

ECOLE POLYTECHNIQUE DE THIES

PROJET DE FIN

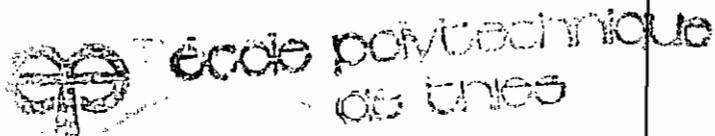
D'ETUDES Gm.0533

TITRE : analyse exergetique d'un
récupérateur de chaleur d'une raffinerie

AUTEUR : Babacar NDIAYE

DIRECTEUR DE PROJET : Dr-ing- Adrian
R. CERNEA professeur à I.E.P.T.

DEPARTEMENT de génie mécanique



DATE : JUIN 1985

- DEDICACE -

- A mon Père
- A ma Mère
- A tous mes Parents et Amis
- A tous mes Camarades de Promotion
- A mes Maîtres et Professeurs
- A tous ceux qui par leur soutien matériel et moral, ont participé à ma formation d'homme et d'ingénieur

JE DEDIE CE MEMOIRE

PUISSE CETTE DEDICACE ETRE L'EXPRESSION DE MA RECONNAISSANCE ETERNELLE ET DE MON ATTACHEMENT AFFECTUEUX



- REMERCIEMENTS -

Cette étude n'aurait pû être menée à terme sans la disponibilité qu'a fait preuve le personnel de la SOCIETE AFRICAINE DE RAF-FINAGE.

Aussi dois-je remercier la direction de la S.A.R pour m'avoir permis de faire un stage dans le cadre de cette étude.

MES REMERCIEMENTS VONT AUSSI A :

- *Mr Touré CAMARA, Directeur technique*
- *Mme Sabel SOW, Ingénieur, Chef du service exploitation*
- *Mr Mamadou SOUGOU, agent technique développement SAR*

Mes remerciements vont également au Docteur-Ingénieur Mr Adrian R. CERNEA, spécialiste en thermodynamique et en transfert de chaleur, Professeur à l'Ecole Polytechnique de THIES (E.P.T), initiateur de ce projet de fin d'études, pour la patience et la sollicitude constantes dont il a fait preuve à mon endroit tout au long de l'année scolaire.

Mes remerciements vont aussi a MM Amadou NDIAYE , Mamadou WADJI et M^{lle} Anne Marie SARR pour l'aide apportée à la dactylographie de ce document.



- SOMMAIRE -

Il s'agit dans cette étude d'analyser les performances d'un équipement d'une installation de raffinage de pétrole en utilisant le concept d'exergie, l'exergie permettant de mettre en évidence les pertes énergétiques réelles liées à l'irréversibilité des transformations réelles.

Pour ce faire on a structuré l'étude en cinq chapitres :

- Le chapitre 1 se rapporte aux fours de procédé dans l'industrie de raffinage du pétrole. Nous avons tenté dans ce chapitre d'en faire l'inventaire des principaux et de présenter une approche de calcul de ces derniers ;*
- Le chapitre 2 est un condensé de quelques notions de base de l'exergie et du calcul exergétique, objet de notre étude*
- Le chapitre 3 constitue le bilan thermique de l'installation. Ce bilan classique est basé sur le premier principe de la thermodynamique. Il faut préciser qu'ici l'appellation "sortie FX" est un abus de langage et correspond en réalité au point où les gaz combustibles quittent la zone d'échange primaire avec la charge d'hydrocarbure ;*
- Le bilan d'exergie compose le chapitre 4. Ici, nous avons à partir des tables thermodynamiques des différentes composantes du système fait le calcul en utilisant la définition de l'exergie. Nous avons utilisé les relations développés dans le chapitre 2 dans les cas où nous ne disposions pas de ces tables ;*
- Le chapitre 5 constitue la conclusion résultante de la comparaison entre les bilans thermique et exergétique.*

