatt-heure

$$b = \frac{3600}{4,18 \times PCI \times \eta_g} = \frac{3600}{4,18 \times 9956 \times 0,3075}$$

$$b = \underline{281,32 \text{ g} / \text{kWh}}$$

Marche à 16,5 MW.

1°) La quantité de chaleur produite par le générateur de vapeur,  $Q_T$ .

$$Q_T = D_0 (i_0 - i_{e0}) \\ = 64550 \times \frac{1}{3600} (816,1 - 184,6) \times 4,18$$

$$Q_T = 47330 \text{ kW}$$

2°) Le travail effectif de la turbine,  $Q_T^e$

$$D = 1 \text{ kg/s} \quad ; \quad D_1 = 0,964 \text{ kg/s} \\ D_2 = 0,921 \text{ kg/s} \quad ; \quad D_3 = 0,868 \text{ kg/s} \\ D_4 = 0,804 \text{ kg/s} \quad ; \quad D_5 = 0,786 \text{ kg/s}$$

$$Q_T^e = (816,1 - 725,7) + 0,964 (725,7 - 704,2) + \\ + 0,921 (704,2 - 670,2) + 0,868 (670,2 - 632,3) \\ + 0,804 (632,3 - 582,8) + 0,786 (582,8 - 533) \\ = 254,280 \text{ Kcal}$$

$$Q_T^e = \frac{64550}{3600} \times 254,280 \times 4,18 = 19058,27 \text{ kW}$$

3°) Le travail équivalent aux pertes de débits.

$$940 \times \frac{1}{3600} \times 725,3 \times 4,18 = 791,62 \text{ kW}$$

4°) Le travail fourni par la turbine

$$Q_T^e = 19058,27 - 791,62 = 18266,65 \text{ kW}$$

5°) Le rendement global brut du groupe turbo-chaudière

$$\eta_g = \frac{\eta_{ch} \times Q_T^e}{Q_T} = \frac{0,8681 \times 18\,266,65}{47\,380}$$

$$\eta_g = 0,3343 \quad (33,43\%)$$

6°) La consommation de combustible par la production d'un kilowattheure.

$$b = \frac{3\,600}{4,18 \times PCI \times \eta_g} = \frac{3\,600}{4,18 \times 9\,956 \times 0,3343}$$

$$b = \underline{258,77} \text{ g / kWh}$$

Marche à 22 MW

1°) La quantité de chaleur produite par le générateur de vapeur,  $Q_T$ .

$$Q_T = D_0 (i_0 - i_{e0}) \\ = 85310 \times \frac{1}{3600} (816,1 - 198,6) \times 4,18 =$$

$$Q_T = 61883,07 \text{ kW.}$$

2°) Le travail effectif de la turbine :  $Q_T^e$ .

$$D_0 = 1 \text{ kg/s} \quad ; \quad D_1 = 0,960 \text{ kg/s} \\ D_2 = 0,913 \text{ kg/s} \quad ; \quad D_3 = 0,856 \text{ kg/s} \\ D_4 = 0,789 \text{ kg/s} \quad ; \quad D_5 = 0,768 \text{ kg/s}$$

$$Q_T^e = (816,1 - 734,9) + 0,960 (734,9 - 712,6) + \\ + 0,913 (712,6 - 677,6) + 0,856 (677,6 - 637,7) \\ + 0,789 (637,7 - 586,1) + 0,768 (586,1 - 552,5) \\ = 235,230 \text{ kcal}$$

$$Q_T^e = 235,230 \times 4,18 \times 23,975 = 23573,672 \text{ kW}$$

3°) Le travail équivalent aux pertes de débit

$$1280 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times \frac{1}{3600} \times 734,7 \times 4,18 = 1091,93 \text{ kW}$$

4°) Le travail fourni par la turbine

$$Q_T^e = 23573,672 - 1091,93 = 22481,74 \text{ kW}$$

5°) Le rendement global brut du groupe chaudière - turbine.

$$\eta_g = \frac{\eta_{ch} \times Q_T^e}{Q_T} = \frac{0,8681 \times 22481,74}{61883,07}$$

$$\eta_g = 0,3154 \quad (31,54\%)$$

6°) La consommation de combustible pour la production d'un kilowattheure.

$$b = \frac{3600}{4,18 \times PCI \times \eta_g} = \frac{3600}{4,18 \times 9956 \times 0,3154}$$

$$b = \underline{274,27} \text{ g / kWh.}$$

Marche à 27,5 MW.

1°) La quantité de chaleur produite par le générateur de vapeur,  $Q_T$

$$Q_T = D_0 (i_0 - i_{ea})$$

$$= 110550 \times \frac{1}{3600} \frac{\text{kg}}{\text{s}} (816,1 - 209,6) \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \times 4,18 =$$

$$Q_T = 77850,845 \text{ kW.}$$

2°) Le travail effectif de la turbine,  $Q_T^e$

$$D_0 = 12610 \quad ; \quad D_1 = 0,958 \text{ kg/s}$$

$$D_2 = 0,9124 \text{ kg/s} \quad ; \quad D_3 = 0,8496 \text{ kg/s}$$

$$D_4 = 0,7797 \text{ kg/s} \quad ; \quad D_5 = 0,7592 \text{ kg/s}$$

$$\begin{aligned} Q_T^e &= (816,1 - 747,1) + 0,958 (747,1 - 723,3) \\ &+ 0,9124 (723,3 - 687,9) + 0,8496 (687,9 - 646,1) \\ &+ 0,7797 (646,1 - 592,1) + 0,7592 (592,1 - 556,2) \\ &= 228,97 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} = \end{aligned}$$

$$Q_T^e = 30,70 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 228,97 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \times 4,18 = 29390,78 \text{ kW.}$$

3°) Le travail équivalent aux pertes de débit.

$$1625 \times \frac{1}{3600} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 746,2 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \times 4,18 = 1407,93 \text{ kW.}$$

4°) Le travail fourni par la turbine.

$$Q_T^e = 29390,78 - 1407,93 = 27982,85 \text{ kW}$$

5°) Le rendement global brut du groupe chaudière - turbine.

$$\eta_g = \frac{\eta_{ch} \times Q_r^R}{Q_r} = \frac{0,8681 \times 27982,85}{77850,845}$$

$$\eta_g = 0,3120 \quad (31,20 \%)$$

6°) La consommation de combustible pour  
la production d'une kilowattheure

$$b = \frac{3600}{4,18 \times PCI \times \eta_g} = \frac{3600}{4,18 \times 9956 \times 0,3120}$$

$$b = 277,30 \text{ g / kWh}$$



M<sup>r</sup>

MAOTTE

ANNEXE A<sub>2</sub>

RAPPORT ESSAI COMBUSTION

Effectué le 09 Janvier 1987 par :

- MM SOW
- DIA
- DIEYE
- SARR
- DIOP Pathé

I - BUT :

L'essai rentre dans le cadre des mesures des paramètres de fonctionnement de la chaudière 301 pour le compte du projet d'établissement du contrôle économique de cette tranche. Il s'agit de mesurer dans cette première phase les paramètres nous permettant d'évaluer la consommation optimum de base COB.

