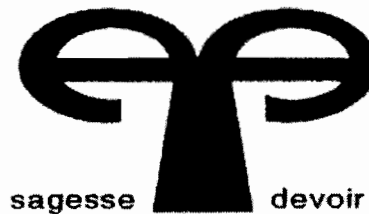


99

ECOLE POLYTECHNIQUE DE THIES
Département du génie électromécanique



Em. 0110

PROJET DE FIN D'ANNEE

En vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur de conception

SUJET : *Etude du remplacement du fuel par du gaz dans le four de rechauffage de barres d'acier de la SOSETRA*

Directeur interne : Paul DEMBA

Directeur externe : Oumar DIALLO

Auteur : Mamadou Alouma DIALLO

DEDICACES

A ma mère ,

A ma tante ,

A tous ceux qui me sont chers .

REMERCIEMENTS

Nos remerciements s'adressent essentiellement à ces personnes qui, par leurs conseils et par leur aide en documents et en renseignements utiles nous ont aidé à l'accomplissement de cette étude.

Il s'agit de :

M. Oumar DIALLO - Ingénieur, M..SC.A - chef du département Energie et Maintenance de la SOSETRA

M. Paul DEMBA - Ingénieur, M.SC.A Professeur à l'Ecole Polytechnique de Thiès

M. Nadjirou SALL - Ingénieur à SHELL-GAS

M. Abdou Poulho SOW - Ingénieur à MOBIL

M. NIASSE – Ingénieur , chef de la Centrale CIII du Cap des biches

M. SONKO – Ingénieur géologue à PETROSEN

M. Momar DIOP - comptable à la SAR

M. CAMARA et M - Adama GUEYE au laboratoire de la SAR

Projet de fin d'études

M^{me} Thérèse FAYE - Secrétaire du Centre de Calcul de l'EPT.

M^{lle} Marie CISS - Stagiaire à l'EPT

M^{lle} Astou DIAGNE - Stagiaire à l'EPT

M^{lle} Alice SARR - Stagiaire à l'EPT

A ces personnes, nous joignons tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué d'une façon ou d'une autre à la réussite de ce travail.

AVANT PROPOS

Quand vient la sagesse, sa première leçon est de dire :

« la connaissance n'existe pas ;il y a seulement des aperçus de la Divinité infinie » .

Sri AUROBINDO

Cette présente étude qui porte sur la faisabilité technique et économique du remplacement du fuel par du gaz dans un four de réchauffage de barres d'acier est assez classique car maintenant, de plus en plus d'installations fonctionnent avec le gaz. C'est le cas par exemple des fours , des chaudières, des turbines à gaz etc.

A travers les chapitres que porte cet ouvrage, le lecteur verra une démarche claire qui s'appuie sur les principes maintenant connus de la thermodynamique et sur les écrits de quelques auteurs spécialisés dans le domaine. Nous tenons ici à les saluer très respectueusement car l'étude des fours, bien que prenant souche des lois de la thermodynamique est encore une tâche fastidieuse.

Tout de même, il est à préciser ici que nous proposons une approche de calcul. Cela signifie que dans l'avenir, d'autres étudiants pourront proposer des méthodes beaucoup plus approfondies qui rendent compte plus fidèlement des phénomènes qui se passent dans les fours (transfert de chaleur, régimes de fonctionnement etc). Ceci tient du caractère sans cesse

Projet de fin d'études

évolutif de cette science qui s'appuie sur l'expérience et qui de plus en plus intéresse les ingénieurs et chercheurs thermiciens.

SOMMAIRE

L'étude que nous avons réalisée s'appuie sur sept (7) chapitres.

Le premier chapitre, l'introduction, présente le domaine et justifie les raisons de l'étude.

Le deuxième présente le four actuel, objet de l'étude et donne des indications sur quelques paramètres de fonctionnement (températures, pressions, puissances).

Le troisième chapitre quant à lui étudie la solution au fuel. Cette étude débouche sur le calcul du débit maximal de fuel et du débit calorifique maximal. La connaissance de ce débit calorifique nous permettra ensuite de calculer les débits de gaz butane et de gaz naturel connaissant leur PCI. Ces calculs sont effectués au chapitre 4.

Avec ces débits de gaz et de fuel nous pouvons d'une part calculer les émissions horaires de gaz carbonique et de dioxyde de soufre, d'autre part déterminer les coûts horaires de combustible.

Enfin, les résultats de ces derniers calculs qui font l'objet des chapitres 5 et 6 nous permettront de conclure et de faire des recommandations (chapitre 7).

TABLE DES MATIERES

	Page
Remerciements	
Avant propos	
Sommaire	
Table des matières	
Liste des tableaux	
Liste des figures	
I – INTRODUCTION.....	1
II – CARACTERISTIQUES TECHNIQUES DU FOUR.....	3
1-Introduction.....	3
2-Présentation.....	3
3-Données techniques recueillies.....	6
III – ETUDE TECHNIQUE D'UNE SOLUTION AU FUEL.....	9
1-Données et hypothèses de base.....	9
2-Etude de la combustion de fuel-oil.....	9
3-Calcul du débit de combutable.....	12
3.1-bilan thermique et massique.....	12
3.2-Résultats des calculs.....	22
3.3-Récapitulation.....	24
IV – ETUDE D'UNE SOLUTION AU GAZ.....	25
1 - Types de GAZ disponibles au Sénégal.....	25
2 - Les systèmes de combustion industriels (systèmes à gaz)	25
3 - Le gaz butane.....	38
3.1 - source d'approvisionnement.....	38
3.2 - Caractéristiques du butane.....	41

3.3 - Calcul de débit de GAZ.....	44
3.3.1 – Principe.....	44
3.3.2 - Etude de la combustion du gaz butane.....	45
3.3.3 - Calcul de débit de gaz dans le cas d'une non récupération de la chaleur des fumées.....	48
3.3.4 - Calcul de débit de gaz dans le cas d'une récupération de la chaleur des fumées.....	51
4 - Le gaz naturel.....	53
4.1 - Sources d'approvisionnement en gaz naturel.....	53
4.2 - Caractéristiques du gaz naturel sénégalais et étude de sa combustion.....	56
4.3 - Calcul du débit de gaz	57
- Sans préchauffage de l'air.....	58
- Avec préchauffage de l'air.....	58
4.4 - Récapitulation avec l'option gaz.....	59
V - ETUDE ENVIRONNEMENTALE	60
VI - ETUDE COMPARATIVE DES OPTIONS SOUS L'ANGLE ENVIRONNEMENTAL ET ECONOMIQUE.....	63
VII - CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS.....	65

Références bibliographiques

<u>LISTE DES TABLEAUX</u>	Page
Tableau N° 1 - Caractéristiques thermiques et géométriques du four.....	5
Tableau N° 2 - Caractéristiques d'entrée de l'air et du fuel.....	6
Tableau N° 3 - Caractéristiques et spécifications sur la charge.....	7
Tableau N° 4 - Les types de réfractaires et leur place dans le four.....	7
Tableau N° 5 - Caractéristiques des moteurs.....	8
Tableau N° 6 - Pertes par les parois externes du four : résultat des calculs.....	15
Tableau N° 7 - Pertes par ouverture de porte en kWh /m ² . mn.....	16
Tableau N° 8 - Pertes par ouverture de porte : résultat des calculs.....	16
Tableau N° 9 - Pertes dans le sol d'un four poussant de laminoir par unité de surface.....	17
Tableau N° 10 - Pertes dans le sole : résultat des calculs.....	18
Tableau N° 11 - 1 ^{ère} série de mesures de T _{F1} et T _{F2}	21
Tableau N° 12 - 2 ^{ème} série de mesures de T _{F1} et T _{F2}	22
Tableau N° 13 - 3 ^{ème} série de mesures de T _{F1} et T _{F2}	22
Tableau N° 14 - Résultat des calculs pour la 1 ^{ère} série de mesures.....	23
Tableau N° 15 - Résultat des calculs pour la 2 ^{ème} série de mesures.....	23
Tableau N° 16 - Résultat des calculs pour la 3 ^{ème} série de mesures.....	23
Tableau N° 17 - Récapitulatif des résultats obtenus avec le fuel - oil - 180	24
Tableau N° 18 - Caractéristiques du butane "type 1".....	41
Tableau N° 19 - Caractéristiques du butane "type 2".....	43
Tableau N° 20 - Limite d'inflammation dans l'air et dans l'oxygène de quelques gaz purs.....	44
Tableau N° 21- Résultat des calculs avec le butane 1 non préchauffé.....	50
Tableau N° 22 - Résultat des calculs avec le butane 2 non préchauffé.....	51
Tableau N° 23 - Butane 1 préchauffé : résultat des calculs.....	53
Tableau N° 24 - Butane 2 préchauffé : résultat des calculs.....	53
Tableau N° 25 - Caractéristiques du gaz de DIAMNIADIO.....	57
Tableau N° 26 - Gaz naturel sénégalais avec air non préchauffé : résultat des calculs	58
Tableau N° 27 - Gaz naturel sénégalais avec air préchauffé : Résultat des calculs.....	58
Tableau N° 28 - Résultats essentiels de l'option gaz.....	59
Tableau N° 29 - Emission massique des différents combustibles en kg de CO ₂ /kg de combustible et/ou	

.....	en kg de SO ₂ /kg de combustible.....	60
Tableau N°30 – Emission horaire des différents combustibles	en kg de CO ₂ /h et/ou en kg de SO ₂ /h.....	61
Tableau N°31 – Tableau comparatif des divers options.....		62

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1: Représentation des échanges de matière et d'énergie dans notre système.....	12
Figure 2 : Dispositif de chauffe de type 1.....	29
Figure 3 : Dispositif de chauffe de type 2.....	30
Figure 4 : Dispositif de chauffe de type 3.....	31
Figure 5 : Dispositif de chauffe de type 4.....	32
Figure 6 : Dispositif de chauffe de type 5.....	34
Figure 7 : Brûleur à flamme pilote en anneau.....	37
Figure 8 : Forme de l'ouvreau.....	37
Figure 9 : Production de gaz naturel au Sénégal entre 1987 et 1998.....	56

CHAPITRE I: INTRODUCTION

Dans ce projet il s'agit essentiellement d'étudier financièrement et techniquement l'impact d'une substitution du fuel au gaz dont l'expansion a pris maintenant une dimension mondiale.

Cependant , l'emploi du gaz comme combustible remonte à des temps très anciens .Selon Aristote , les rois de Perse auraient installé dans leur cuisine des endroits où les feux sortaient de terre ;cependant, l'utilisation pratique du gaz est toujours restée très réduite jusqu'au XX^e Siècle .Il aura donc fallu attendre ce siècle pour voir le gaz s'imposer dans un monde en perpétuelle quête d'énergie de qualité et à bon marché. Cet étude s'inscrit donc dans ce cadre global.

Mais avant d'y avancer plus en détail , il convient de dégager les motivations et les raisons profondes qui ont poussé les gens à explorer ce domaine.

- Motivations techniques : le gaz ayant un très grand pouvoir calorifique et réagissant facilement avec l'oxygène de l'air, son utilisation nécessiterait donc moins de combustible et procurerait un meilleur rendement de combustion .En outre, son absence de cendres et autres impuretés, son mélange facile et presque complet avec l'air sans avoir besoin d'être vaporisé (ce qui permet de réduire l'excès d'air utilisé dans la combustion) et enfin sa possibilité de transport par canalisation en font un atout de taille pour les installations thermiques .

- Motivations économiques : celle-ci découle naturellement de la première. Par exemple une conversion au gaz naturel, d'installations existantes, s'effectuerait à un faible coût et avec très peu de perturbations dans le fonctionnement .
- Motivations environnementales : ici on parle surtout de la réduction des émissions de dioxyde de carbone (CO₂) et de dioxyde de soufre (SO₂).

Enfin à toutes ces raisons il faut ajouter celle non moins importante de l'abondance du gaz dans le Marché.

CHAPITRE II : CARACTERISTIQUES TECHNIQUES DU FOUR

1 - INTRODUCTION

L'étude porte sur un four de préchauffage de barres d'acier. Ce four est alimenté par une machine à coulée continue qui est elle-même alimentée par un four de fusion.

Le four de fusion utilise de la ferraille. A ce niveau la fusion est contrôlée pour obtenir le produit adéquat (respect d'une certaine teneur en fer, carbone et autres). La machine à coulée continue quant à elle a un double rôle :

- Solidifier le métal liquide avec un débit d'eau soigneusement réglé,
- Donner à la sortie des barres dont l'épaisseur est fixée d'avance (100mm* 100mm) ou parfois 80*80mm.

Les barres sortant de cette machine sont encore très chaudes (1000°C environ) ; ce qui pousse à les entreposer à l'air libre pour les refroidir à la température ambiante et permettre ainsi leur découpage en barres de 1,2m de longueur (les barres à la sortie de la machine à coulée continue sont longues de 6m). C'est alors seulement après découpage que le préchauffage des barres commence au niveau du four de préchauffage.

Le préchauffage est en effet une opération très indiquée car elle confère aux barres d'acier la formabilité nécessaire pour la plupart des opérations de laminage.

2 - PRÉSENTATION DU FOUR

Comme nous l'avons dit tantôt, il s'agit d'un four de préchauffage de barres d'acier. Sa capacité nominale est de 12t/h. L'acier traité est de l'acier doux. Le four est muni d'un enfourneur (entrée de la charge) à vis sans fin chargé de pousser les barres les unes contre les autres jusqu'à leur sortie. L'enfourneur est alimenté par des transporteurs à rouleaux motorisés où les barres sont mues dans le sens de leur longueur.