+
+++
+

TABLE DES MATIERES

<u>TITRES</u>	<u>PAGES</u>
<i>PAGE TITRE</i> -----	i
- <i>REMERCIEMENTS</i> -----	iii
- <i>SOMMAIRE</i> -----	iv
- <i>TABLE DES MATIERES</i> -----	v
- INTRODUCTION	1
- CHAPITRE 1 - LES FOURS DE PROCEDE	
1.1 - <i>Les fours</i> -----	4
1.2 - <i>Classification des fours</i> -----	7
1.3 - <i>Les bases de design des fours</i> -----	8
1.3.1 - <i>Section de radiation</i> -----	10
1.3.2 - <i>Section de convection</i> -----	19
1.3.3 - <i>Pertes de charge</i> -----	21
1.3.4 - <i>Cheminée</i> -----	23
- CHAPITRE 2 - ETUDE THEORIQUE : NOTIONS FONDAMENTALES SUR L'EXERGIE	
2.1 - <i>Exergie de la chaleur</i> -----	25
2.2 - <i>Exergie de l'écoulement d'un fluide sans production de chaleur</i> -----	29
2.3 - <i>Pertes d'exergie due au mélange de différents fluides</i> -----	39
2.4 - <i>Pertes d'exergie due au transfert de chaleur</i> -----	41
2.5 - <i>Exergie d'un combustible</i> -----	44

- CHAPITRE 3 - BILAN THERMIQUE

3.1 - Composition du fuel -----	50
3.2 - Equation de la combustion neutre -----	50
3.3 - Calcul du coefficient d'excès d'air -----	50
3.4 - Equation de la combustion réelle -----	51
3.5 - Calcul de la chaleur combustion -----	52
3.6 - Calcul de la chaleur contenue dans les fumées aux points caractéristiques -----	54
3.7 - Chaleur cédée à la charge -----	56
3.8 - Chaleur absorbée par la charge -----	57
3.9 - Bilan thermique -----	62

- CHAPITRE 4 - BILAN EXERGETIQUE

4.1 - Calcul de l'exergie du combustible -----	63
4.2 - Détermination de la température de combustion -----	63
4.3 - Calcul de l'exergie des gaz -----	67
4.4 - Calcul de l'exergie de la charge -----	73
4.5 - Bilan exergetique -----	75

- CHAPITRE 5 - CONCLUSIONS - PROPOSITIONS

77

- CHAPITRE 6 - APPENDICES.

6.1 - Tableaux -----	81
6.2 - Bibliographie -----	92

INTRODUCTION

L'énergie est chère, elle a coûté près de 80 milliards de francs CFA en devises à l'état sénégalais en 1984.

En effet, le pétrolé qui en est ici la source primaire presque exclusive arrive au premier rang des importations du Sénégal, pays sous-développé sans ressources énergétiques significatives et en proie à des difficultés financières aigues. Ainsi on comprend l'importance de toute politique d'économie d'énergie dans un tel contexte. Cette économie, outre qu'elle permet à l'état de sauver des devises, participe également à la réduction des charges de production des industries grosses consommatrices d'énergie telles les raffineries de pétrole comme la Société Africaine de Raffinage (SAR) par exemple.

En effet près de 80% de l'énergie utilisée dans les raffineries est obtenu grace à la combustion de fuel dans les fours et les chaudières.

Pour ce faire, un controle plus rigoureux dans le fonctionnement des équipements thermiques ainsi que les conditions de combustion est nécessaire. Pour apprécier le fonctionnement d'une installation, la méthode la plus simple consiste à comparer l'énergie produite (ou transmise) à l'énergie dépensée pendant la même durée sous forme de chaleur. Le rapport de ces deux grandeurs définit le rendement thermique, qui dépend à la fois de la nature de l'installation, de ses conditions de fonctionnement et du degré de perfection des appareils dont elle est composée. Mais la connaissance du rendement thermique à elle seule n'est pas suffisante pour permettre d'améliorer une installation existante, ni pour déterminer les perfectionnements qui pourraient être apportés aux installations futures. Pour atteindre ce double objectif, il est nécessaire d'analyser le fonctionnement de l'installation, c'est-à-dire le bilan des pertes intervenant aux différents stades de la conversion d'énergie. Ce bilan appelé bilan thermique est fondé sur le principe de la conservation de l'énergie conformément au premier principe de la thermodynamique-Bien que correcte, ce bilan n'en demeure pas moins incomplet. En effet le premier principe consiste à constater une équivalence entre le travail et la quantité de chaleur qui a servi à sa production, mais il n'en résulte pas que toute quantité donnée de chaleur puisse être transformée entièrement en travail.