II - PRINCIPE

Le calcul du COB et celui des différentes pertes dans la chaudière requière la connaissance de la composition et des caractéristiques, du combustible, de l'air comburant et des fumées ainsi que l'énergie thermique produite par le G.V. L'essai consistait ainsi à mesurer ces différentes grandeurs à des intervalles de temps choisis.

1) Mesure de la composition des fumées

Cette mesure réalisée avec l'appareil d'ORSAT permet de connaître la teneur en CO<sub>2</sub> et O<sub>2</sub> des gaz. L'échantillon de gaz a été prise à l'entrée de l'économiseur. Il faut noter que c'est après d'énormes difficultés que nous sommes parvenus à obtenir un échantillon significatif, la chaudière étant en forte dépression dans cette zone. La pompe alimentant l'appareil d'ORSAT n'a pu fonctionner normalement qu'avec un long tube plongé à l'intérieur du flux de gaz.

Simultanément avec la mesure de la composition des gaz, deux mesures de la température des fumées à l'entrée de l'économiseur sont faites en local et à la salle de commande.

.../...

2) Autres mesures sur le G.V

Les autres grandeurs sont mesurées à partir des enrégistreur de la salle de commande. Il faut noter que pour les mesures de température à la sortie réchauffeur d'air et à la sortie ventilateur de soufflage, il est nécessaire d'apporter une correction due à la présence de jonction thermocouple au niveau des boîtiers de mesure. Cette correction consistera à ajouter la température ambiante dans le boîtier en question à la valeur due.

- Analyse du combustible

Cette analyse n'est pas encore faite. Cependant, un échantillon de combustible est prise à chaque mesure. Le mélange des trois échantillons permet d'obtenir des résultats pouvant être considérés comme moyens.

L'analyse du combustible devra fournir, sa teneur en carbone, soufre, hydrogène , eau, cendre, etc... Elle devra aussi fournir le PCS.

- Analyse de l'air comburant

Cette analyse n'a pas été faite, mais elle est importante pour le calcul des pertes par chaleur sensible. Si nous pouvons estimer que l'air contient à peu près 79 % de N<sub>2</sub> et 21 % d'oxygène en zone sèche, nous ne pouvons pas faire de même en zone humide. La teneur en eau de l'air carburant devient en effet importante et engendre des pertes dans la chaudière.

IV - RESULTATS

1) Analyse des fumées

17 H	CO <sub>2</sub> % = 12,7 %	- O <sub>2</sub> = 3,9 %	- Exces. d'air 23,5 %
17 H 30	CO <sub>2</sub> % = 12,7 %	- O <sub>2</sub> = 4,1 %	- Exces. d'air 23,5 %
18 H	CO <sub>2</sub> % = 12,6 %	- O <sub>2</sub> = 4,2 %	- Exces. d'air 23,5 %

2) Température fumée Entrée Economiseur

	Local	S. D. C
17 H	473	480,5
17 H 30	473	480
18 H	479	480

3) Température au sortie RA (fumée)

17 H	:	178,8 °C
17 H 30	:	178,8 °C
18 H	:	178,4 °C

4) Température au sortie ventilateur de soufflage (air)

17 H	:	43,2 °C
17 H 30	:	43,4 °C
18 H	:	42,8 °C

Les autres mesures sont disponibles sur les feuilles de mesure de combustion et les relevés de quart.

V - EXPLOITATION

Nous pouvons constater que, concernant l'analyse des fumées, les résultats sont vraisemblables. L'excès d'air élevé est lié à la nature de la chaudière 301 (en dépression). Nous remarquons aussi que la teneur en CO n'est pas fournie par l'appareil d'ORSAT ce qui empêche de voir réellement l'état de la combustion. Les limites de l'analyse sont aussi mises en relief par l'impossibilité d'obtenir la teneur en eau et en SO<sub>2</sub> à partir de l'appareil.

L'analyse de combustible nous donnera une idée de sa teneur en soufre ce qui permettra d'évaluer l'exactitude des teneurs en CO<sub>2</sub> obtenues durant cet essai, l'appareil d'ORSAT fournit en effet la somme CO<sub>2</sub> + SO<sub>2</sub> ce que nous pouvons assimiler à la teneur en CO<sub>2</sub> si S est faible.

Nous n'avons pas aussi procédé à une analyse de la composition de l'air notamment sa teneur en eau qui peut être importante dans la région du Cap-Vert. Des dispositions devront être prises à l'avenir pour combler cette lacune.

Les mesures de température effectuées en local et à la salle de commande nous ont montré que les indications des enrégistreur sont exactes. Les deux mesures n'étant pas indispensables, il faudra en choisir un pour alléger les expérimentateurs.

Nous remarquons que les résultats obtenus à 18<sup>H</sup> en local sont identiques à ceux enrégistrés à la salle de commande du fait que la prise d'échantillon a été bouchées à cette heure ce qui a réduit les infiltrations d'air donc le refroidissement des thermo-couples.

PROCEDURE D'ESSAI

L'essai peut être mené par un maximum de 2 personnes ajoutés au Chef de Bloc. Il est nécessaire pour se faire :

- de définir clairement les variables à relever
- de donner les temps auxquels il faut les relevés partant d'une base de temps commune.

- de disposer d'au moins deux multimètres.

- 1) Le Chef de Bloc effectuera les mesures en salle de commande
- 2) Le Chimiste effectue les mesures sur les fumées
- 3) La troisième personne prend les échantillons de fuel et effectue le reste des mesures dans les boîtiers.