Le four proprement dit est un four à trois zones de chauffage comprenant :

- La zone de préchauffage
- La zone de chauffage
- La zone d'uniformisation

La température de tels fours augmente évidemment de la zone d'enfournement à la zone de défournement. Le chauffage y a lieu à contre-courant (les fumées circulant en sens inverse des charges). L'avantage théorique du système est une température de sortie des fumées plus basse que dans les fours à température uniforme, donc une meilleure utilisation de la chaleur. A leur sortie, les fumées sont utilisées pour préchauffer l'air de combustion soufflé par un ventilateur vers les brûleurs à fuel lourd. Ces brûleurs sont bien sûr munis de dispositifs de règle du débit d'air et de fuel

L'alimentation en fuel lourd des brûleurs est assurée par deux pompes (une en service et une autre en réserve) aspirant le liquide d'un réservoir parallélépipédique où le fuel est chauffé à une température de 40 à 50°C pour pompage. Les pompes

refoulent ensuite le liquide visqueux dans un réchauffeur de fuel d'où il sort à une température d'environ 90 à 100°C pour alimenter les sept brûleurs du four. Ce second chauffage vise deux objectifs majeurs :

- diminuer la viscosité du fuel pour faciliter sa pulvérisation par une petite partie de l'air (7 bars venant de la souffleuse).
- augmenter l'enthalpie du fuel (surtout si PCI est faible).

Pour le fuel, la pulvérisation est nécessaire car elle permet de fragmenter les particules liquides de telle sorte que la combustion soit analogue à celle d'un gaz.

- couche de briques réfractaires
- acier doux peint en aluminium au-dessus des briques.

Enfin le défournement des charges a lieu coté homogénéisation. Un poussoir alimenté par une source auxiliaire d'énergie pousse les charges les forçant ainsi à emprunter la voie des convoyeurs à rouleaux alimentant les laminoirs. La température de la charge sortant du four est 1200°C.

Tableau N°1 : Quelques caractéristiques thermiques et géométriques du four :

ZONES	PRÉCHAUFFE	CHAUFFE	ÉGALISATION
Température interne charge	500-800°C	800-1000°C	1000-1200°C
Température externe	42°C	60°C	90°C
Longueur interne	6.575m	6.375m	5.434m

Largeur interne du four = 3.15m

Epaisseur latérale de la couche de briques réfractaires = 465 mm
1S8 standard bricks

Epaisseur couche d'acier peinte en aluminium = 1 cm

Refroidissement du four : le four est refroidi par l'eau venant de trois bacs d'alimentation.

3 - DONNÉES TECHNIQUES RECUEILLIES

D'après les informations recueillies auprès d'un technicien indien, on a :

Brûleurs :

On en distingue 7 :

3 brûleurs 5A coté finition traitement ;

4 brûleurs 4a coté chauffage.

Tableau N°2 : Caractéristiques d'entrée de l'air et du fuel :

Admission d'air	Température	200 à 300°C
	Pression	7 bars
Admission de fuel	Température	92 à 110°C
	Pression	2,45 bars

Une partie de l'air pulvérise le fuel mais la plus grande partie entretient la combustion.

Charge :

Tableau N°3 : Caractéristiques et spécifications sur la charge :

Charge nominale du four	12t/h
Température d'entrée de la charge	30°C
Température de sortie de la charge	1200°C
Epaisseur des barres	100 mm
Masse volumique de l'acier doux	7,8t/m ³
Nature de la charge	Acier doux

Gaz résiduels

Les gaz résiduels s'échappent de la cheminée à une température comprise entre 100 à 180°C. Leur composition outre l'oxygène, le gaz carbonique , l'eau et l'azote est encore mal connue.

Réfractaires :

Tableau N°4 : types de réfractaires :

Types	Place dans le four
Hanging bricks A type	voûte
Hanging bricks B type	voûte
Fire bricks IS8 standard	parois latérales

On note également d'autres briques : Red bricks, fire bricks IS6 standard, fire bricks IS8 E/A (3"×2 1/4"), hot face insulation bricks, cold face insulation bricks, chromomagnesite bricks, fire bricks IS6 S/A (3"×2 1/4").

Equipements auxiliaires :

Tableau N°5 : Caractéristiques des moteurs :

<u>Moteurs</u>	Tension (V)	courant (A)	cos ϕ	Puiss (kW)
Moteur entraînant la souffleuse d'air	415	64	0,87	37
Moteur entraînant la vis sans fin	415	40	0,84	22
Moteur entraînant les convoyeurs(2)	415	45	0,86	15

Vis sans fin :

Diamètre = 172 mm

Longueur (course) = 1m

Réducteur accouplé au moteur de la vis : rapport = 37 / 1

Ventilateur : Pression de refoulement = 7 bars

Convoyeur à rouleau :

Diamètre de chaque rouleau = 275 mm

Réducteur accouplé au moteur : rapport = 10 / 1

Bac de stockage de fuel :

Volume = 8000 litres

Températures du fuel à la sortie = 40 à 45°C

Réchauffeur de fuel :

Puissance = 36kW

température du fuel à la sortie = 90 à 100°C

Pression du fuel = 2,45 bars

CHAPITRE III : ÉTUDE D'UNE SOLUTION AU FUEL

1 - INTRODUCTION :

Le problème est de calculer le débit de fuel nécessaire pour assurer les exigences de la production

■ données de base.

- ⇒ température moyenne initiale de la charge $T_i = 30^\circ\text{C}$
- ⇒ température moyenne finale de la charge $T_f = 1200^\circ\text{C}$
- ⇒ production horaire du four $G_p = 12$ tonnes
- ⇒ régime de fonctionnement du four : continu

■ hypothèses de base

- ⇒ combustion complète sans imbrûlés
 - ⇒ on considère les gaz de combustion comme parfaits
 - ⇒ l'enthalpie des gaz à 15°C est nulle
- on travaille en régime permanent : nous ne tiendrons pas en compte des montées et des descentes en température du four

2 - ETUDE DE LA COMBUSTION DU FUEL-OIL

Le PCI du fuel - oil est donné par la relation suivante :

$$\text{PCI} = 12.927 - 3200d - 70s \quad \text{kcal/ kg}$$

d - masse volumique du fuel - oil à 15°C en g/cm^3

s - teneur pondérale du fuel-oil en soufre.

A cet effet on donne ci-dessous les caractéristiques du fuel - oil 180 est :

Densité à 15°C	0,995
Teneur en soufre	4% max. en poids
Teneur en eau	1% max. en poids
Teneur en cendres	0,12% max. en poids
Teneur en sédiments	0,25% max. en poids
Point de congélation	21°C max.
Point éclair	66°C min.

$d = \text{Densité fuel à } 15^{\circ}\text{C} * \rho_{\text{eau}} \text{ à } 15^{\circ}\text{C}$

Avec eau (15°C) = 0,998g/cm³

d'où $d = 0,995 * 0,998 = 0,993 \text{ g/ cm}^3$

Le PCI du fuel - oil utilisé peut être calculé

PCI = 9461 k cal/kg = 39.547 kj/kg

Nous allons considérer que le fuel utilisé est un composé organique pur dont la formule peut s'écrire C_x H_y S_z

Sa masse molaire est $M_{\text{fuel}} = 18 * d$

d'où $M_{\text{fuel}} = 17,91 \text{ g/mol}$

calculons d'abord les pourcentage de carbone, d'hydrogène et de soufre.

$$\%C + \% H = 1 - 0,01 \cdot S - 0,01 \cdot (\text{humidité} + \text{cendres} + \text{sédiments}) = m \quad (1)$$

$$k = \frac{C}{H} = \frac{d - 0,25}{0,0913} \quad (2)$$

(1) et (2) impliquent que $m = 0,9463$

$$k = 8,1599$$

$$\%C = m \frac{k}{1+k} = 84,3$$

$$\%H = m \frac{1}{1+k} = 10,3$$

$$\% S = 4 \%$$

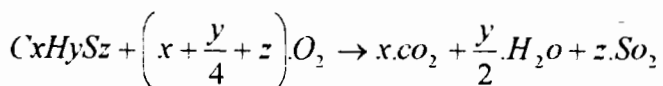
or

$$\%C = \frac{12x}{17,91} * 100 \Rightarrow x = 1,258$$

$$\%H = \frac{1 * y}{17,91} * 100 \Rightarrow y = 1,845$$

$$\%S = \frac{32 * z}{17,91} * 100 \Rightarrow z = 0,022$$

On a l'équation bilan suivante :



Donc 1 mole de fuel-oil brûle dans 1,742 mol de O₂ pour donner 1,258 mol de CO₂

0,9225 mol de H₂O

0,0224 mol de SO₂

En travaillant avec 1 kg de soufre et une combustion dans l'air on dira que :

1 kg de fuel-oil 180 brûle dans 13,50 kg d'air pour donner

3,09 kg de CO₂ avec 21,44 % des fumées

0,93 kg de H₂O avec 6,45 % des fumées

0,08 kg de SO₂ avec 0,55 % des fumées

10,31 kg de N₂ avec 71,55 % des fumées

3 - CALCUL DU DEBIT DE COMBUSTIBLE

3.1 - Bilan massique et thermique

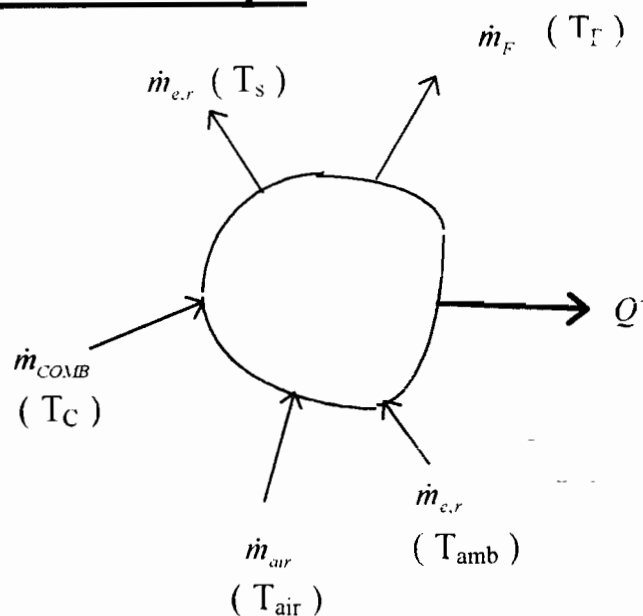


Figure N°1 : Représentation des échanges de matière et d'énergie dans notre système

Le système considéré est le laboratoire du four. Il s'agit d'un

système ouvert, en régime permanent et qui échange seulement de l'énergie -chaleur avec le milieu extérieur. Les frontières de notre système sont constituées de la surface de la charge entassée sur la sole, des parois et de la voûte.

D'après le premier principe de la thermodynamique on a :

$$\sum \dot{H}_i = \dot{Q}^- + \dot{W} \quad \text{avec } \dot{W} = 0$$

L'indice i se rapporte aux frontières fluide du système.

\dot{Q}^- est la puissance - chaleur échangée entre le four et son environnement. Mais ici la charge entassée sur la sole ne fait pas partie du système. C'est pourquoi l'expression de \dot{Q}^- regroupe aussi la chaleur emmagasinée par le produit à traiter.

$$\dot{Q}^- = \dot{Q}_p + \dot{Q}_s + \dot{Q}_t + \dot{Q}_{ouv}$$

\dot{Q}_p - pertes par les parois externes (kW)

\dot{Q}_s - pertes dans la sole

\dot{Q}_t - chaleur utile

\dot{Q}_{ouv} - pertes par ouverture de portes

Nous pouvons accéder au volume d'air stœchiométrique par kg de combustible par la formule des gaz parfaits :

$$PV_A = mAr T$$

$$p = p_{atm} = 1,013.105 \text{ Pa}$$

$$T = T_{\text{amb}} = 30^{\circ} \text{C} = 303 \text{ K} \quad \Rightarrow V_A = 11,57 \text{ m}^3 \text{ d'air ambiant}$$

par kg de combustible

$$r_{\text{air}} = 286,69$$

$$M_A = 13,5 \text{ kg d'air/kg de fuel}$$

Des tables thermodynamiques nous donnent cp_{CO_2} , $cp_{\text{H}_2\text{O}}$, cp_{SO_2} et cp_{air} en fonction de la température. Par régression, on trouve la meilleure équation approchant ces valeurs tabulées T variant de 0 à 1000° C.

$$Cp_{\text{CO}_2} \cong 0,8884 + 4,5379 \cdot 10^{-4} T \quad \text{kJ/kg}^{\circ} \text{C} \quad \text{corr} = 0,9687$$

$$Cp_{\text{H}_2\text{O}} \cong 1,8227 + 6,4641 \cdot 10^{-4} T \quad \text{kJ/kg}^{\circ} \text{C} \quad \text{corr} = 0,9971$$

$$Cp_{\text{SO}_2} \cong 0,6555 + 2,4600 \cdot 10^{-4} T \quad \text{kJ/kg}^{\circ} \text{C} \quad \text{corr} = 0,9501$$

$$Cp_{\text{N}_2} \cong 1,0219 + 1,9348 \cdot 10^{-4} T \quad \text{kJ/Kg}^{\circ} \text{C} \quad \text{corr} = 0,9962$$

corr - coefficient de corrélation de la régression entre T et Cp

- Pertes par les parois externes \dot{Q}_p

\Rightarrow Parois verticales

Le coefficient d'échanges de chaleur est :

$$h_e = 1,98 (t_{se} - t_e)^{1/4} + h_{er} \quad (\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ} \text{C})$$

\Rightarrow Paroi horizontale regardant vers le haut

$$h_e = 2,44 (t_{se} - t_e)^{1/4} + h_{er} \quad (\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ} \text{C})$$

Dans ces deux équations, $h_{er} = R \cdot 10^8 \left[\left(\frac{T_{se}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_e}{100} \right)^4 \right] \cdot \frac{1}{T_{se} - T_e}$

$$T_{se} = t_{se} + 273$$

$$T_e = t_e + 273$$

t_{se} : température de la surface externe de la paroi (° C)

t_e : température ambiante (° C) ($t_e = 30^\circ \text{ C}$)

R : Coefficient de rayonnement de la peinture d'aluminium.

$$R = 2,00 \cdot 10^{-8} \quad \text{W/m}^2 \cdot \text{k}^4$$

Le tableau suivant présente les données nécessaires au calcul des pertes par les parois externes.