En effet selon le second principe, la transformation de la chaleur en travail ne peut être que partielle, étant d'ailleurs bien entendu que le travail produit reste rigoureusement équivalent à la différence entre les qualités de chaleur initiale et restante. Le même principe ajoute que la fraction de chaleur transformée en travail (pour une source froide donnée) varie dans le même sens que la température sous laquelle la chaleur considérée est disponible. Ainsi donc, il apparaît clairement que les notions de rendement et de bilan thermique ont le défaut de ne tenir compte que de la quantité d'énergie et non de la qualité de celle-ci. C'est pour cette raison que le bilan exergetique a été substitué au bilan thermique.

En effet, ce bilan basé que le concept de l'exergie définie comme étant le travail maximum qu'on peut tirer d'une quantité donnée de chaleur prend en considération la dégradation d'énergie ou plutôt d'exergie due à l'accroissement d'entropie qui accompagne toutes les transformations réelles, donc irréversibles. Ainsi le bilan exergetique permet de mettre en évidence les pertes réelles dues aux irréversibilités ; pertes qui ne figurent pas dans le bilan thermique. Les sources de cette dégradation sont multiples, on peut en citer quelques unes : celles dues aux irréversibilités ayant lieu lors de la combustion, celles accompagnant le transfert de chaleur des gaz à la charge. Une autre perte d'exergie réside dans les pertes de charge accompagnant l'écoulement du fluide, ces pertes de charge peuvent avoir lieu soit dans les échangeurs de chaleur, soit dans les conduites, les organes de réglage, etc... L'intérêt du rendement exergetique est moindre, il est comme le rendement thermique incapable à lui tout seul de fournir des renseignements susceptibles d'aider à l'amélioration de la performance des installations.

Mais pour décrire le comportement réel d'un système complexe on utilise le concept d'essergie. En effet, dans un processus de combustion à hautes températures, le système est sujet à des réactions qui peuvent être endothermiques comme la dissociation des produits de combustion, donc une partie de l'énergie libérée est réutilisée pour activer ces réactions. Ceci fait que la valeur de l'exergie calculée est en réalité supérieure à celle qui est disponible. C'est pour cette raison qu'on a été amené à compléter le concept de l'exergie par celui de l'essergie.

Ainsi on a

$$\mathcal{E} = H - T_0 S - \sum_c \mu_{co} n_c$$

$$\mathcal{E} = E - \sum_n \mu_{co} n_c$$

n_c est le nombre de molécules du constituant c

μ_{co} est le potentiel chimique de référence

S'il n'y a pas de réactions chimiques, l'essergie est égale à l'exergie.

Ainsi, en utilisant le concept de l'exergie pour décrire notre système, les valeurs trouvées sont à près de 20% supérieures à la réalité. Mais nous estimons qu'elles sont suffisamment précises pour le but de notre calcul.

CHAPITRE I

LES FOURS DE PROCÉDÉ

1.1 - Les fours

Un four doit comporter un certain nombre de dispositifs dans lesquels de la chaleur libérée à partir de la combustion d'un fuel à l'intérieur d'un enclos thermiquement isolé intérieurement est transférée à un fluide contenu dans des serpentins tubulaires. Généralement les conduites sont installées le long des murs et du toit de la chambre de combustion, où le transfert de chaleur a lieu par rayonnement dans un premier temps et si c'est économiquement justifié dans une chambre séparée où le transfert de la chaleur se fait principalement par convection.

Dans l'industrie on les désigne indifféremment sous les noms suivants : four de procédé, réchauffeur de procédé, réchauffeur etc. La fonction fondamentale des fours est de fournir une quantité de chaleur à haute température au fluide réchauffé. Il doit pouvoir le faire sans créer de surchauffage localisé du fluide ou des composantes structurales.