Date		09/01/87	Pression air sortie ventilateur	mm H <sub>2</sub> O	300
Charge	MM	27,5	Pression air sortie préchauffeur	"	120
Pression vapeur	Bar	65	Pression air sortie R.A	"	230
R.C.A.M. charge	P.S.I.	8	Pression air sortie coffre brûleurs	"	100
Pression mazout	Bar	18,2	Température eau entrée éco.	°C	167
Pression vapeur de pulvérisation	Bar	11,9	Température eau sortie éco.	"	232
Débit mazout	T/h	8,00	Température air entrée préchauffeur	"	52
Nombre brûleurs		6	Température air entrée R.A.	"	70
Température fuel	°C	106	Température air sortie R.A.	"	178
Débit vapeur	T/h	87	Température fumées entrée éco.	"	462
Débit air	%	70	Température fumées sortie éco.	"	260
R.C.A.M. soufflage	P.S.I.	18	Température fumées sortie R.A.	"	168
Débit eau	T/h	92			
Niveau	mm	+ 35	Teneur en CO <sup>2</sup> des fumées	%	12,7 %
R.C.A.M. alimentation	P.S.I.	12,5	Teneur en O <sub>2</sub> des fumées	%	3,9 %
Température vapeur	°C	504	Excès d'air	%	23,5
R.C.A.M. désurchauffe	P.S.I.	11,1			
R.C.A.M. tirage	P.S.I.	16,5	Analyse fuel oil N°		
Dépression foyer	mm H <sub>2</sub> O	5,2	Echantillon prélevé le		
Dépression fumée sortie chaudière	"	85	Pouvoir calorifique supérieur	Kcal/Kg	
Dépression fumée sortie éco.	"	170	Additif :		
Dépression fumée sortie R.A.	"	230	Pertes par les fumées	% Pcs	
			Pertes totales	% Pcs	
			Rendement	%	

Observations :

CENTRALE III

MESURES DE COMBUSTION ET CALCUL DU RENDEMENT 0 17 H 35  
SUR CHAUDIERE B.W

Date		09/01/87	Pression air sortie ventilateur	mm H <sub>2</sub> O	300
Charge	EN	27	Pression air sortie préchauffeur	"	220
Pression vapeur	Bar	65	Pression air sortie R.A.	"	80
R.C.A.M. charge	P.S.I.	0	Pression air sortie coffre brûleurs	"	98
Pression mazout	Bar	18	Température eau entrée éco.	°C	
Pression vapeur de pulvérisation	Bar	11,9	Température eau sortie éco.	"	
Débit mazout	T/h	8	Température air entrée préchauffeur	"	
Nombre brûleurs		6	Température air entrée R.A.	"	
Température fuel	°C	106	Température air sortie R.A.	"	
Débit vapeur	T/h	88	Température fumées entrée éco.	"	178,8
Débit air	%	70	Température fumées sortie éco.	"	480/473
R.C.A.M. soufflage	P.S.I.	18	Température fumées sortie R.A.	"	
Débit eau	T/h	91	Teneur en CO <sup>2</sup> des fumées	%	12,7
Niveau	mm	+ 35	Teneur en O <sub>2</sub> des fumées	%	4,1
R.C.A.M. alimentation	P.S.I.	12,1	Excès d'air	%	23,5
Température vapeur	°C	507	Analyse fuel oil N°		
R.C.A.M. désurchauffe	P.S.I.	11,1	Echantillon prélevé le	09/01/87	
R.C.A.M. tirage	P.S.I.	16,5	Pouvoir calorifique supérieur	Kcal/Kg	
Dépression foyer	mm H <sub>2</sub> O	- 5,2	Additif :		
Dépression fumée sortie chaudière	"	- 85	Pertes par les fumées	% Pcs	
Dépression fumée sortie éco.	"	- 170	Pertes totales	% Pcs	
Dépression fumée sortie R.A.	"	- 230	Rendement	%	

Observations :

CENTRALE III

MEURES DE COMBUSTION ET CALCUL DU RENDEMENT à 18<sup>H</sup>10  
SUR CHAUDIERE B.W

Date		09/01/87	Pression air sortie ventilateur	mm H <sub>2</sub> O	300
Charge	mm	27	Pression air sortie préchauffeur	"	220
Pression vapeur	Bar	65	Pression air sortie R.A	"	85
R.C.A.M. charge	P.S.I.	0	Pression air sortie coffre brûleurs	"	100
Pression mazout	Bar	18,1	Température eau entrée éco.	°C	
Pression vapeur de pulvérisation	Bar	11,9	Température eau sortie éco.	"	
Débit mazout	T/h	8	Température air entrée préchauffeur	" SERVICE	
Nombre brûleurs		6	Température air entrée R.A.	"	178,8
Température fuel	°C	10,5	Température air sortie R.A.	"	480,5/473 (local
Débit vapeur	T/h	86	Température fumées entrée éco.	" HORS	
Débit air	%	72	Température fumées sortie éco.	"	
R.C.A.M. soufflage	P.S.I.	18	Température fumées sortie R.A.	" ENREGISTREUR	
Débit eau	T/h	91		%	12,6
Niveau	mm	+ 35	Teneur en CO <sup>2</sup> des fumées	%	23,6
R.C.A.M. alimentation	P.S.I.	12,5	Teneur en O <sub>2</sub> des fumées	%	23,5
Température vapeur	°C	507	Excès d'air		
R.C.A.M. désurchauffe	P.S.I.	11,5			
R.C.A.M. tirage	P.S.I.	16,5	Analyse fuel oil N°	09/01/87	
Dépression foyer	mm H <sub>2</sub> O	5,1	Echantillon prélevé le		
Dépression fumée sortie chaudière	"	85	Pouvoir calorifique supérieur	Kcal/Kg	
Dépression fumée sortie éco.	"	170	Additif :		
Dépression fumée sortie R.A.	"	230	Pertes par les fumées	% Pcs	
			Pertes totales	% Pcs	
			Rendement	%	

Observations :

## BIBLIOGRAPHIE

- [1] RICARD. J. - Equipement thermique des Usines  
generatrices d'Énergie Electrique.
- [2] BOREL Lucien - Thermodynamique et Energétique
- [3] VIVIER Lucien - Turbines à vapeur et à gaz  
Editions AL - Bin Michel.
- [4] Fascicule de documentation "ESSAIS - ECONOMIES" XV  
1<sup>ère</sup> et 2<sup>ème</sup> Partie - Electricité de France
- [5] Fascicule de documentation N° 7  
- Electricité de France -
- [6] Fascicule de documentation "ESSAIS - MESURES"  
Première partie - Electricité de France



CONTROLE DE COMBUSTILE

ANNEXE A3

Date de la prise échantillon = 09 Janvier 1987  
Point de prélèvement = filtre à chaud 301  
Chargé du prélèvement = ElOualith SOW