Tableau N°6 : Pertes par les parois externes sole du four : résultat des calculs

	ZONE D'EGALISATION	ZONE DE CHAUFFAGE	ZONE DE PRECHAUFFAGE
température de la surface externe t_{se} (° C)	141	89	40
Surface externe des parois verticales (m ²)	38,6	30	22,4
Surface externe des parois horizontales libres par le haut (m ²)	26,2	30,45	25,8
Pertes (kW)	77,7	32,4	3,0

$$\dot{Q}_r = 77,7 + 32,4 + 3$$

$$\dot{Q}_p = 113,1 \text{ kW}$$

■ Pertes par ouverture de portes

Le tableau ci-dessous tiré de "Technologies gazières" de l'EPM nous fournit ces pertes en kWh/m².mn:

Tableau N°7 : Pertes par ouverture de porte en wh/m².mn

Température du four ° C	Pertes kWh/m ² .mn
700	0,8
800	1,2
900	1,6
1000	2,3
1100	3,1
1250	4,6

Tableau N°8 : Pertes par ouverture de porte : résultat des calculs

	ZONE D'EGALISATION	ZONE DE CHAUFFAGE	ZONE DE PRECHAUFFAGE
Nombre de portes ouvertes	2	0	1
Surface de chaque porte (m ²)	0,18	-	31
Pertes dans chaque zone (kW)	99,36	0	14,4

$$\dot{Q}_{Ouv} = 99,36 + 0 + 14,4$$

$$\dot{Q}_{Ouv} = 113,76 \text{ kW}$$

- Pertes dans la sole

La température finale de la charge étant voisine de 1200° C, on va supposer en première approximation que la zone d'égalisation est à la température de 1200°C, la zone de chauffage à la température de 1000° C et la zone de préchauffage à la température moyenne de 600°C. Avec ces approximations on peut utiliser le tableau ci-dessous, donnent une estimation des pertes la sole des fours passants.

Tableau N°9 : pertes dans la sole d'une four poussant de laminoirs par unité de surface (kcal/m².h)

Température du four (°C)	1400	1200	1000	800	600	400
Pertes dans la sole (kcal/m ² .h)	-	1200	1000	800	600	400

Le résultat des calculs est exposé dans le tableau suivant.

Tableau N° 10 : Pertes dans la sole : résultat des calculs

	ZONE D'EGALI- SATION	ZONE DE CHAUFFAGE	ZONE DE PRÉCHAUFFAGE
Température moyenne (°C)	1200	1000	600
Coefficient de pertes (kcal/m ² h)	1200	1000	600
Surface de la zone (m ²)	9,69	20,08	18,57
Pertes dans la zone (kW)	13,46	23,29	12,94

$$\dot{Q}_s = 13,46 + 23,29 + 12,94$$

$$\dot{Q}_s = 49,69 \text{ kW}$$

- chaleur utile

$$\dot{Q}_c = G_p (c_f \theta_f - c_0 \theta_0) = G_p (i_f - i_0)$$

car $i = c\theta$

i (kJ/kg) - enthalpie massique de l'acier à la température θ

c (kj/kg.°C) - chaleur spécifique de l'acier à la température θ

$$i_f = i (1200^\circ \text{C}) = 206 \text{ kcal / kg} = 861,08 \text{ kJ / kg}$$

$$i_0 = i (30^\circ \text{C}) = 3,39 \text{ kcal / kg} = 14,17 \text{ kJ / Kg}$$

$$G_p = 12 \text{ t / h} = 3,333 \text{ kg / s}$$

D'où $\dot{Q}_c = 2822,75 \text{ kW}$

Après avoir bien distillé l'expression de \dot{Q} , faisons-en le même pour $\sum \dot{H}_i$ de l'équation.

$$\sum \dot{H}_i = \dot{H}_e - \dot{H}_s$$

$$\dot{H}_e = \dot{m}_{\text{comb}} C_c (T_c - T_0) + \dot{m}_{\text{comb}} \text{PCI} + \dot{m}_{\text{air}} C_{A2} (T_{A2} - T_0)$$

$$\dot{H}_s = \dot{m}_F C_{F1} (T_{F1} - T_0) + \dot{m}_{\text{eau formée}} L$$

$$\text{Mais } \dot{m}_{\text{air}} = (1+e) \cdot M_A \dot{m}_{\text{comb}}$$

$M_{\text{air, stochio}} = M_A$ - pouvoir comburivore du combustible

$$\begin{aligned} \dot{m}_F &= \dot{m}_{\text{comb}} + \dot{m}_{\text{air}} \\ &= [1 + (1 + e) M_A] \dot{m}_{\text{comb}} \end{aligned}$$

$$\dot{m}_{\text{eau, formée}} = k \dot{m}_{\text{comb}}$$

Donc

$$\dot{H}_e = \dot{m}_{\text{comb}} * [C_c (T_c - T_0) + \text{PCI} + (1+e) M_A C_{A2} (T_{A2} - T_0)]$$

$$\dot{H}_s = \dot{m}_{\text{comb}} * [(1+(1+e)M_A)C_{F1} (T_{F1} - T_0) + kL]$$

$$\dot{H}_e - \dot{H}_s = \dot{Q}$$

$$\dot{m}_{\text{COMB}} = \frac{\dot{Q}}{C_m T_c + \text{PCI} + \lambda M_A C_{m+2} T_{A2} - (1 + \lambda M_A) C_{mF1} T_{F1} - kL}$$

λ - facteur d'air ($\lambda = 1+e$)

e - excès d'air variant de 0 à 100 %

T_c - température d'entrée du combustible (°C)

T_{A2} - température d'entrée de l'air (°C)

T_{F1} - température de sortie des fumées et avant passage dans le récupérateur (°C)

C_{m_c} , $C_{m_{A2}}$ et $C_{m_{F1}}$ chaleurs spécifiques moyenne du combustible, de l'air et des fumées entre T_0 , T_c , T_{A2} et T_{F1} respectivement.

$$C_m = \int_{T_0}^T Cp(T) * dT$$

Les indices c, A₂, et F₁ réfèrent respectivement au combustible, à l'air et aux fumées.

$$T^* = T - T_0$$

$$M_A = 13,5$$

$$k = 0,93$$

$$T_0 = 15^\circ\text{C}$$

$$L = 2430 \text{ kJ / kg}$$

La température d'entrée de l'air n'est pas encore connue, mais nous pouvons l'évaluer à l'aide d'une équation-bilan du récupérateur.

$$\dot{m}_F * C'_{m_{F1}} * (T_{F1} - T_{F2}) = \dot{m}_{AIR} * C'_{m_{A2}} * (T_{A2} - T_{A1})$$

$$\Rightarrow 1 + [(1+e)M_A] \cdot 1 \cdot C'_{mF} \cdot (T_{F1} - T_{F2}) = C'_{mAIR} \cdot (T_{A2} - T_{A1}) \quad \text{(E)}$$

$$T_{A1} = T_{amb} = 30^\circ \text{C}$$

T_{A2} - à déterminer

T_{F1} - température des fumées avant récupérateur

T_{F2} - température des fumées après récupérateur

\dot{m}_F - Débit massique de fumées

\dot{m}_{AIR} - débit massique d'air

C'_{mF} - chaleur spécifique moyenne des fumées dans le récupérateur

C'_{mAIR} - chaleur spécifique moyenne de l'air dans le récupérateur

avec

$$C'_m = \int_{T_{F1}}^{T_{F2}} Cp(T) \cdot dT$$

Les tableaux suivants nous donnent les valeurs de T_{F1} et T_{F2} mesurées.

Dans l'équation (E) toutes les valeurs sont connues exceptée celle de T_{A2} .

Tableau N°11 : 1^{ere} série de mesures de T_{F1} et T_{F2}

T_{F1} (°C)	505, 2	475, 7	502, 2	483, 1	506, 6	484, 6	519, 8	522, 7
T_{F2} (°C)	178	171	174	176	177	175	177	178

$$T_{F1\text{moy}} = 500^\circ\text{C} \quad ; \quad T_{F2\text{moy}} = 175,75^\circ\text{C}$$

Tableau N°12 : 2^e série de mesures de T_{F1} et T_{F2}

T_{F1} (°C)	483, 1	483, 1	438, 3	457, 8	423, 2	415, 6	432, 3	439, 8
T_{F2} (°C)	170	171	172	172	172	172,3	173	173

$$T_{F1\text{moy}} = 446,65^{\circ}\text{C} \quad ; \quad T_{F2\text{moy}} = 172^{\circ}\text{C}$$

Tableau N°13 : 3^e série de mesures de T_{F1} et T_{F2}

T_{F1} (°C)	445, 8	454, 8	481, 6	491, 9	483, 0	475, 7	480, 1	483, 1
T_{F2} (°C)	180	186	188	189	190	189	189	190

$$T_{F1\text{moy}} = 474,5^{\circ}\text{C} \quad ; \quad T_{F2\text{moy}} = 187,6^{\circ}\text{C}$$

3.2 - Résultats des calculs

La méthode de calcul que nous avons développée ci-dessus nous donne les résultats suivants :

T_{F1} - température moyenne des fumées avant le récupérateur

T_{F2} - température moyenne des fumées après le récupérateur

\dot{Q}_c - débit calorifique (kW)

η - rendement de combustion

Tableau N°14 : Résultats des calculs pour la 1^{ère} série de mesures

T_{F1} = 500°C ; T_{F2} = 175,75°C

e	\dot{m}_{COMB} (kg/h)	\dot{V}_{AIR} (m ³ à 30°C/h)	T _{A2} (°C)	\dot{Q}_C (kW)	η
0,3	399	6010	399	5177	0,74
0,4	402	6514	396	5264	0,73
0,5	404	7025	394	5354	0,72
0,6	407	7544	392	5444	0,70
0,7	410	8070	391	5537	0,69
0,8	413	8604	389	5630	0,68

Tableau N°15 : Résultats des calculs pour la 2^e série de mesures

T_{F1} = 446.65°C ; T_{F2} = 172°C

e	\dot{m}_{COMB} (kg/h)	\dot{V}_{AIR} (m ³ à 30°C/h)	T _{A2} (°C)	\dot{Q}_C (kW)	η
0,3	390	5867	348	4951	0,76
0,4	393	6364	347	5035	0,74
0,5	396	6869	346	5120	0,73
0,6	398	7381	345	5206	0,72
0,7	401	7900	344	5294	0,71
0,8	404	8428	343	5383	0,70

Tableau N°16 : Résultats des calculs pour la 3^e série de mesures

T_{F1} = 474,5°C ; T_{F2} = 187,62°C

e	\dot{m}_{COMB} (kg/h)	\dot{V}_{AIR} (m ³ à 30°C/h)	T _{A2} (°C)	\dot{Q}_C (kW)	η
0,3	399	6019	364	5112	0,74
0,4	403	6536	362	5205	0,73
0,5	407	7062	361	5301	0,72
0,6	410	7596	360	5398	0,70
0,7	414	8139	359	5497	0,69
0,8	417	8692	359	5592	0,68

3.3 - Récapitulation

Tableau N°17 : Récapitulatif des résultats obtenus avec le fuel-oil
180 cst

Consommation horaire maximale de fuel (kg/h)	413
Débit calorifique maximal (kW)	5630
Débit d'air nécessaire (m ³ à 30°C/h)	8604
Température de l'air préchauffé (°C)	389
Température moyenne des fumées à la cheminée (°C)	175
Rendement de combustion	0.68
Coût du fuel 180 (FCFA/tonne)	96.836
Coût de fonctionnement en fuel 180 (FCFA/h)	39.993

CHAPITRE IV : ETUDE D'UNE SOLUTION AU GAZ

1-TYPES DE GAZ DISPONIBLES AU SÉNÉGAL :

Les sénégalais ne s'approvisionnent pas suffisamment en hydrocarbures. Ceci est dû principalement à l'utilisation du charbon dans les foyers et à l'utilisation du fuel-oil dans les grandes industries. Hormis Dakar et quelques grandes agglomérations, on peut dire que les sénégalais ne connaissent pas le GAZ.

Pourtant , ce ne sont pas les raffineries ou bien les ressources gazières qui manquent dans notre pays dont les principales productions sont le GPL (gaz de pétrole liquéfié) et le gaz naturel.

Le GPL est produit par la SAR mais les sociétés pétrolières (MOBIL,SHELL ,ELF,TOTAL...) en possèdent le monopole de la distribution.

Le gaz naturel quant à lui est produit à DIAMNIADIO et distribué par PETROSEN.