Les dimensions des fours sont définies selon leur capacité (de conception) d'absorption de chaleur ou leur puissance. Celle-ci varie d'environ 160 KW pour les petites unités à 300 MW pour les grandes installations. La plupart des installations tombent dans la catégorie dont la puissance varie de 3 à 100 MW. Les fours sont divisés pour l'essentiel en une demi-douzaine de catégories qui peuvent être désignées et décrites comme suit :

a) - Réchauffeur de colonnes

Cette catégorie est considérée à juste titre comme étant l'une des applications des moins critiques des fours. La charge prise à partir d'une colonne de distillation est du liquide recirculé qui ^{est} partiellement vaporisé dans le four. Le mélange vapeur-liquide rentre dans la colonne où la vapeur se condense et libère la chaleur de vaporisation. Cette application est caractérisée par un petit écart (relatif) entre les températures d'entrée et de sortie du fluide à travers le four et par une vaporisation substantielle (généralement 50 % ou plus de la charge

est vaporisée). Selon l'usage qu'on en fait, la température de sortie du fluide varie généralement de 200 à 300 °C.

b) - Four de charge des colonnes de fractionnement

Dans ce domaine les fours occupent une place privilégiée eu égard à l'importance des opérations impliquées dans beaucoup de procédés. Généralement constituée de liquide (bien que certaines alimentations comportent une quantité nominale de vapeur à l'entrée) la charge est envoyée dans le four consécutivement à un réchauffement de l'unité non allumée. Dans le four, la température du fluide est généralement assez élevée pour permettre l'évaporation partielle de la charge. Un exemple typique de cette application est le four d'alimentation de la colonne de distillation atmosphérique du pétrole brut de l'unité de raffinage. Ici le pétrole brut entre dans un état liquide dans le four à la température de 230 °C et pourrait en sortir à 370 °C avec 60 % de la charge vaporisée.

c) - Four de réchauffage de la charge d'un réacteur

Dans cette application le four élève la température de la charge à un niveau nécessaire pour contrôler la réaction dans le réacteur adjacent. La nature de la charge, la pression et la température d'opération du four peuvent varier considérablement selon les procédés. Les exemples suivants illustrent la diversité de leurs applications.

L'échauffement d'une charge composée d'une charge composée d'une phase et d'un constituant comme dans le cas de l'échauffement de vapeur dans les zones à réaction des procédés de fabrication du styrène. Au cours de ce processus, la température du fluide traversant le four est élevée de 370 °C à l'entrée à 820 °C approximativement à la sortie.

L'échauffement d'une charge composée d'une phase et de plusieurs constituants tel que dans le cas de l'échauffement d'un mélange de vapeur d'hydrocarbures et d'hydrogène gazeux recirculé précédant le reforming catalytique dans le raffinage. Ici la charge entre dans le four à 430 °C et en sort à 540 °C environ. Dans les réacteurs de réformage la pression du fluide peut varier de 17 à 42 bars. De sévères restrictions sur les pertes de charge sont normalement associées à cette application.

L'échauffement d'une charge composée de plusieurs phases et de différents constituants comme celui d'un mélange d'hydrocarbures liquides et de l'hydrogène gazeux recyclé pour la réaction de craking dans les

raffineries. La température du fluide passe de 370 °C à l'entrée à 450 °C environ à la sortie. Les pressions d'opération peuvent atteindre 210 bars selon les procédés.

d) - Four d'alimentation en chaleur des circuits de transfert

Plusieurs centrales fournissent aux usagers (individuels) de la chaleur grâce à un circuit de transfert de chaleur intermédiaire. Un four est généralement employé pour élever la température du dispositif de redistribution qui est généralement de l'huile de chauffage downtherm, therminol, sel fondu, etc. Les fluides circulant à travers le four dans cette application restent presque toujours en phase liquide de l'entrée à la sortie.

e) - Rechauffement des liquides visqueux

Souvent de l'huile lourde doit être pompée d'un lieu vers un autre pour les besoins du traitement. A basse température, quand l'huile a une viscosité très élevée qui rend le pompage impossible, un four est utilisé pour la réchauffer à une température qui puisse faciliter le pompage.

f) - Réacteur chauffant

Dans cette catégorie, sont classés les fours dans lesquels une réaction chimique a lieu dans les tubes des serpentins. Dans la classification, ces unités représentent l'industrie des fours qui requiert la technologie la plus sophistiquée. Les deux exemples suivants illustrent la majorité des installations :

- four de reformage des vapeurs d'hydrocarbures : dans ces fours les tubes de la chambre de combustion fonctionnent individuellement comme des réservoirs de réaction verticaux remplis de catalyseur en nickel. Dans les reformers, on produit ainsi de l'hydrogène, la température de sortie du fluide varie de 300 à 900 °C ;
- four de pyrolyse : ils sont utilisés pour produire des oléfines à partir des charges gazeuses comme l'éthane et le propane et des charges liquides tels que le naphta et le gaz-oil. Dans les fours de craking où les réactions chimiques ont lieu dans les serpentins, les tubes et les brûleurs sont disposés de façon à permettre un contrôle rigoureux du chauffage. Les températures de sortie des fours conçus pour les charges liquides sont de 820 °C à 900 °C environ.