Résultats

P C S = 10 511 Kcal/kg

PC I = 9 956

Teneur en S= 1,54 %

Teneur en H<sub>2</sub>= 10,575 %

Teneur en H<sub>2</sub>O= 0,1 %

Perte proposée (conduite, rayonnement) pour les réseaux

3

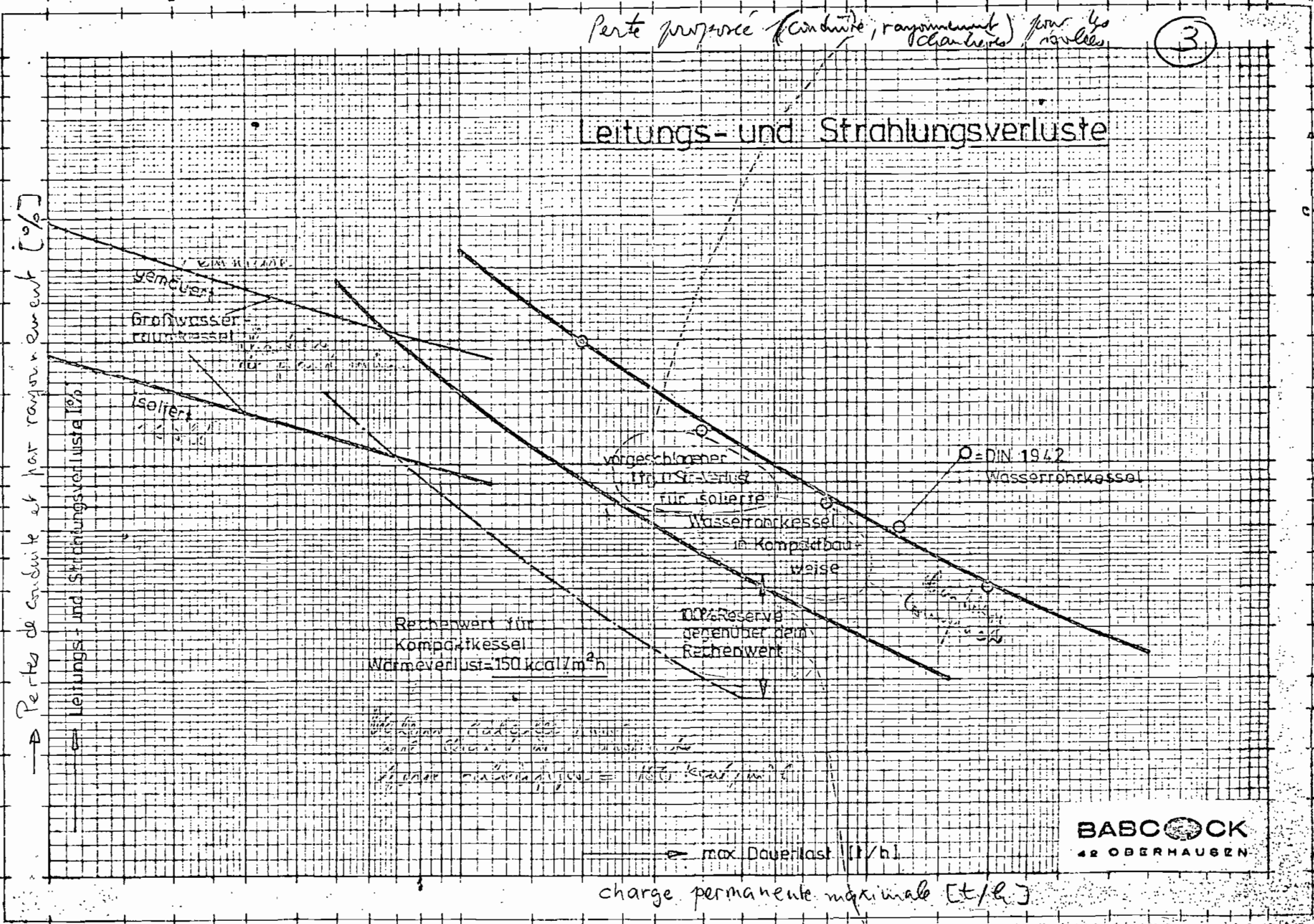
# Leitungs- und Strahlungsverluste

ANNEXE A4

Pertes de conduite et par rayonnement [%]  
 Leitungs- und Strahlungsverluste [%]

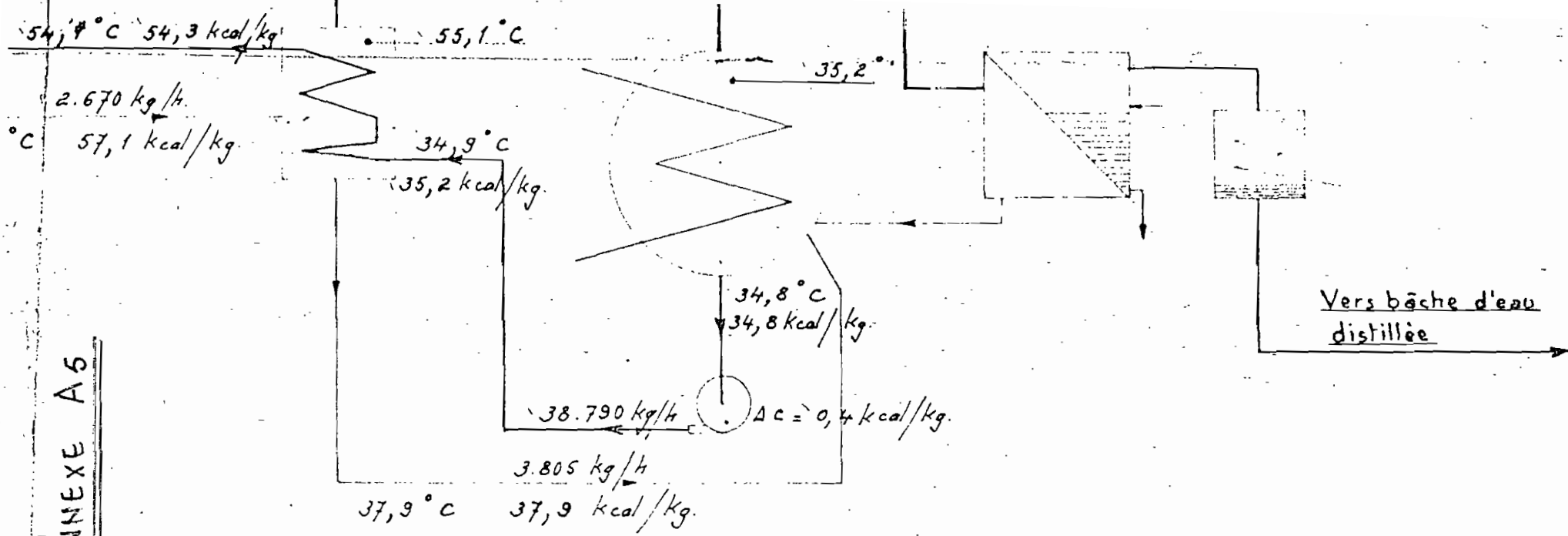
10  
9  
8  
7  
6  
5  
4  
3  
2  
1  
0,9  
0,8  
0,7  
0,6  
0,5  
0,4  
0,3  
0,2  
0,1