On voit donc que notre étude va porter sur ces deux gaz.

En résumé seuls le BUTANE et le GAZ NATUREL existent dans le marché SENEGALAIS.

2-LES SYSTEMES DE COMBUSTION INDUSTRIELLES

(SYSTEMES A GAZ)

Tiré de : GAZ ENGINEERS' HANDBOOK
Chapitre 13
pp.13/211 et suivantes
par D.A Campbell

2.1- Introduction

Il existe sur le marché une grande variété d'équipements de combustion. Ce qui les distingue les uns des autres c'est surtout la méthode employée pour mélanger l'oxygène (provenant habituellement de l'air et le gaz combustible dans des proportions adéquates pour fournir le débit de chaleur et la température nécessaire à un procédé industriel.

Dans ce chapitre; on supposera que dans tous les procédés, la combustion se fera à peu près aux conditions stœchiométriques.

2.2 - Dosage de l'air et du gaz et méthode de mélange

1) Système atmosphérique (ou à basse pression du gaz)

Ce genre de système a été étudié au chapitre précédent.

On y utilise la quantité de mouvement d'un jet de gaz à basse pression pour entraîner une quantité d'air provenant de l'atmosphère.

2) gaz à pression élevée

Dans ce système, également, on utilise la quantité de mouvement du jet de gaz pour entraîner l'air nécessaire à la combustion. L'air provient de l'atmosphère.

3) Air à basse pression

On utilise la quantité de mouvement d'un jet d'air à basse pression pour entraîner le gaz combustible.

4) Air à haute pression

On utilise la quantité de mouvement d'un jet d'air à basse pression pour entraîner soit le gaz combustible, soit le gaz combustible et de l'air.

5) *Systèmes à dépression (suction systems)*

On maintient la chambre de combustion sous un vide partiel de façon à aspirer l'air et/ou le gaz nécessaire(s) à la formation du mélange combustible.

6) *Systèmes à deux vannes*

Utilisent deux commandes séparées pour l'air et le gaz : les deux fluides se trouvent sous pression.

7) *Systèmes mécaniques*

Le dosage et la compression de l'air et du gaz s'effectuent par des moyen mécaniques (ventilateur).

2.3 - classification des systèmes de combustion industriels

Les systèmes industriels peuvent être constitués de différentes composantes réunies ensemble ou être construits d'un seul bloc. Partie composantes :

- mélangeur (mixing equipment)
- doseur (ratio control equipment)
- débitmètre
- brûleur

Si l'on suppose qu'on peut obtenir de l'air et du gaz en quantités suffisantes à des pression et température constantes, l'énergie nécessaire au mélange peut provenir de différentes sources :

1) Entraînement de l'air nécessaire grâce à l'énergie cinétique d'un jet de gaz

2) sortant d'un orifice et passant dans un mélangeur venturi :

3) Entraînement du gaz nécessaire grâce à l'énergie cinétique d'un jet d'air :

Energie entièrement fournie par une pompe, un compresseur ou une soufflante

5) Energie provenant à la fois du jet de gaz et du jet d'air.

Dispositifs de type I - ALIMENTATION SEPARÉE DE L'AIR ET DU GAZ A LA CHAMBRE DE COMBUSTION

Système utilisé dans de grandes installations où l'allumage continu est assuré par les très hautes températures existant dans la chambre de combustion.

Applications : Fours réverbères (fabrication du verre)

Fours à chaux

Mélangeur : - pas de mélangeur :

- air et gaz sont admis à haute pression :

- le mélange se constitue lentement, car les deux fluides sont alimentés séparément. On obtient ce qu'on appelle communément une "flamme de diffusion", plus précisément il s'agit de "flammes alimentées séparément en combustible" :

- la combustion se produit dans un grand espace ; ce

n'est qu'en admettant de l'air préchauffé qu'on parvient à maintenir des températures élevées.

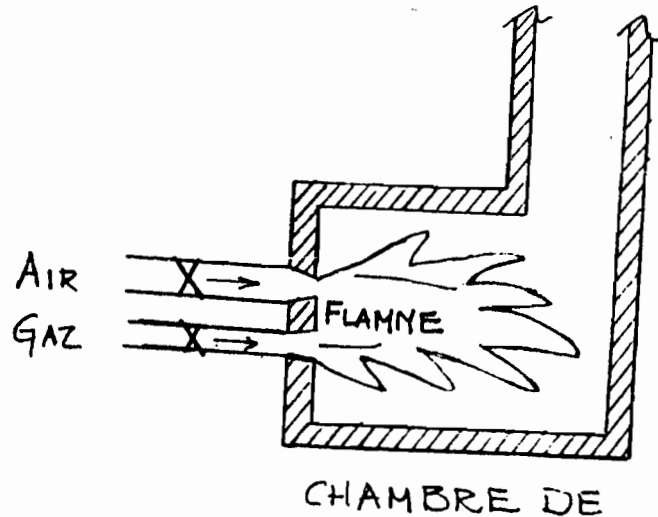


Figure N°2 : dispositif de chauffe de type I

Débit : Une vanne sur chacun des conduits.

Dosage : 1) manuel : à l'aide de deux vannes

2) automatique : a) basé sur les pressions des fluide

b) basé sur l'ouverture des vannes.

Dispositifs de type II - AJUTAGE MELANGEUR (NOZZLE MIXING)

Système très simple et très flexible. On peut l'utiliser dans pratiquement tous les genres d'applications industrielles. Un système de ce genre peut facilement fonctionner avec un excès d'air, un excès de gaz ou stoéchiométriquement sans crainte de retour de flamme, il suffit de bien choisir le brûleur et les appareils de commande.

Température : de 538 à 1538° C

Mélange : Air et gaz sous pression.

Débit : Une vanne sur chacun des conduit

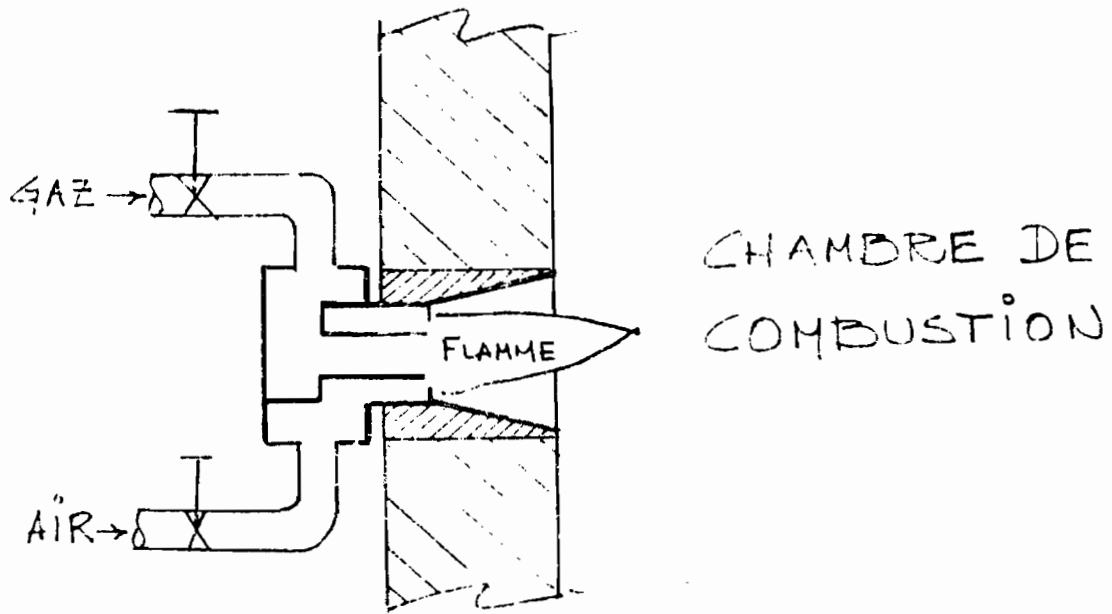


Figure N° 3 : Dispositif de chauffe de type 2

Dosage : 1) manuel :

2) automatique : a) pression

b) déplacement

Applications - Chauffage à air

- Fours pour traitements thermiques

Dispositifs de type III - MELANGE PREALABLE PARTIEL ET AIR SECONDAIRE

Ce système très simple et très flexible utilise une grande variété de brûleurs ouverts à becs uniques ou multiples.

Le mélange initial contient généralement moins de la moitié de l'air théorique. L'air secondaire se mélange assez mal dans la flamme, cela peut nécessiter un grand excès d'air.

Contrôle de l'air secondaire : variable ou fixe.

Températures obtenues : de 38 à 649°C

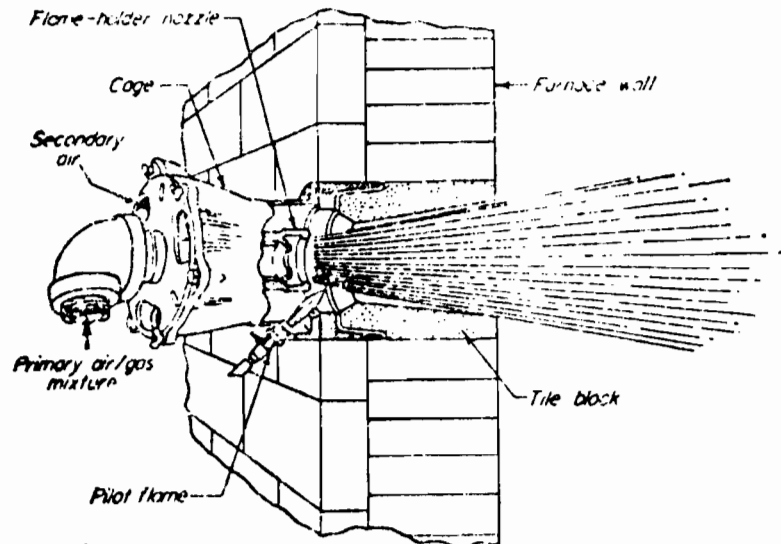


Figure N°4 : dispositif de chauffe de type 3

Mélangeur : 1) Inducteur à gaz (gaz sous pression entraîne l'air à la pression atmosphérique).

2) Inducteur à air (l'air sous pression entraîne le gaz à la pression atmosphérique)

3) Mélangeur mécanique (air et gaz sont à la pression atmosphérique).

Dosage : Manuel ou automatique.

Débit : - Vanne dans le conduit du fluide à haute pression

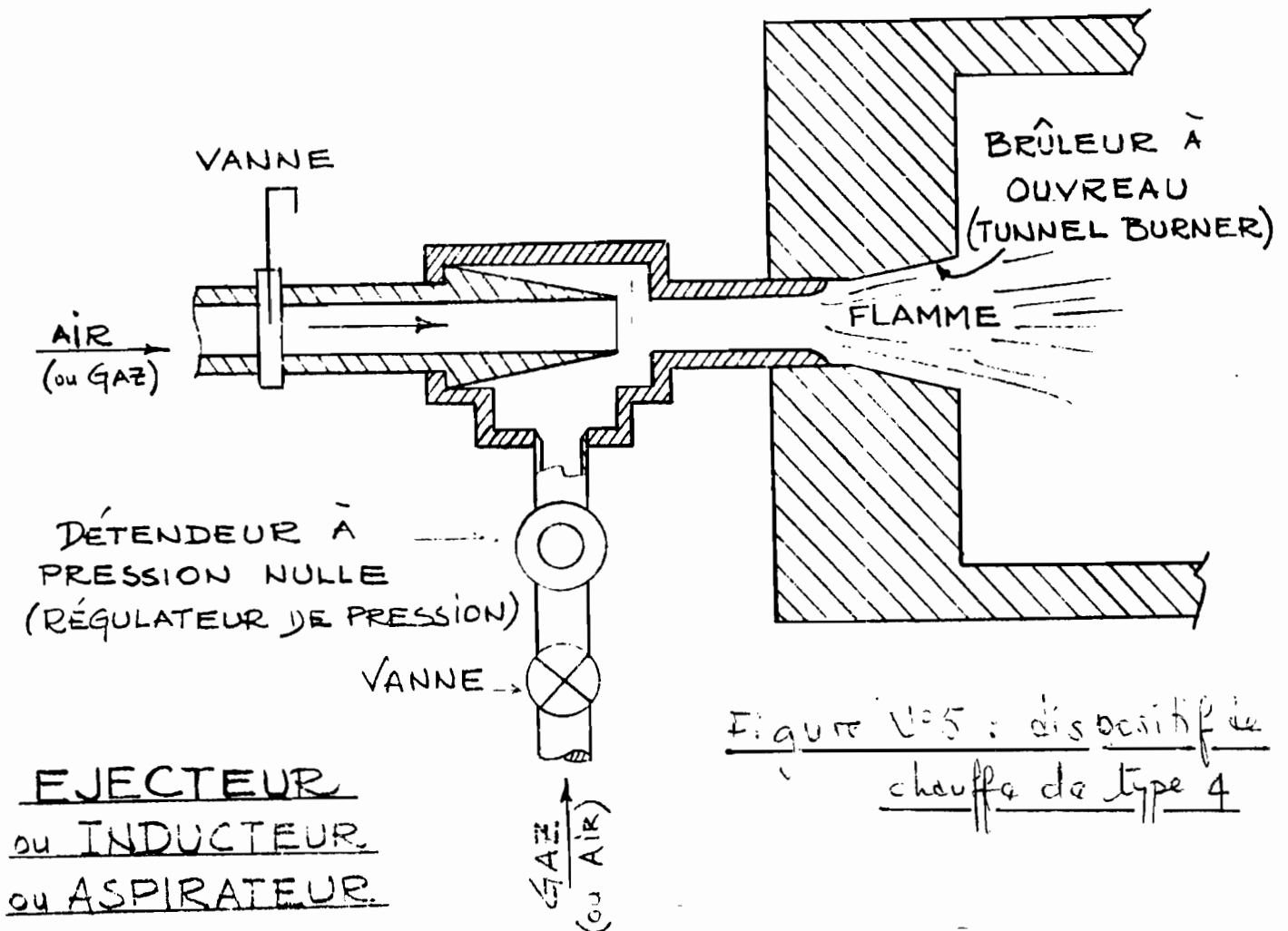
- Vanne en aval du mélangeur mécanique

Brûleurs : Ouverts

Applications : Partout où un excès d'air n'est pas nuisible

.Dispositifs de type IV - MELANGE PREALABLE COMPLET AU MOYEN DE LA FORCE VIVE DE L'AIR OU DU GAZ

Ce système est utilisé quand on désire que le mélange de l'air et du gaz se fasse dans des proportions stœchiométriques ou s'en approchant. Il faut dans ce cas que le mélange soit le plus possible. Ce système très simple offre une assez grande précision dans le dosage du mélange et le contrôle de la température ; de ce fait, il est le plus utilisé dans l'industrie. C'est d'ailleurs l'absence



d'air secondaire qui permet d'obtenir des températures assez élevées et la précision du dosage.