Ainsi on comprend qu'il y ait beaucoup de différences dans le tracé, la conception et la construction détaillée des fours. La conséquence de cette flexibilité est que virtuellement chaque four est dimensionné pour une application déterminée.

Le type de four le plus simple prend pour modèle le soi-disant "all radiant" (radiation seulement) design dans lequel la totalité des tubes du serpentin est arrangée le long des murs de la chambre de combustion de la section de radiation. Ce design est caractérisé par un rendement thermique peu élevé et représente normalement le plus bas investissement pour une puissance donnée. La terminologie "all radiant" est un abus de langage. Des courants de convection existent, dus au flot de gaz brûlés à travers la chambre de combustion et ces courants représentent une partie de la chaleur totale absorbée dans cette section.

En plus de la section de radiation, les fours modernes ont une section de convection séparée. La chaleur résiduelle des gaz brûlés à leur sortie de la section de radiation est récupérée dans cette section principalement par convection. L'utilisation de cette chaleur pour réchauffer la charge ou pour un chauffage supplémentaire permet d'augmenter le rendement thermique de l'installation. Les premières rangées des tubes de la section de convection sont sujet au transfert de chaleur par rayonnement en plus de la convection lors du passage des gaz chauds. C'est en raison du flux thermique élevé qu'elles reçoivent qu'on les appelle tubes de protection ou de choc (shock bank tubes).

1.2 - Classification des fours

La principale classification des fours est rattachée à l'orientation des tubes dans la section de radiation, c'est à dire si les tubes sont horizontaux ou verticaux.

Les caractéristiques saillants pour les types les plus courants sont décrites ci-dessous :

- four cylindrique à tubes verticaux sans section de convection : ici les tubes sont placés verticalement le long des murs de la chambre de combustion, le chauffage est assuré par des brûleurs installés au plancher de façon à donner une flamme verticale. Les fours de ce type représentent un coût et une efficacité limités et requiert un minimum de surface d'échange. Sa puissance varie de 15 KW à 600 KW ;

- four cylindrique à serpentín helicoidal : dans ces unités le serpentín est arrangé en hélice le long des murs de la chambre de combustion et le chauffage est vertical à partir du plancher. Bien que ces fours soient groupés avec ceux à arrangement vertical, les caractéristiques de ses tubes ressemblent à celles à arrangement horizontal. Ce design représente également un coût et un rendement limités. Une des limitations de ces installations est que généralement une seule passe est utilisée par le fluide de procédé. Sa puissance varie de 15 à 600 KW ;
- four cylindrique à tubes verticaux muni d'une section de convection avec échangeur à courants croisés : ces fours disposent de brûleurs verticaux installés au plancher, les tubes de la section de radiation sont disposés verticalement tandis que ceux de la section de convection sont horizontaux. Cette configuration représente un design économique et un rendement élevé. La majorité des installations nouvelles tombent dans cette catégorie. Sa puissance varie de 300 KW à 6 MW. Il existe d'autres types de design avec des arrangements horizontaux des tubes, des brûleurs excentrés ou installés sur les murs de la chambre de combustion horizontalement ou de façon oblique, etc.

1.3 - Les bases du design des fours

Comme nous l'avons écrit plus haut, c'est l'utilisation qui détermine certains critères de design des fours. A cet effet l'utilisateur doit pouvoir :

- d'une part maîtriser tous les problèmes se référant à la combustion qui représente l'essentiel des coûts de fonctionnement ;
- d'autre part spécifier le type de construction désirée eu égard aux exigences de la production et des contraintes de l'environnement.

Le design final fait par les manufacturiers suivant les spécifications de l'acheteur est basé sur leurs propres méthodes de calcul. Mais de façon générale, pour évaluer la performance des sections de radiation et de convection, les méthodes proposées sont basées sur les équations fondamentales du transfert de chaleur par rayonnement et par convection ajustées sur la base des expériences acquises par le constructeur. Ainsi nous allons proposer une méthode dont l'expérience a confirmé l'exactitude.