10  
9  
8  
7  
6  
5  
4  
3  
2  
1  
0,9  
0,8  
0,7  
0,6  
0,5  
0,4  
0,3  
0,2  
0,1



100% Reserve par rapport à la valeur calculée

ANNEXE A5



## Marché C\_3\_1 Annexe n°21

E.E.O.A. Centrale du Cap des Biches  
Turbo groupe a vapeur de 22/275 MW

Marche à 11 MW avec 1 soupapes à pleine ouverture  
 Sans appoint ni pertes sans distillation avec  $\cos \beta = 1$

MODIFICATIONS		DATES ET VISAS	DATES	DESSINE	CALQUE	VERIFIE	VISE
				a			12/6/64
b							
c							
d							
e							

# CEM

Cie Electro-Mécanique

## T 1749

REPLACE	MODIF-DESSIN ORIGINE
SIMILAIRE	
ORIGINE	

4

5

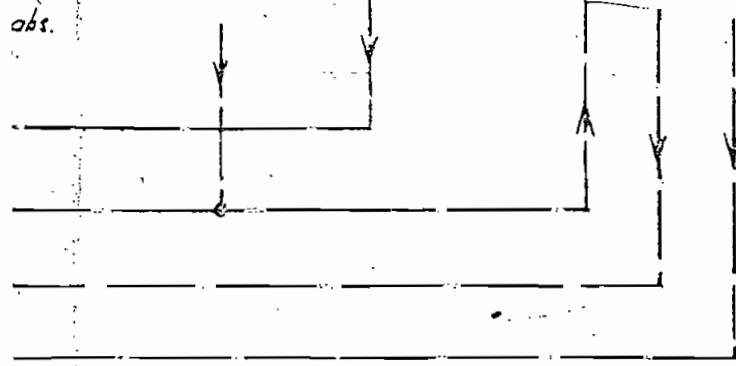
6

$66 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs.}$   
 $816,1 \text{ kcal./kg.}$   
 $500^\circ \text{ C.}$   
 $44.050 \text{ kg./h.}$

Soutirage 3  
 $2,36 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs.}$   
 $662,8 \text{ kcal./kg.}$   
 $2150 \text{ kg/h.}$

Soutirage 2  
 $0,88 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs.}$   
 $626,4 \text{ kcal./kg.}$   
 $2.670 \text{ kg/h.}$

obs.  
/kg.

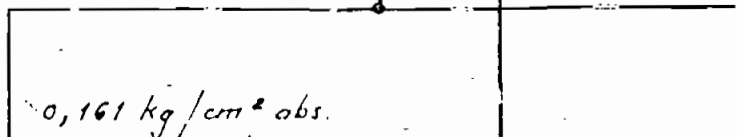


obs.

Soutirage 1  
 $0,17 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs.}$   
 $578,7 \text{ kcal./kg.}$   
 $535 \text{ kg/h.}$

$600 \text{ kg/h}$   
 $I = 713,9 \text{ kcal/kg}$   
 $0,058 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs.}$   
 $556 \text{ kcal./kg.}$   
 $34.985 \text{ kg/h.}$

$6 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs.}$   
 $\text{kcal./kg.}$



$0,161 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs.}$

94.1

F

D

C

E

D

C

2,242 kg/cm<sup>2</sup> abs.  
662,8 kcal/kg.

123,2°

123,2° C.  
123,5 kcal/kg

Soutira  
7,6 kg/  
715,6 k  
1.405 Kg

Soutirage  
4,85 kg/  
694,3 kcal  
1.705 kg/

44.050 k/h.  
Vers chaudière

164,0° C  
166,5 kcal./kg.

7,22 kg/cm<sup>2</sup> abs.  
715,6 kcal/kg.

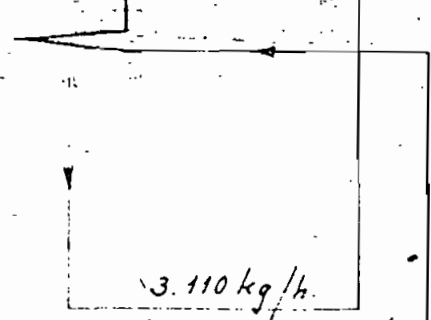
165,4° C

4,607 kg/cm<sup>2</sup> abs.  
694,3 kcal/kg.

147,0° C  
149,1 kcal./kg.

148,1° C

151,0 °C 151,9 kcal/kg



3.110 kg/h

128,8 °C 129,2 kcal/kg

44.060 kg/h

124,8 °C

$\Delta c = 3,1 \text{ kcal/kg}$

126,6 kcal/kg

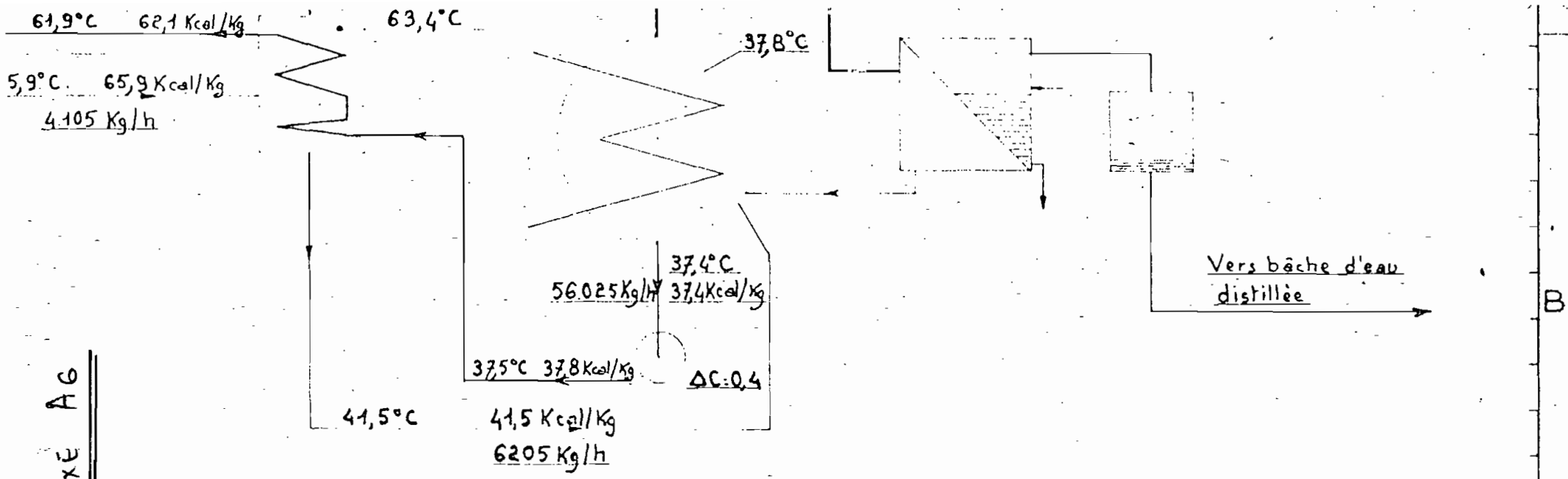
B

A

Ce dessin propriété exclusive de notre Société est strictement confidentiel. Il ne peut être communiqué, copié ou reproduit sans son autorisation écrite.