Gamme de températures : de 649 à 1649°C

Mélangeur : 1) Inducteur gaz (gaz sous pression entraîne l'air à la

pression atmosphérique).
2) Inducteur à air (air sous pression entraîne le gaz à la pression atmosphérique).

Dosage : Manuel (variable)

Automatique (fixe)

Débit : Vanne sur la ligne du fluide sous pression.

Brûleur : à ouverture (tunnel tunnel) étanche quelques brûleurs sans ouverture quelques brûleurs ouverts

Applications Fours, fours rotatifs, chaudières (en général pour tout appareil de chauffage demandant un contrôle très strict de l'atmosphère dans la chambre de chauffe).

Dispositifs de type V - MELANGE PREALABLE COMPLET A L'AIDE D'UN MELANGEUR MECANIQUE

Un dispositif de ce genre permet l'alimentation du mélange dans la chambre de chauffe contre des pressions élevées. La perte d'énergie causée par le processus de mélange est réduite dans ce cas, car sitôt sorti de la soufflante, le mélange est directement alimenté aux brûleurs. Le dosage indépendant du débit est précis, on peut donc alimenter le mélangeur à plusieurs brûleurs indépendamment et l'on peut les ouvrir ou les fermer séparément sans que le dosage ait changé aux autres brûleurs qui fonctionnent encore. C'est là un grand avantage dans certaines installations où l'on est obligé

de fermer des brûleurs pour obtenir des variations de puissance. On doit installer avant chaque brûleur un dispositif de protection contre le retour de flammes pour éviter d'endommager

la soufflante mélangeuse.

Mélangeur : Ventilateurs, compresseurs, pompes (air et gaz sont pris à la pression atmosphérique).

Dosage : Ajustable ou fixe

Manuel ou automatique

Débit : Contrôle à l'admission du gaz et de l'air

Ou vannes dans la conduite du mélange à la sortie de la Soufflante.

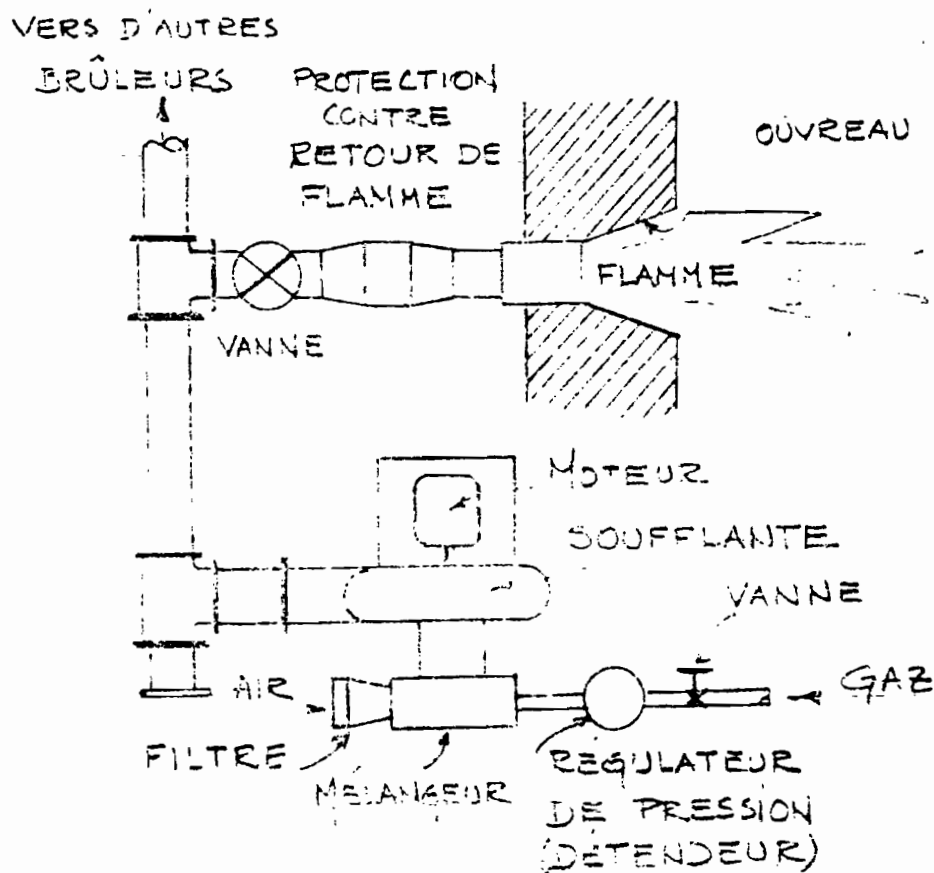


Fig N° 6 : Dispositif de chauffe de type 5

Brûleur : Brûleur à ouvreau étanche

quelques brûleurs sans ouvreau

quelques brûleurs ouverts

Applications : Fours, fours rotatifs, chaudières, etc. (appareil

demandant une commande stricte de l'atmosphère dans la chambre de chauffe où une grande gamme d'opérations).

Dispositifs de type VI - COMBINAISON D'ELEMENTS PROVENANT DES CINQ PREMIERS TYPES DE DISPOSITIFS

Les systèmes varient selon les applications

2.3 - Dosage par les appareils de prémélange

Le mélange air-gaz doit se situer dans les limites d'inflammabilités avant de brûler, quelle que soit la méthode d'alimentation.

SECURITE

Les mélanges sont à peu près stœchiométriques, ils peuvent donc s'enflammer facilement ; les brûleurs doivent être conçus de façon à éliminer tout retour de flammes :

- 1) il doit y avoir une vitesse d'écoulement suffisante dans les trous, elle doit être plus grande que la vitesse de propagation de la flamme ;
- 2) Il doit y avoir des anti-retours de flammes en amont de chaque brûleur ;
- 3) dans les longues conduites on doit éliminer les pressions élevées qu'un retour de flamme aurait pu causer. pour cela, on monte sur les lignes des disques qui se perforent si la pression devient trop élevée.

COMPRESSEURS

- à palettes
- rotatifs à déplacement positif

■ centrifuges

2.4 - Réalisation des brûleurs industriels

STABILISATION DE LA FLAMME

La méthode utilisée pour accrocher la flamme constitue souvent l'unique différence entre deux brûleurs. On essaie de stabiliser la flamme en un point du brûleur de façon à ce qu'elle ne soit pas soufflée dans la chambre de combustion où elle risquerait de s'éteindre.

-Brûleurs ouverts - le plus souvent on utilise un anneau d'allumage abrité d'un courant principal qui s'écoule à grande vitesse. Cet anneau rallume continuellement le jet principal. C'est le courant principal qui alimente de façon continue la chambre de combustion par une série de petits trous. En passant à travers ces trous, le mélange perd de la vitesse et forme un anneau continu de flamme. Le prolongement du cylindre extérieur du brûleur au-delà de l'anneau de feu protège la flamme pilote du mouvement de l'air secondaire. La force vive du principal courant a pour effet "d'aspirer" la flamme pilote, ce qui rallume continuellement la flamme principale. D'une manière générale des brûleurs ouverts fonctionnent mieux lorsque le mélange est légèrement riche, l'air secondaire qui s'écoule autour du bec exerce un effet de refroidissement.

-Brûleurs tunnels ou brûleurs à ouverture - dans ce cas, la flamme se maintient dans le tunnel où l'ouverture et l'allumage continu est assuré par la turbulence existant le long des parois, cette couche limite s'écoule beaucoup plus lentement que le courant principal et étant en contact avec les parois de briques

réfractaires incandescentes, elle s'enflamme rapidement. On utilise pas d'anneau de rétention pour ne pas surchauffer le nez de l'ajustage surtout si on n'a pas prévu de système refroidissement.

La forme de l'ouveau et l'expansion que prennent les gaz qui brûlent empêchent l'infiltration des gaz du foyer dans la flamme.

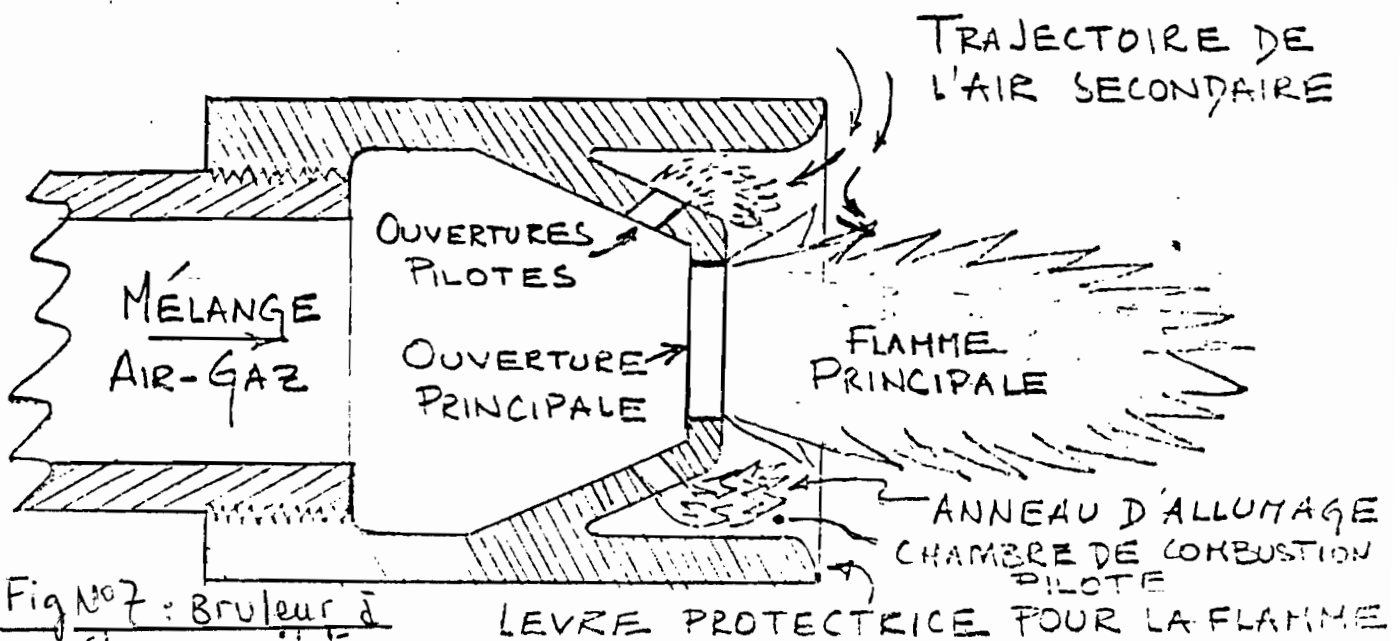


Fig N°7 : Brûleur à flamme pilote

D'une manière générale, l'ouveau doit avoir une forme épousant l'expansion que prend le mélange qui brûle. La longueur du tunnel doit permettre que la combustion soit à peu près complète.