La figure (1.1) montre une coupe du four typique. Il est constitué

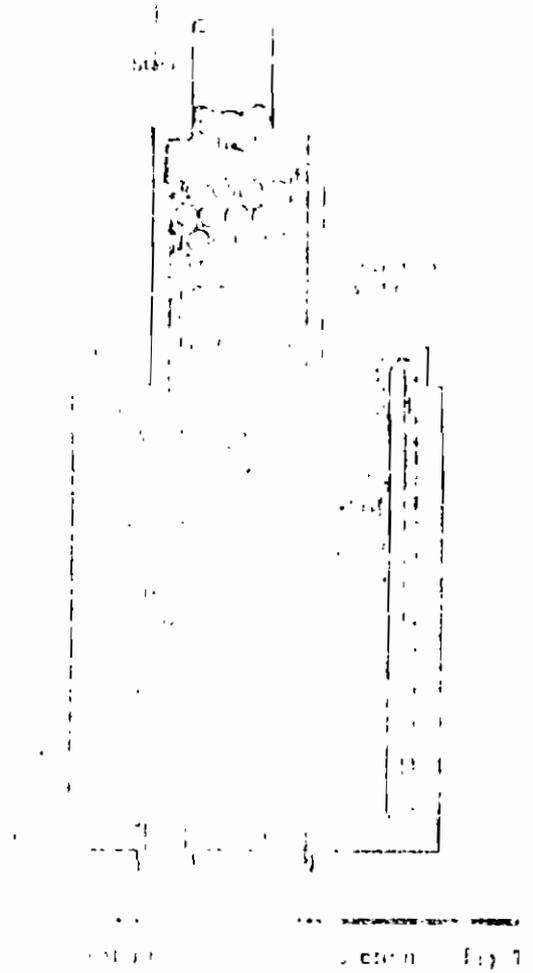
d'une section de convection et d'une cheminée qui sert à l'évacuation des fumées et à assurer le tirage.

La section de radiation où le combustible est brûlé contient des tubes qui absorbent une partie de la chaleur contenue dans les gaz avant leur arrivée dans la section de convection. Dans ce type de four, les tubes sont localisés en dehors de la zone de la flamme (face au murs réfractaires), la combustion se déroulant au milieu. Il existe d'autres types de fours où les tubes sont au centre et la combustion se faisant sur les deux côtés contre les murs réfractaires pour augmenter le flux de chaleur réfléchi sur les tubes. En tous les cas, les tubes doivent être disposés de façon à éviter leur contact avec les flammes, sans surchauffage localisé. Ils doivent aussi être arrangés pour disposer d'un rayonnement uniforme et efficace tout en laissant un volume adéquat pour permettre une combustion complète.

La section de convection récupère de la chaleur des fumées à des températures plus basses que dans la section de radiation. Ici le principal mécanisme de transfert de chaleur est la convection, les tubes sont disposés de façon à pouvoir augmenter la vitesse d'écoulement et la turbulence des fumées, on y installe aussi des tubes à ailette pour accroître la convection.

Les tubes de protection (tube shock bank) sont exposés au rayonnement des gaz et des murs réfractaires de la section de radiation. Ainsi bien qu'étant une partie structurale de la section de convection et classés avec elle, une prise en compte spéciale de la chaleur absorbée par rayonnement doit être faite.

La cheminée collecte et évacue les gaz. Dans les fours à tirage naturel, la hauteur de la cheminée doit assurer un tirage adéquat pour remonter les gaz de combustion de la chambre de la combustion et de la section de convection. Pour les fours à tirage forcé, la cheminée est munie d'un dispositif de dispersion des gaz.



1.3 - Calcul de la section de radiation

Le transfert de chaleur par rayonnement entre deux corps solides suivant diverses positions relatives et entre les gaz chauds et les solides est connu. En appliquant les données de base au design des fours de procédés typiques, LOBO et EVANS ont développé une méthode générale suffisamment précise pour faire des calculs préliminaires. Depuis toutes les méthodes développées suivent leur approche de base comme celle qui est décrite ici avec les simplifications éliminant les variables mineures et incluant les relations générales.