Moins des Modifications

ANNEXE AG



**Marché C\_3\_1 Annexe n°20**

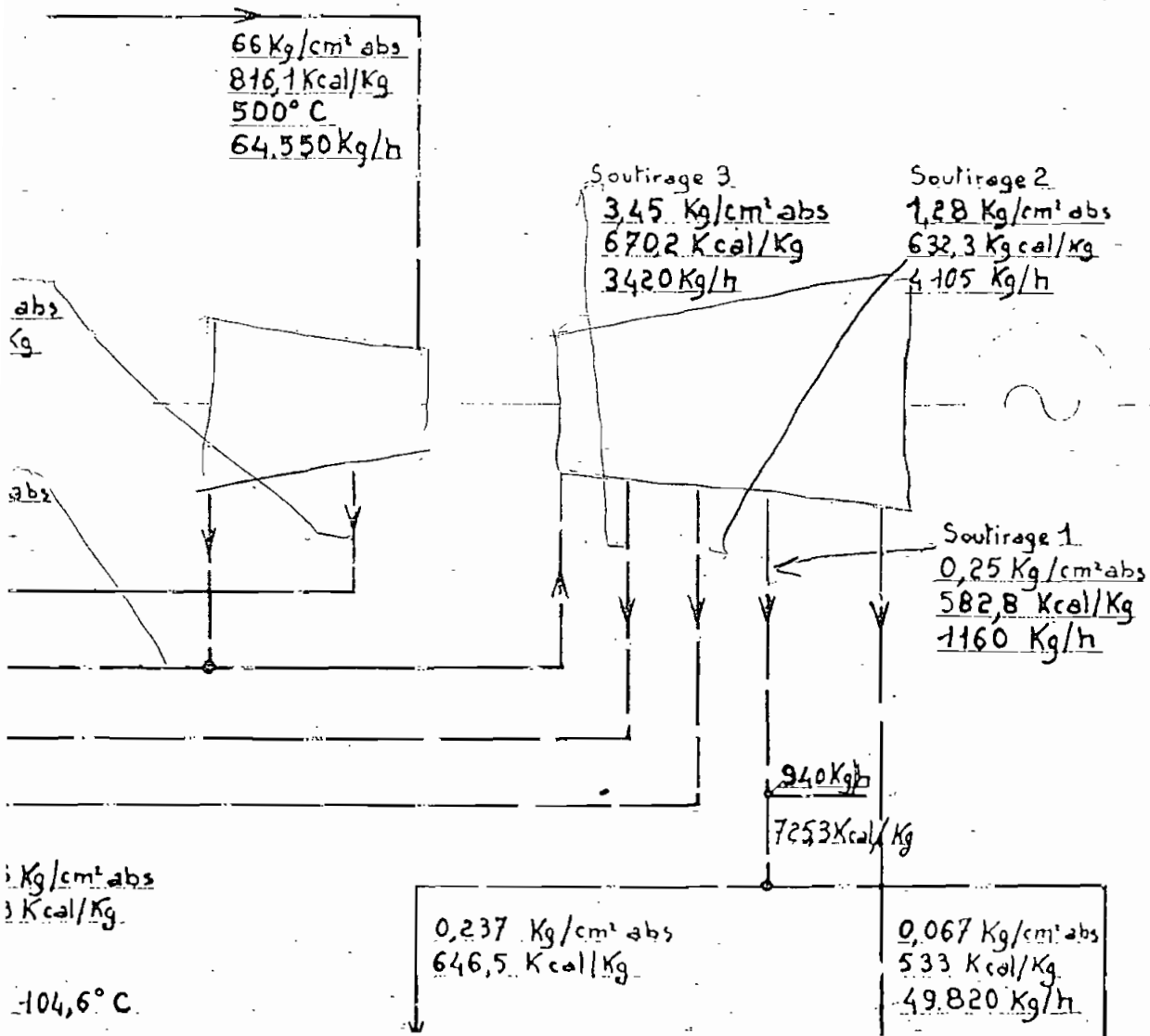
E.E.O.A. Centrale du Cap des Biches  
Turbo groupe a vapeur de 22/27,5 MW  
 Marche à 16,5 MW avec 2 soupapes à pleine ouverture  
 Sans appoint ni pertes sans distillation avec  $\cos \varphi = 1$