FORME DE L'OUVREAU

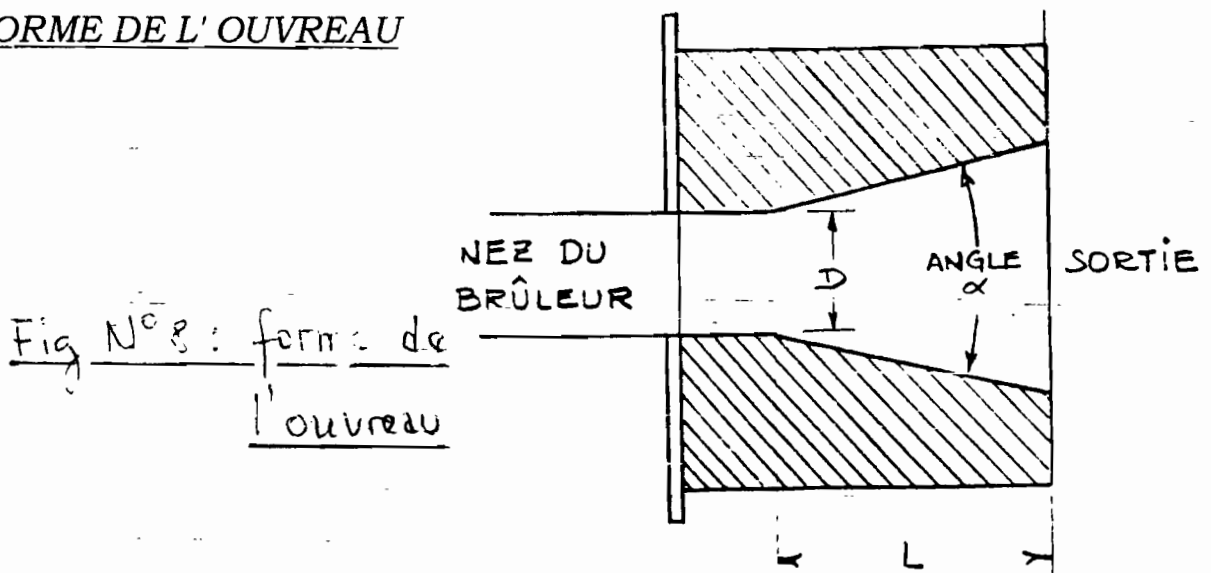


Fig N°8 : forme de l'ouveau

La forme de l'ouvreau varie beaucoup en longueur et en diamètre d'un tunnel à l'autre. Si L est trop longue, la chaleur dégagée dans l'ouvreau pourra en faire fondre les parois. Si l'angle de divergence α est trop grand, la flamme peut ne pas rester en contact avec les parois et être soufflée, en particulier, à allure maximum. Si l'angle de divergence est trop faible, l'ouvreau agira comme un prolongement du brûleur, cela produira une flamme instable brûlant en dehors de l'ouvreau.

CAPACITE

D'un brûleur, on cherche à obtenir le plus grand dégagement de chaleur possible. Tout brûleur industriel n'est en réalité rien d'autre qu'un orifice qui règle l'écoulement d'un mélange gaz-air (stoéchiométrique dans les conditions idéales)

dans la zone de combustion. Le débit sera donc donné par :

q = débit de mélange, pi^3/hre

c = coefficient de débit du brûleur

A = section de l'orifice du brûleur, po^2

H'' = chute de pression dans le brûleur, pouces d'eau

G_m = densité relative du mélange par rapport à l'air ($G_{\text{air}} = 1$)

3-LE GAZ BUTANE

3.1- Sources d'approvisionnement en gaz butane :

L'approvisionnement en GAZ BUTANE est identique celui des autres produits pétroliers. Trois mots-clefs sont retenir : le dépôt, le

transport et la distribution.

LE DEPOT : Comme son nom l'indique, un dépôt pétrolier est une unité connue pour la réception, le stockage, la manutention et le chargement des produits dangereux. Comme pour la raffinerie SAR, l'existence d'un dépôt ne se justifie cependant que si une demande de produits pétroliers est suffisante pour lui garantir une activité régulière et une rentabilité acceptable.

Le dépôt ne se limite pas aux seuls moyens de réception, de stockage, de contrôle de qualité, de chargement, ou de livraison des produits. Il se présente surtout comme un centre d'activité, une entreprise dont toutes les facettes doivent être gérées (Approvisionnement - stockage - surveillance des variations des produits - manutention - administration/personnel, finances, transit/douanes, hygiène, sécurité, protection de l'environnement...), en recouvrant aux techniques et méthodes les plus éprouvés. Relais entre la distribution et la raffinerie, le dépôt constitue l'élément régulateur pour l'approvisionnement sans rupture du pays. Il joue également un rôle essentiel, en traduisant et en communiquant régulièrement à la raffinerie les besoins réels du Marché.

TRANSPORT : Une fois contrôlé, en qualité et en quantité (volume du poids), le produit quitte le dépôt pour être acheminé vers le consommateur ou le point de vente.

Ce second stade de la filière aval concerne le transport proprement dit des produits pétroliers. Cette activité peut revêtir plusieurs formes. Au Sénégal, les principaux modes de transport sont :

- les moyens terrestres (camions-citernes, remorques) pour 90%
- les moyens ferroviaires (wagons-citernes) et

- les transports massifs (pipeline/sealine), apparents-enterrés, immergés ou non, connectant la raffinerie un dépôt ou reliant un poste de chargement ou de déchargement (tanker) un ou plusieurs dépôts existants. Les véhicules de transport ont une capacité variant de 10.000 litres pour les camions citernes à 35.000 litres pour les gros porteurs.

Le diamètre des pipes varie de 4 à 12 pouces, suivant la nature des produits pétroliers.

Les camions-citernes en général de 43.000 litres, sont également utilisés pour l'exportation par voie ferroviaire de produits en direction du Mali ou vers les consommateurs locaux spécialisés (ICS, SNCS ...).

Les camions plateaux assurent le transport des bouteilles de gaz butane et des lubrifiants notamment.

En résumé, le marché intérieur est approvisionné par camions et l'exportation par wagons-citernes.

DISTRIBUTION DES HYDROCARBURES : Cette dernière phase, appelée également Marketing constitue la finalité même des sociétés de distribution.

Elle intègre la logistique, les opérations ou l'engineering proprement parler, la commercialisation et la promotion des produits pétroliers (carburants, lubrifiants, bitumes, gaz) jusqu'au consommateur final (point de vente ou client industriel, pêche, aviation).

Le problème de la fixation des prix et de la fiscalité des produits pétroliers ne peut pas, en toute objectivité, être occulté ici.

Bien que très complexe et du domaine réservé la puissance publique, vous me permettez simplement de rappeler que le secteur

de la distribution des produits pétroliers est soumis au système de contrôle et de l'homologation des prix. Contrairement à une idée reçue, ce ne sont pas les sociétés qui fixent les prix à la consommation mais bien l'**administration**.

La structure des prix (hors taxes et TTC) applicables sur toutes la filière est établie, sous la supervision de la direction des Mines et de la Géologie, par une Commission Nationale qui se réunit trimestriellement. Un arrêté interministériel est pris, chaque fois pour l'officialiser.

Le prix de vente au consommateur est constitué de trois postes: le prix ex -SAR hors taxe, la marge de distribution et la fiscalité (droits de portes + TVA). Pour des détails sur ce prix de vente, veuillez contacter le ministère de l'Energie.

3.2- Caractéristiques du gaz butane

A la SAR on produit deux types de GAZ BUTANE dont voici les constituants et propriétés chimico-thermiques.

BUTANE " type 1 "

Tableau N°18: Caractéristiques du butane type 1 :

Constituants	% en volume	Masse molaire(g)
Propane	1.57	44
Iso-butane	23.38	58
n-butane	73,97	58
Iso-pentane	0,00	72
n-pentane	1,08	72

—> Masse molaire

où x_i est la proportion du constituant i dans le mélange.

M_i la masse molaire du constituant i .

$$M = 0,0157 \cdot 44 + 0,2338 \cdot 5 + 0,7397 \cdot 58 + 0,00 \cdot 72 + 0,0108 \cdot 72$$

$$\Rightarrow M = 57,93 \text{ g}$$

—> Masse volumique 30°C et $1,013 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

$$\rho = \frac{P}{r \cdot T}$$

avec $T = 30 + 273 = 303 \text{ K}$

et $r = 143,5$

d'où $\rho = 2,3298 \text{ kg/m}^3$

—> Pouvoir calorifique inférieur (PCI)

PCI pouvoir calorifique inférieur du constituant i en MJ/kg

$$\text{PCI} = 0,0157 \cdot 46,37 + 0,9735 \cdot 45,65 + 0,0108 \cdot 45,30$$

$$\text{PCI} = 45,6575 \text{ MJ/kg} = 45.657,5 \text{ kJ/kg}$$

—> Limites d'inflammation (L) dans l'air

L - limite d'inflammation supérieur ou inférieur du gaz

$$\frac{1}{L} = \sum \frac{x_i}{L_i}$$

L_i - limite d'inflammation du gaz i de constituant x_i dans le mélange

$$\Rightarrow L_{\text{inf}} = 1,7021$$

$$\Leftrightarrow L_{\text{sup}} = 8,5058$$

BUTANE " type 2"

Tableau N°19: Caractéristiques du butane type 2 :

Constituants	% en volume	Masse molaire (g)
Propane	20,80	44
Iso-butane	25,10	58
n-butane	54,10	58
Iso-pentane	traces	72
n-pentane	traces	72

—>Masse molaire

$$M = 55,088 \text{ g}$$

—> Masse volumique à 30°C et $1,013 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

$$\rho = 2,2152 \text{ kg/m}^3$$

→ Pouvoir calorifique inférieur

$$\text{PCI} = 45,7998 \text{ MJ/kg} = 45799,8 \text{ kJ/kg}$$

→ limites d'inflammation

$$L_{\text{inf}} = 1,7844$$

$$L_{\text{sup}} = 8,6903$$

Dans le tableau ci-dessous on donne quelques valeurs sur les constituants élémentaires classiques des GAZ (PCI, limites d'inflammations etc.).

Tableau N°20 : Limite d'inflammation dans l'air et dans l'oxygène de quelques gaz purs.

GAZ PURS	formule chimique	Limite d'inflammation dans l'air		Limite d'inflammation dans l'oxygène	
		Inf.Li %de gaz	Sup.Ls %de gaz	Inf.Li %de gaz	Sup.Ls %de gaz
Hydrogène	H ₂	4	75	4	94
Oxyde de carbone	CO	12,5	74	12,5	94
Méthane	C H ₄	5	15	5	60
Ethane	C ₂ H ₈	3	12,5	3	52,5
Propane	C ₃ H ₈	2,2	9,5	2,2	45
Butane	C ₄ H ₁₀	1,7	8,5	1,7	40
Pentane	C ₅ H ₁₂	1,4	7,8
Hexanes	C ₆ H ₁₄	1,2	7,4
Heptanes	C ₇ H ₁₆	1,1	6,7
Octanes	C ₈ H ₁₈	0,85	6
Ethylène	C ₂ H ₄	2,7	32	2,7	80
Propène	C ₃ H ₆	2	10,5	2	53
Butène 1	C ₄ H ₈	1,6	9,4	1,6	58
Butène 2	C ₄ H ₈	1,8	10	1,7	55
Butadiène	C ₄ H ₆	2	11,5
Acétylène	C ₂ H ₂	2,5	81	2,5	93

3.3 - Calcul du débit de gaz nécessaire :

3.3.1-Principe :

Dans le cas du fuel on a trouvé un débit calorifique maximal de 5630 kW. Le principe est simple : il s'agit de trouver pour le GAZ un débit massique pour le même débit calorifique.

Nous allons étudier deux cas :

- Sans récupération de la chaleur des fumées (pas de préchauffage

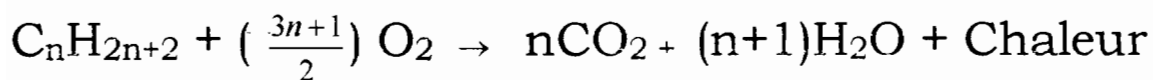
de l'air)

- Avec récupération de la chaleur des fumées (préchauffage de l'air)

Dans chaque cas nous regardons l'impact d'une variation du facteur d'air dans la température du four et dans le rendement de combustion.

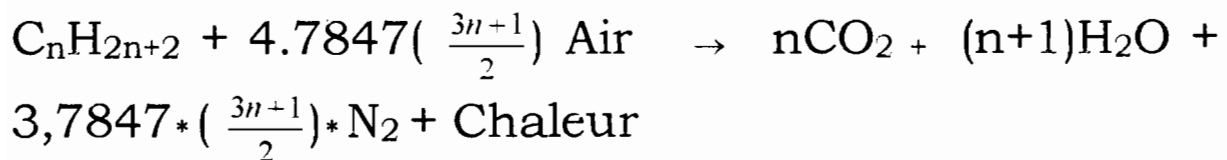
3.3.2 - Etude de la combustion du gaz butane :

Etudions d'abord la combustion d'une mole d'alcane dans l'oxygène de l'air :



Où n est le nombre de moles d'atomes de carbone dans la molécule d'alcane.

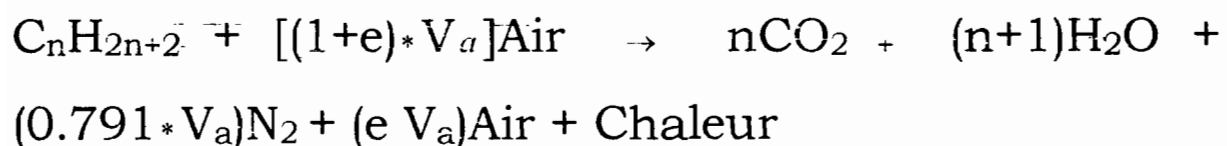
Dans l'air cette équation devient:



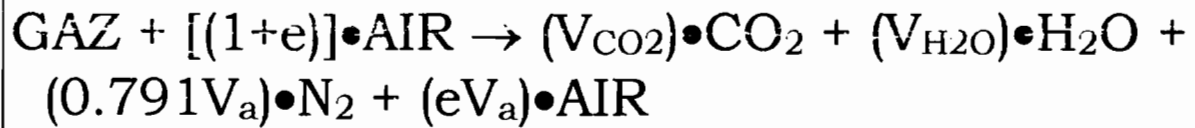
$$\text{Notons } V_a = 4.7847*\left(\frac{3n+1}{2}\right)$$

V_a es le pouvoir comburivore du GAZ exprimé en m^3 d'air / m^3 de GAZ.