L'équation de base du rayonnement est celle de Stéphan BOLZMANN. Un corps noir à la température absolue T rayonne une énergie W_B .

$$W_B = \sigma T^4 \quad (1.1)$$

$$\sigma = 5,72194 \times 10^{-8} \text{ W/(m}^2\text{)(K)}$$

L'énergie rayonnée par deux corps réels dont les surfaces sont à des températures T_a et T_b est

$$q_r = \sigma A F (T_a^4 - T_b^4) \text{ [W]} \quad (1.2)$$

A est l'aire d'une des surfaces (m^2)

F est le facteur d'échange qui dépend de la surface relative, de la disposition des surfaces, de l'émissivité et de la capacité d'absorption de chaque surface.

Pour le transfert à l'intérieur du four, il est recommandé d'utiliser la surface la plus "froide" comme surface de base des calculs.

La surface usuelle la plus froide est constituée d'un certain nombre de tubes cylindriques parallèles. Une partie de la chaleur rayonnée pour les gaz "heurte" les tubes et est absorbée. L'autre partie passe à travers les tubes et arrive sur les murs réfractaires qui en réfléchissent la majeure partie vers l'intérieur de la chambre de combustion. Si les tubes sont placés en face des murs réfractaires ils absorbent une partie de l'énergie incidente réfléchiée par les murs, l'autre partie passe à travers. Pour contourner cette situation complexe, on exprime la surface des tubes par une surface plane équivalente A_{cp} . Elle est égale au produit du nombre de tubes par leur longueur exposée et par leur distance centre à centre. Les tubes de la section de radiation n'absorbent pas toute l'énergie émise vers la surface "froide", donc on doit utiliser le coefficient α donnant le rendement de l'absorption. La valeur de α en fonction de l'arrangement et de l'espacement des tubes a été développée et publiée par HOTTEL (dans CHEMICAL ENGINEERING HANDBOOK) dont les courbes pour les arrangements de tubes les plus courants sont montrées à la figure (1.2)

Le produit αA_{cp} , appelé surface froide équivalente est l'aire de la surface plane ayant les mêmes capacités d'absorption que les tubes. Dans le type de four monté à la figure (1.1) la section de convection forme une partie de l'enveloppe de la chambre de combustion. C'est en raison du fait qu'elle comporte plusieurs rangées de tubes qu'on peut admettre l'éventualité de l'absorption totale des radiations venant de la chambre de combustion. Ainsi, on prend $\alpha = 1$ pour la section de convection.

L'équation donnant la chaleur transférée par rayonnement vers les tubes devient :

$$q_{Rr} = \sigma \alpha A_{cp} F (T_g^4 - T_t^4) \quad (1.3)$$

T_g est la température des gaz

T_t est la température de peau des tubes.

Le terme le plus important dans l'éq. (3) est le facteur d'échange F . Les gaz de la chambre de combustion sont un radiateur pauvre parce que seuls le dioxyde de carbone CO_2 et la vapeur d'eau H_2O prennent part à l'émission. On exprime cette situation par un seul terme : la pression partielle du CO_2 plus celle de l'eau, multipliée par la longueur moyenne de la charpente. La figure 1.3 donne la pression partielle P comme fonction de l'excès d'air pour les hydrocarbures courants.

Pour les combustibles moins courants comme l'hydrogène, P peut être calculée à partir de l'équation de la combustion stoechiométrique. La longueur moyenne de la charpente est donnée par la relation suivante

$$L = 3,6 \quad V/A_c \quad (1.4)$$

V est le volume total de la chambre de combustion délimité par le cercle passant par les centres des tubes.

A_e est l'aire totale de l'enveloppe de la chambre de combustion. L'émissivité des gaz est aussi fonction de la température des gaz et de celle de la surface absorbant. Toutefois, en raison du fait que l'effet de la température de peau des tubes est négligeables. L'émissivité des gaz peut être donnée en fonction du produit PL et de la température des gaz (Fig. 1.4)



Fig. 1.4

Le facteur d'échange est aussi fonction de la quantité d'énergie réfléchiée par les murs réfractaires (l'énergie arrivant sur les murs réfractaires est réfléchiée vers les tubes où elle peut être absorbée).

Ainsi un four ayant une grande surface réfractaire exposée transformera une plus grande quantité de chaleur par unité de surface de tube que celui dont les murs sont couverts de tubes.