MODIFICATIONS	e	DATES ET VISAS	DESSINE	CALQUE	VERIFIE	VISE
	d		DATES	7.6.64.		
	c		VISAS			
b						
a						

REPLACE	MODIF DESSIN ORIGINE
SIMILAIRE	
ORIGINE	

**CEM**  
Cie Electro-Mécanique

J\_1748





1

2

3

E

D

C

3,277 Kg/cm<sup>2</sup> abs  
670,2 Kcal/Kg

135,9°C

135,9°C  
136,4 Kcal/Kg

64.550 Kg/h  
Vers chaudière

10,83 Kg/cm<sup>2</sup> abs  
725,7 Kcal/Kg

Soutirage  
11,4 Kg  
725,7 Kc  
2330 Kg

Soutirage  
7,25 Kg  
704,2 Kc  
2775 Kc

181,5°C

184,6  
Kcal/Kg

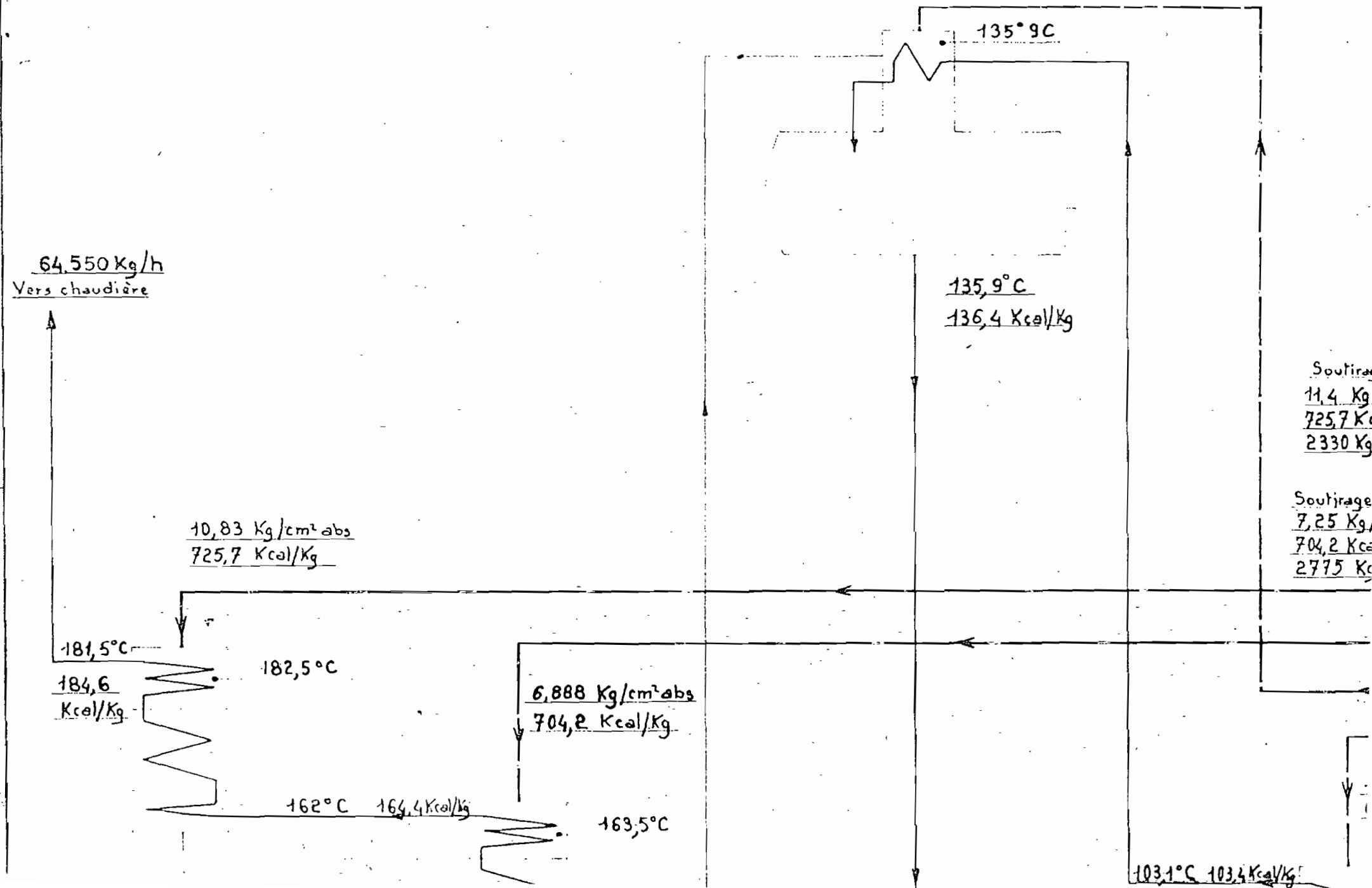
182,5°C

6,888 Kg/cm<sup>2</sup> abs  
704,2 Kcal/Kg

162°C 164,4 Kcal/Kg

163,5°C

103,1°C 103,4 Kcal/Kg



148,5°C 149,2 Kcal/kg

5405 Kg/h

137,5°C 139,5 Kcal/kg

$\Delta C = 3,1 \text{ Kcal/Kg}$

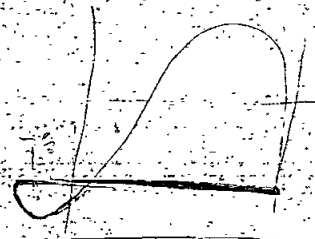
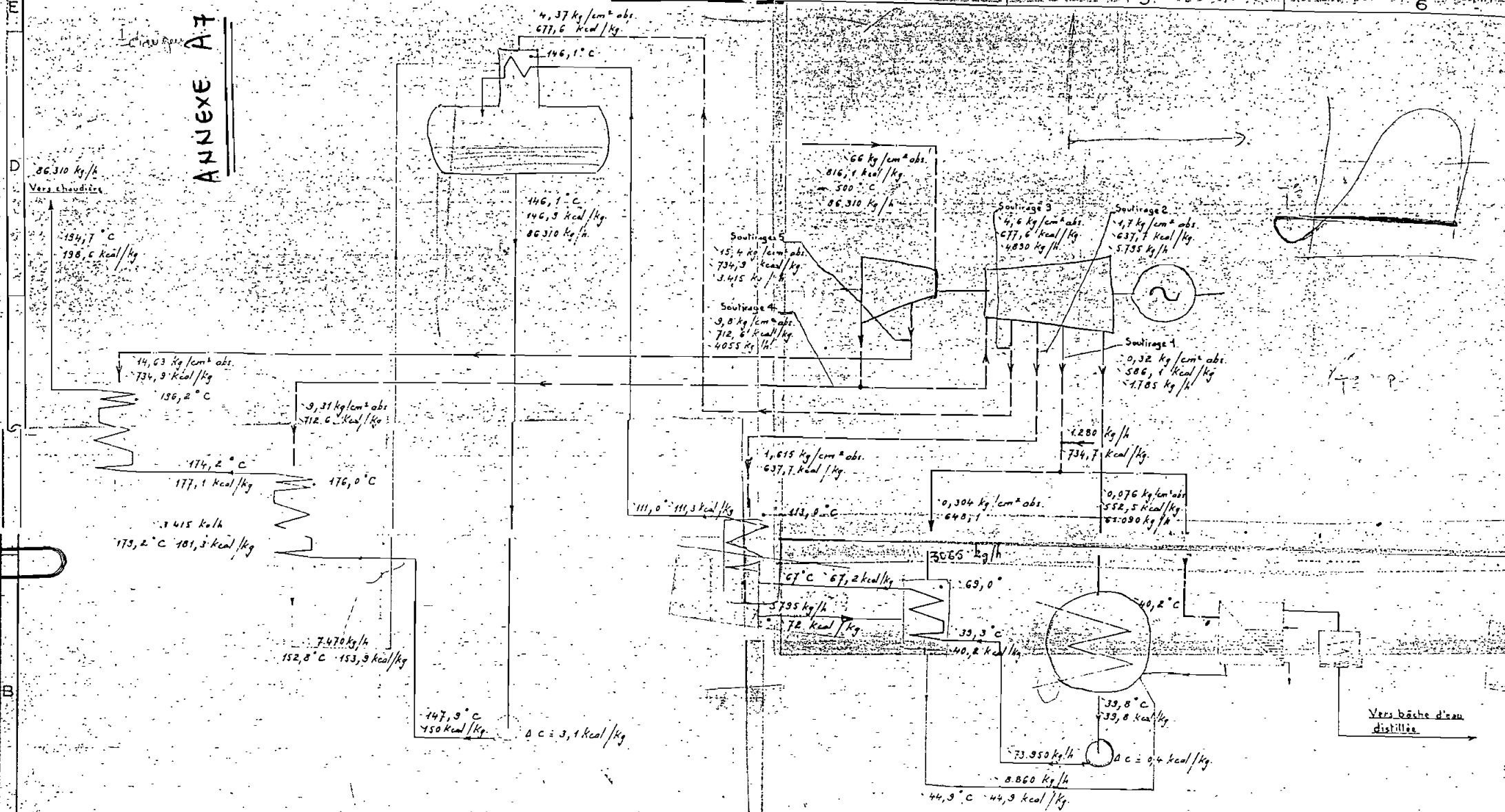
B