Dans le cas d'un excès e d'air on a e variant de 0 à 100% , on a :



Pour une mole d'un mélange d'alcanes, on a :



Si le mélange de Gaz (ici le butane) contient 3 GAZ simples (tous des alcanes) contenant n_1 , n_2 et n_3 atomes de carbone et en proportion x_1 , x_2 et x_3 les $x_i \in [0; 1]$ et ici $n_1 = 3$; $n_2 = 4$; $n_3 = 5$

$$V_a = 4,7847 (5x_1 + 6,5x_2 + 8x_3)$$

$$V_{\text{CO}_2} = 3x_1 + 4x_2 + 5x_3$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 3x_1 + 4x_2 + 5x_3 + 1$$

$$v_{\text{N}_2} = 0,791 V_a$$

$$V_{\text{Air excès}} = eV_a$$

*BUTANE "TYPE 1"

V_a est le pouvoir comburivore du gaz considéré

$$V_a = 31,6596 \text{ m}^3 / \text{m}^3 \text{ de GAZ}$$

$$V_{\text{CO}_2} = 3,9951 \text{ m}^3 \text{ de CO}_2 / \text{m}^3 \text{ de GAZ}$$

On a alors :

La masse d'air neutre par kg de GAZ

$$M_A = 15,619 \text{ kg}$$

La masse de CO_2 neutre dégagé par kg de GAZ

$$m_{\text{CO}_2} = 3,034 \text{ kg}$$

La masse de H_2O neutre dégagé par kg de GAZ

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = 1,552 \text{ kg}$$

La masse d'azote N_2 par kg de GAZ

$$m_{N_2} = 12,101 \text{ kg}$$

$$\text{Facteur d'air maximal } \lambda_{\max} = 3,759$$

$$\text{Facteur d'air minimal } \lambda_{\min} = 0,70$$

* BUTANE "type 2"

$$V_a = 29,6077 \text{ m}^3 \text{ d'air / m}^3 \text{ de GAZ}$$

$$V_{CO_2} = 3,792 \text{ m}^3 \text{ de } CO_2 \text{ / m}^3 \text{ de Gaz}$$

$$V_{H_2O} = 4,792 \text{ m}^3 \text{ de } H_2O \text{ / m}^3 \text{ de Gaz}$$

$$V_{N_2} = 23,4197 \text{ m}^3 \text{ de } N_2 \text{ / m}^3 \text{ de Gaz}$$

La masse d'air neutre par kg de GAZ

$$M_A = 15,36 \text{ kg}$$

La masse de CO_2 dégagée par kg de GAZ

$$m_{CO_2} = 3,028 \text{ kg}$$

La masse de H_2O dégagée par kg de GAZ

$$m_{H_2O} = 1,566 \text{ kg}$$

La masse d'azote dégagée par kg de GAZ

$$m_{N_2} = 11,917 \text{ kg}$$

$$\text{Facteur d'air maximal } \lambda_{\max} = 3,524$$

Facteur d'air maximal $\lambda_{\min} = 0,67$

3.3.3-Etude dans le cas d'une non récupération de la chaleur des fumées :

$$\dot{m}_{\text{GAZ}} = \frac{\dot{Q}_{\text{CMLAY}}}{\text{PCI}}$$

\dot{m}_{GAZ} -Débit massique de gaz (kg/s)

$$\dot{Q}_{\text{CMLAY}} = 5630 \text{ kW}$$

Ici l'air et le combustible entrent dans le four à la température ambiante (30°C).

Nous supposerons à juste titre d'ailleurs que la température du four dans la zone d'égalisation est égale à la température de flamme adiabatique qui répond à l'équation suivante :

$$\text{PCI} = \int_{30^\circ\text{C}}^{T_f} \sum (m_i C_{p_i}) * dT$$

i - constituant des produits de combustion

m_i - masse du produit i par kg de combustible brûlé (kg de i / kg de GAZ)

C_{p_i} - chaleur spécifique à pression constante du produit i (kJ/kg.°C)

PCI- pouvoir calorifique inférieur du gaz (kJ/kg)

Les m_i étant connues car déterminées antérieurement, les C_{p_i} également déterminées et étant de la forme $C_p = a+bT$, l'équation précédente se ramène à une équation du second degré dont l'inconnue est T_f .

Comme nous l'avons fait pour le fuel en utilisant le 1^{er} principe de la thermodynamique, nous allons écrire les équations qui permettent de calculer la température de sortie des fumées T_F car maintenant le débit massique de combustible est connue.

$$\sum \dot{H}_i = \dot{H}_e - \dot{H}_s$$

\dot{Q} - est la chaleur fournie par les fumées aux frontières fluide du système (kW).

$$\dot{H}_e = \dot{Q}_{\text{chauf}} \quad \text{et} \quad \dot{H}_s = \dot{m}_F h^*_F + \dot{m}_{e,f} L$$

$$\dot{m}_F = [(1+e) M_A + 1] \dot{m}_{\text{comb}}$$

$$\dot{m}_{e,f} = k \dot{m}_{\text{comb}}$$

\dot{m}_F et $\dot{m}_{e,f}$ - débit massique de fumées et d'eau formée au cours de la combustion (kg/s)

$$\text{d'où } \dot{H}_s = ([(1+e) M_A + 1] h^*_F + kL) \dot{m}_{\text{comb}}$$

$\dot{Q} = 3099,3 \text{ kW}$ comme pour le fuel

$$h^*_F = \int_{30^\circ\text{C}}^T \alpha_i C_{p_i} dT$$

α_i - proportion du produit de combustion i dans les produits $\alpha_i \in [0 ; 1]$

k = masse d'eau formée par kg de GAZ brûlé

M_A = pouvoir comburivore du GAZ utilisé

d'où

$$(\lambda M_A + 1) h_{F-PCI}^* = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{COMB}}$$

avec $\lambda = 1 + e$

e - excès d'air

pour le cas considéré (sans préchauffage de l'air ou avec récupération de la chaleur des fumées) on a les résultats suivants :

BUTANE "Type 1 ":

Débit massique de GAZ = 444 kg/h

tableau N°21 : Résultats des calculs avec le butane 1 non préchauffé

e	T _n (°C)	T _F (°C)	$\dot{V}_{AIR\ 30^\circ C}$ (m ³ /h)	η_{comb}
0,1	1909	804	6541	0,54
0,2	1796	753	7136	0,54
0,3	1696	707	7730	0,54
0,4	1607	667	8325	0,54
0,5	1527	632	8920	0,54
0,6	1427	600	9514	0,54
0,7	1389	571	10109	0,54
0,8	1329	545	10703	0,54

$\lambda_{max} = 1,82$

BUTANE "Type 2 ":

tableau N°22 : Résultats des calculs avec le butane 2 non préchauffé

e	T _{fl} (°C)	T _F (°C)	V _{VR30°C} (m ³ /h)	η _{comb}
0,1	1909	804	6541	0,55
0,2	1796	753	7136	0,55
0,3	1696	707	7730	0,55
0,4	1607	667	8325	0,55
0,5	1527	632	8920	0,55
0,6	1427	600	9514	0,55
0,7	1389	571	10109	0,55
0,8	1329	545	10703	0,55

$$\lambda_{\max} = 1,85$$

3.3.4 - Etude dans le cas d'une récupération de la chaleur des fumées :

Ici l'air de combustion entre dans le four préchauffé au niveau de l'échangeur par les fumées sortant du laboratoire du four.

$$\dot{m}_{GAZ} = \frac{\dot{Q}_{MAX}}{PCI + \lambda M_A h_a^*} \quad (1)$$

$$\text{avec } h_{air}^* = \int_{30^\circ C}^{T_{air}} C_{p,air} dT$$

$$\lambda = 1+e$$

e étant l'excès d'air

L'efficacité moyenne de l'échangeur étant égal à 0,74, on peut calculer la température de l'air préchauffée par la formule suivante qui résulte de la définition de l'efficacité d'un échangeur

$$T_F = \frac{T_{air} - 30^\circ C}{0.74} + 30^\circ C \quad (2)$$

T_F - température de sortie des fumées (°C)

T_{air} - température de l'air préchauffée (°C)

Par ailleurs ou rappelle que le débit de GAZ peut se calculer avec la formule suivante :

$$\dot{m}_{GAZ} = \frac{\dot{Q}^-}{PCI + \lambda M_A h^*_{A,*} - (1 + \lambda M_A) h^*_F - kL} \quad (3)$$

$$\dot{Q}^- = 3099,3 \text{ kW}$$

$$h^*_F = \int_{30^\circ\text{C}}^{T_F} c_{p_F} dT$$

T_F - température de sortie des fumées dans le laboratoire du four

Principe de calcul.

on suppose une température de préchauffage de l'air et on calcule h^*_{air} et $\dot{m}_{GAZ 1}$ par l'équation (1)

Avec T_{air} supposé on calcule la température de sortie des fumées du laboratoire du four T_F par l'équation (2)

Avec T_F et T_{air} on calcule $\dot{m}_{GAZ 2}$ par l'équation (3)

Vérifier qu'on a $\dot{m}_{GAZ 1} = \dot{m}_{GAZ 2}$ sinon prendre une nouvelle valeur de T_{air} et recommencer les calculs jusqu'à ce que l'égalité des débits soit vérifiée.

Ce calcul nous est facilité par le logiciel SOLVER.

BUTANE type 1 avec air préchauffé :

Tableau N°23 :Butane 1 avec air préchauffé

e	T _{air} (°C)	T _F (°C)	T' _F (°C)	\dot{m}_{GAZ} (kg/h)	$\dot{V}_{AIR\dot{a}30^{\circ}C}$ (m ³ /h)	T _{fl} (°C)	η_{comb}
0,1	891	1106	417	329	4845	2347	0,81
0,2	839	1041	381	327	5255	2309	0,82
0,3	800	993	354	326	5677	2198	0,82
0,4	760	943	329	325	6089	2044	0,82
0,5	720	893	305	323	6492	1994	0,82
0,6	680	843	283	231	6884	1906	0,83
0,7	650	805	267	320	7293	1827	0,83
0,8	621	769	251	319	7696	1753	0,83

BUTANE type 2 avec air préchauffé :

Tableau N°24 :Butane 2 avec air préchauffé

e	T _{air} (°C)	T _F (°C)	T' _F (°C)	\dot{m}_{GAZ} (kg/h)	$\dot{V}_{AIR\dot{a}30^{\circ}C}$ (m ³ /h)	T _{fl} (°C)	η_{comb}
0,1	891	1106	423	330	4788	2449	0,81
0,2	839	1041	386	328	5191	2321	0,82
0,3	800	993	359	327	5606	2211	0,82
0,4	760	943	333	326	6012	2107	0,82
0,5	720	893	309	324	6408	2010	0,82
0,6	680	843	287	222	6793	1920	0,83
0,7	650	805	270	321	7194	1841	0,83
0,8	621	769	254	320	7591	1767	0,83

4 - LE GAZ NATUREL AU SENEGAL

4.1 - Sources d'approvisionnement en gaz

naturel :

Le GAZ NATUREL, dont la consommation a doublé au cours

de ces vingt dernières années, satisfait actuellement 20 % environ de la demande mondiale d'énergie primaire. La part pourrait, selon certaines études prospectives, atteindre 27 % à l'horizon 2010. Ceci impliquerait une augmentation de 50 % des besoins mondiaux en GAZ, correspondant à des quantités supplémentaires de 1200 milliards de m³ par rapport au niveau de la demande actuelle, qui est de l'ordre de 2100 milliards de m³.

De nombreux facteurs sont à la base de cette expansion, notamment :

- l'abondance et la croissance continue des réserves,
- les qualités que présente le GAZ NATUREL au stade de la consommation finale,
- Sa facilité de substitution au fuel et au charbon.

En outre, la concentration urbaine, l'augmentation du niveau de développement économique et social et les contraintes liées au respect de l'environnement, devraient entraîner l'élaboration de programmes incitatifs et généralisés de consommation de GAZ NATUREL.

Au Sénégal, depuis plus d'une décennie, d'importantes activités d'exploitation et de production de GAZ NATUREL sont menées dans la zone de SEBIKOTANE près de DAKAR. Les quantités de GAZ récupérées ont été consommées principalement par la SENELEC.

C'est ainsi que plus de 33 millions de Nm³ de GAZ NATUREL ont été livrés entre 1987 et 1992 à la centrale CIII du Cap des biches et utilisés exclusivement par la turbine à gaz n°1 (TAG 1),

avec une moyenne annuelle de 6,6 millions de Nm³ et une pointe de 9,4 millions Nm³ en 1988.

Les puits de GAZ NATUREL qui garantissaient les livraisons évoquées ci-dessus ont été asséchés vers la fin de l'année 1993.

Cependant, en 1993, on a découvert dans la même zone de SEBIKOTANE, une réserve de GAZ beaucoup plus importante que celles considérées dans le passé, à savoir 500 millions Nm³ récupérables. Tout ce gaz a été fourni à la SENELEC et le puits en question est dans sa phase d'assèchement (puits DN 14).

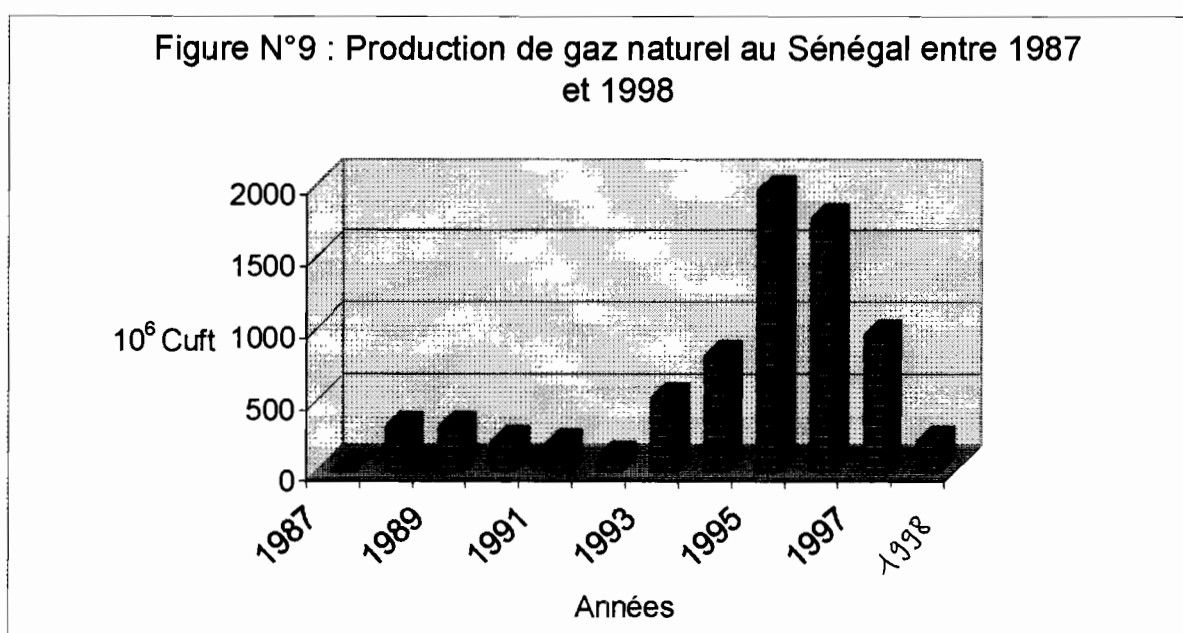
Actuellement on parle des puits "GADIAGA-2", "NDOYENE 1" et "WAYAMBAM 1". et si nos sources sont fiables (d'après M. SONKO un ingénieur géologue à PETROSEN), ces puits fournissent la plus grande quantité de gaz encore jamais découverte.

En ce qui concerne la SOSETRA un approvisionnement par le GAZ de DIAMNIDIO serait difficile et cela pour deux raisons majeures :

- d'abord il y a le problème de la rarification de ce GAZ qui se fait de plus en plus sentir (assèchement de DN 14 et non exploitation des gisements découverts récemment). La figure de la page suivante illustre d'ailleurs ce problème

- ensuite il y a le fait que le GAZ requiert pour son exploitation commerciale l'existence du marché sur le lieu de production. En l'absence d'un marché local, le gisement de GAZ

doit être de taille exceptionnelle pour justifier des investissements coûteux de liquéfaction in situ, d'installation de compression et de transport par gazoducs régionaux ou transcontinentaux vers les marchés de consommation, ce qui n'est pour le moment pas le cas au SENEGAL.



4.2 - Caractéristiques du gaz naturel sénégalais et étude de sa combustion

Nous avons pu recueillir les caractéristiques du gaz de DIAMNIADIO à la centrale CIII du Cap des biches (SE.NE.LEC.) Elles sont données à la page suivante.

Tableau N°25 : caractéristiques du gaz de Diamniadio

Constituants	% Volume	Masse molaire (g)	PCI (kJ/kg)
CO ₂	0,58	44	0
N ₂	0,27	28	0
CH ₄	93,44	16	49.848
C ₂ H ₆	2,66	30	47.330
C ₃ H ₈	1,62	44	46.200
C ₄ H ₁₀	0,8	58	45.590
C ₅ H ₁₂	0,35	72	45.204
C ₆ H ₁₄	0,13	86	44.953
C ₇ H ₁₆	0,10	100	44.775
C ₈ H ₁₈	0,04	114	44.641

- ⇒ Masse molaire : $M = 17,7654 \text{ g / mol}$
- ⇒ Masse volumique à 30° C et à 1 bar : $p = 0,7144 \text{ kg/m}^3$
- ⇒ Pouvoir calorifique inférieur : $PCI = 49.229 \text{ kJ/kg}$
- ⇒ Limite d'inflammabilité dans l'air :
 - supérieur $L_S = 14,726 \%$
 - inférieur $L_I = 4,699 \%$
- ⇒ Pouvoir comburivore : $m_{\text{air}} = 16,8 \text{ kg}$
- ⇒ Masse de CO₂ par kg de GAZ : $m_{\text{CO}_2} = 2,75 \text{ kg}$
- ⇒ Masse d'H₂O par kg de GAZ / $m_{\text{H}_2\text{O}} = 2,15 \text{ kg}$
- ⇒ Masse de N₂ par kg de GAZ : $m_{\text{N}_2} = 12,84 \text{ kg}$
- ⇒ Excès d'air maximal : $e = 20\% \%$
- ⇒ Défaut d'air minimal : $d = 66 \%$

4.3 - Calcul du débit de gaz

Le calcul est le même que pour le butane. Les résultats sont

résumés dans les tableaux suivants

- Sans préchauffage de l'air

Tableau N° 26 : Gaz naturel sénégalais avec air non préchauffé : résultats des calculs

χ	T_F (° C)	T_{fl} (° C)	V_{air}	η
0,1	760	1898	6541	0,55
0,2	711	1786	7136	0,55
0,3	668	1686	7730	0,55
0,4	630	1597	8325	0,55
0,5	596	1518	8920	0,55
0,6	566	1445	9514	0,55
0,7	539	1380	10.109	0,55
0,8	515	1320	10.703	0,55
0,9	492	1465	11.298	0,55
1	472	1215	11.893	0,55

- Avec préchauffage de l'air

Tableau N° 27 : Gaz naturel sénégalais avec air préchauffé : résultats

des calculs

χ	T_{air} (° C)	M_{GAZ} (kg/h)	T_F (° C)	T_F (° C)	T_{fl}	V_{air} m ³ à 30 °C/h	η
0,1	757	319	938	472	2339	5056	0,79
0,2	806	331	1000	499	2274	5729	0,78
0,3	762	330	945	464	2160	6179	0,78
0,4	723	329	896	434	2056	6628	0,79
0,5	688	327	852	407	1962	7077	0,79
0,6	655	326	812	384	1877	7525	0,79
0,7	626	325	775	363	1799	7974	0,79
0,8	600	325	742	344	1727	8422	0,79
0,9	576	324	712	327	1660	8871	0,80
1	553	323	684	312	1599	9319	0,80

4.4 - Récapitulation avec l'option gaz

Le tableau suivant résume les résultats de l'option gaz.

Tableau N°28 : résultats essentiels de l'option gaz

Option	excès d'air (%)	\dot{m}_{Gaz} (kg/h)	T_{fl} (°C)	T'_F (°C)	η_{comb}
Butane1 AP	80	319	1753	251	0,83
Butane1 ANP	80	444	1329	545	0,54
Butane2 AP	80	320	1841	254	0,83
Butane2 ANP	80	443	1338	577	0,55
Gaz naturel AP	100	323	1599	312	0,80
Gaz naturel ANP	90	412	1265	492	0,55

AP - avec air préchauffé

ANP - avec air non préchauffé

\dot{m}_{Gaz} (kg/h) - débit massique de gaz

T_{fl} (°C) - température de la flamme

T'_F (°C) - température des fumées à la cheminée

η_{comb} - rendement de combustion

On voit ici l'intérêt du préchauffage de l'air qui contribue fortement à la diminution du débit de gaz nécessaire à la combustion, pour un même débit calorifique.

CHAPITRE V : ETUDE ENVIRONNEMENTALE

Pour le fuel et le gaz, ce sont surtout le gaz carbonique (CO₂) et le dioxyde de soufre qui sont les plus grands polluants. Dans ce chapitre, nous allons calculer leurs émissions.

Tableau N°29: Emission massique des différents combustibles en kg de CO₂ /kg de combustible et /ou en kg de SO₂/kg de combustible.

Combustible	Masse de CO ₂ dégagée par kg de combustible (kg/kg)	Masse de SO ₂ dégagée par kg de combustible (kg/kg)
Fuel-oil	3,09	0,08
Butane 1	3,034	0
Butane 2	3,028	0
GAZ NATUREL	2,75	0

Le tableau de la page suivante résume les calculs

Tableau N°30: Emission horaire des différents combustibles en kg de CO₂/h ou en kg de SO₂/h

Solutions	débit de combustible (kg/h)	M _{CO2} kg/h	M _{SO2} kg/h
Fuel-oil	413	1276	33
Butane 1 ANP	444	1347	0
Butane 2 ANP	443	1341	0
Gaz Naturel ANP	412	1133	0
Butane 1 AP	319	968	0
Butane 2 AP	320	969	0
Gaz naturel AP	323	888	0

AP - avec air préchauffé

ANP - avec air non préchauffé

M_{SO2} - masse de SO₂ dégagée par heure

M_{CO2} - masse de CO₂ dégagée par heure

Ce tableau montre que le gaz naturel est nettement moins polluant que le fuel-oil et le butane.

Bien que le facteur pollution ne soit pas d'une importance capitale pour la plupart des entreprises sénégalaises, on peut tout de même lister un certain nombre de méthodes de lutte :

- le choix des combustibles ; en général les combustibles gazeux ne sont pas polluant ; leur usage est donc à encourager ;
- le réglage des combustions ;

- la désulfuration des combustibles liquides (comme le fuel)
- l'emploi de cheminées de grande hauteur.

CHAPITRE VI : ETUDE COMPARATIVE DES OPTIONS SOUS L'ANGLE ENVIRONNEMENTAL ET ECONOMIQUE

L'étude suivante est fondamentale car elle nous permet de juger rapidement de l'acceptabilité ou non d'une option.

Le facteur pollution n'est pas d'un très grand intérêt ici ; Il ne sert qu'à trancher entre deux options qui, technique-ment et économiquement , se valent.

Tableau N°31 : tableau comparatif des divers options

Solutions	débit de combustible (kg/h)	M _{CO2} kg/h	M _{SO2} kg/h	Coût (FCFA/kg)	Coût (FCFA/h)
Fuel-oil	413	1276	33	96,8	39.978
Butane 1 ANP	444	1347	0	280,8	124.675
Butane 2 ANP	443	1341	0	280,8	124.396
Gaz Naturel ANP	412	1133	0	127,7	52.612
Butane 1 AP	319	968	0	280,8	89.575
Butane 2 AP	320	969	0	280,8	89.856
Gaz naturel AP	323	888	0	127,7	41.247

Cette étude, bien que superficielle, est très édificatrice car elle nous montre clairement que :

- la solution butane est à écarter car elle ne répond ni à des

tales, ni à des critères techniques.

En effet pour l'aspect technique, les températures qui régneraient à l'intérieur du four même si le butane était dilué d'un excès d'air de 80 % seraient trop grandes pour un four qui fonctionne normalement à des températures voisines de 1200° C.

- La solution fuel-oil 180 est à adopter quoique ses émissions de CO₂ et de SO₂ soient relativement grandes.
- La solution au gaz naturel, peut intéresser (c'est-à-dire rentable dans l'avenir) avec les nouvelles découvertes de gaz naturel toujours à DIAMNIADIO avec cependant un léger réaménagement du four (amélioration du garnissage réfractaire, achat de brûleurs à gaz etc).

CHAPITRE VI : CONCLUSIONS **ET RECOMMANDATIONS**

Nous venons de réaliser une étude qui rappelons-le devait déboucher à apporter une réponse précise à la question "Fuel 180 ou GAZ pour l'alimentation en combustible du four de réchauffage de la SOSETRA ?"

Il est ressorti de l'étude que le projet n'est pas rentable en considérant seulement les coûts de fonctionnement en combustible.

En effet le gaz butane qu'on retrouve presque partout dans le pays est presque trois fois plus cher que le fuel 180. Quant au gaz naturel, sa rareté fait qu'on ne peut vraisemblablement en disposer qu'en long terme. Mais nous estimons qu'avec suffisamment de réserve gazière à DIAMNIADIO, le gaz naturel pourrait voir ,dans l'avenir ,son prix baisser sensiblement et faire plus ressortir ses excellentes propriétés (grand PCI, moins d'émission de CO₂ et de SO₂ etc.

Cependant nous avertissons tout de suite les possibles futurs utilisateurs de ce travail : les résultats de ce projet sont spécifiques à la SOSETRA qui se trouve malheureusement dans un environnement particulièrement marqué par la cherté du gaz. Tout de même, l'étude que nous avons faite peut être utilisée dans sa méthodologie car elle est assez systématique et générale, pour des

problèmes de remplacement de combustible dans les fours, les chaudières, les turbines à gaz etc.

Enfin, nous pensons qu'une régulation de quelques paramètres de base (température de sortie des barres, production horaire), associée à une augmentation de la production des laminoirs pourra permettre au four d'atteindre sa production optimale (12 t/h) avec le fuel 180 comme combustible.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Thermique appliquée aux fours industriels Tomes 1 et 2 :

W. HEILIGENSTAEDT

Technologie gazière appliquée au domaine de la métallurgie :

Jacques MARTRES

Éléments de combustion : Jacques MARTRES

Thermodynamique et énergétique : Lucien BOREL

Fondement de la théorie générale du fonctionnement des
fours : M.A. GLINKOV

Symposium national sur l'Énergie 1994 : École Polytechnique
de Thiès

Tables et diagrammes thermodynamiques : K.RAZNJEVIC

Notes sur les combustibles et la combustion : Troisième
Édition : Claude GUERNIER (E.P.M.)