A

Ce dessin, propriété exclusive de notre Société, est strictement confidentiel; il ne peut être communiqué, copié ou reproduit sans son autorisation écrite.

Moins des  
Modifications

**ANNEXE AT**



**Marché C.3\_1 Annexe n°19**

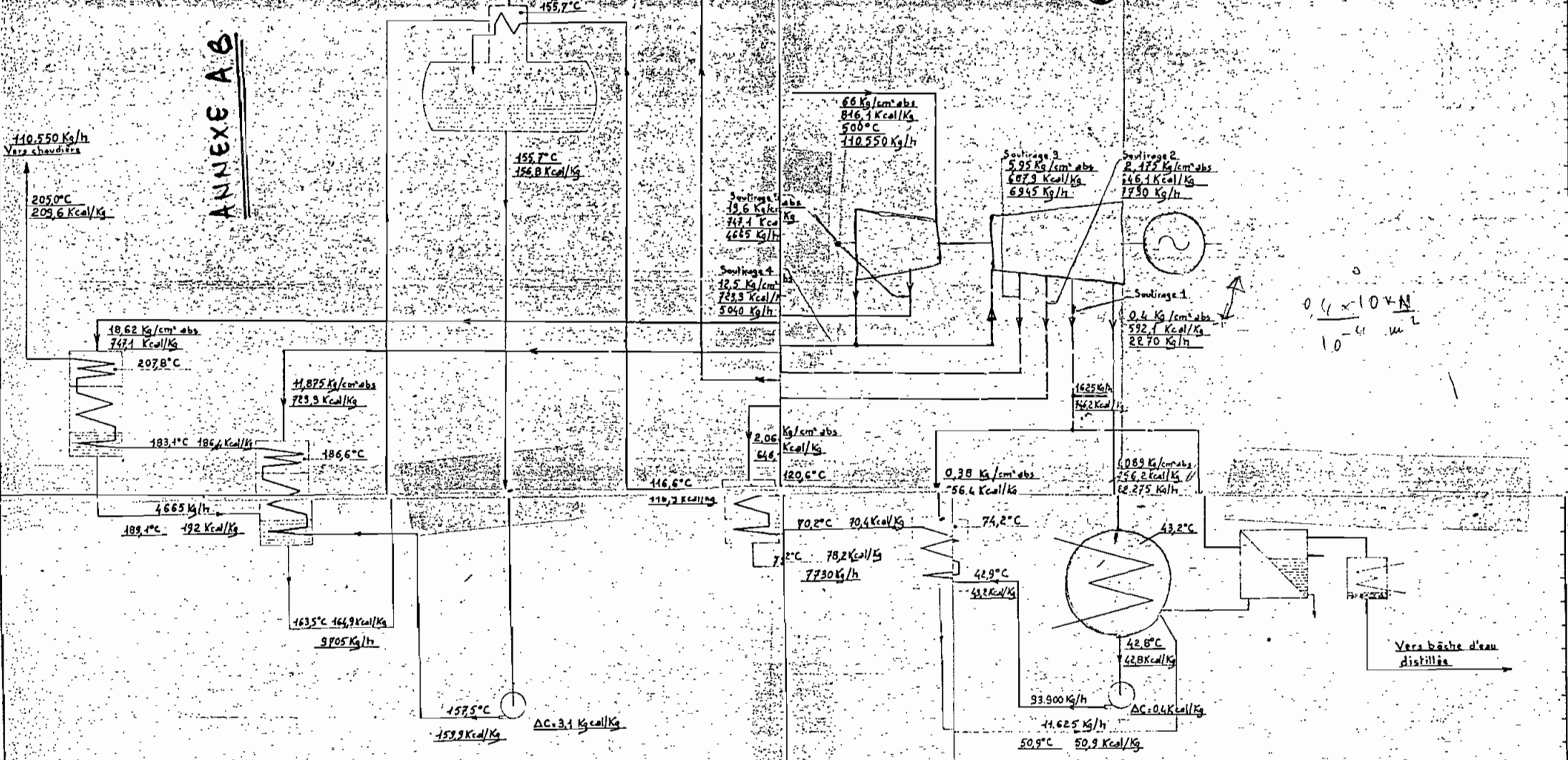
-E.E.O.A- Centrale du Cap des Biches-  
 -Turbo groupe a vapeur de 22/275MW-  
 Marche à 22MW avec 3 soupapes à pleine ouverture  
 Sans appoint ni pertes sans distillation avec COS P = 1

MODIFICATIONS	DATE	DESIGN	CALCUL	VERIF	VUE
	12/16/64				



Ce dessin propriété exclusive de notre  
 Société, est strictement confidentiel. Il ne  
 peut être communiqué, copié ou reproduit  
 sans autorisation écrite.

**ANNEXE A.B**



$$\frac{0,4 \times 10^4 \text{ W}}{10^6 \text{ W}^2}$$

**Marché C.3.1 Annexe n°18**

E.E.O.A. Centrale du Cap des Biches  
 Turbo groupe à vapeur de 22/275 MW  
 Marche à 275 MW avec 4 soupapes à pleine ouverture  
 Sans appoint ni pertes sans distillation avec cos φ = 1

MODIFICATIONS	DESIGNÉ	DATE	CAJOUÉ	VENUE	VISÉ
1		4.2.64			
2					
3					
4					
5					

DATE ET LIEUX

SEMPLE : NOM DESIN ORIGINE

SIGNATURE : T 1746

ORIGINE :

ATTENTION : Moment d'urgence séparé si le forme M apparaît dans le numéro de dessin après le chiffre de format.