LOBO et EVANS traduisent cet effet par le rapport de la surface des murs réfractaires exposée par la surface "froide" totale équivalente. La figure (1.5) est basée sur la même corrélation excepté du fait que le rapport est celui de la surface froide plane par la surface totale de l'enveloppe de la chambre de combustion, ce qui simplifie les calculs. La figure (1.5) prend aussi en considération le fait que les tubes eux-mêmes ne sont pas des "absorbants" parfaits. Les courbes sont basées sur un coefficient d'absorption de 0,9 pour les tubes. Ce qui est caractéristique des surfaces d'oxyde métallique.



Bien que le rayonnement constitue le principal mode de transfert de chaleur dans la section de radiation, la convection ne doit pas être négligée. La relation caractérisant ce mode de transfert est la suivante

$$q_c = h_c A_t (T_g - T_t) \quad (1.5)$$

h_c est le coefficient de convection en $W/(m^2)(^\circ C)$

A_t est la surface des tubes en (m^2)

T_g est la température des gaz en $(^\circ C)$

Les approximations faites dans cette partie du calcul sont justifiées par le fait que d'une part sa contribution est moindre par rapport à l'échange dû au rayonnement et d'autre part la quantité de chaleur totale échangée par convection dans la section de radiation ne peut pas être connue avec précision.

Ainsi pour les fours courants, on prend :

$$h_c = 12 \text{ W}/(m^2)(^\circ C)$$

$$A_t = 2 \alpha A_{cp} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$F = 0,57$$

L'éq. (5) devient :

$$q_{RC} = 12 (2 \alpha A_{cp}) (F/0,57) (T_g - T_t)$$

$$q_{RC} = 42 \alpha A_{cp} F (T_g - T_t) \quad (1.6)$$

q_{RC} étant exprimé en watt.

La chaleur totale cédée à la charge dans la section de radiation est donnée par la relation suivante :

$$q_R = \sigma \alpha A_{cp} F (T_g^4 - T_t^4) + 42 \alpha A_{cp} F (T_g - T_t) \quad (1.7)$$

soit :

$$\frac{q_R}{\alpha A_{cp} F} = \sigma (T_g^4 - T_t^4) + 42 (T_g - T_t) \quad (1.8)$$

Ainsi le rapport $\frac{q_R}{\alpha A_{cp} F}$ est une fonction des températures des gaz et de la température de peau des tubes (Fig. 1.6)



L'équation (1.7) n'est applicable que pour la section de radiation. Pour le calcul, il est d'ailleurs plus commode d'utiliser la figure (1.6) ; l'erreur introduite étant généralement négligeable.

La figure (1.6) donne un cas de transfert de chaleur entre une masse de gaz à une température uniforme et la surface d'un tube à une autre température uniforme. Cependant, ceci n'est pas conforme à la réalité dans la majorité des fours actuels. La température moyenne effective doit être employée pour entrer dans cette figure. La température de peau des tubes dépend de la température du fluide de procédé, de son coefficient de convection avec l'intérieur du tube, de la résistance thermique de la paroi du tube, du taux d'encrassement et du flux total de chaleur. Elle peut être calculée grâce à la relation suivante :

$$T_t = T_f + \frac{q_i}{h_i} + \frac{q_i e_t}{k_t} + \frac{q_i e_c}{k_c} \quad (1.9)$$

T_t est la température de peau de tube

t_f est la température moyenne du fluide

q_i densité de flux de chaleur à l'intérieur du tube

h_i coefficient de convection du film intérieur

e_c épaisseur de la couche du dépôt de suie

e_t épaisseur de la paroi du tube

k_t conductivité thermique de la paroi du tube.

Pour des températures de peau inférieure à 500 °C, on accepte généralement l'utilisation de la température moyenne du fluide plus 50 °C lorsque la densité de flux vers la surface froide est modérément intensive. A des températures plus élevées un calcul plus élaboré (à partir de l'éq. 1.9) est nécessaire. Dans les installations comme les fours de porolyse ayant des températures de peau de tube extrêmement élevées, il est recommandé de diviser la surface "froide" en plusieurs zones de température moyenne et de calculer la chaleur absorbée séparément pour chaque zone.

Pour calculer la chaleur absorbée par rayonnement dans la section de convection, on doit utiliser la température de peau des tubes de protection parce qu'ils absorbent 70 % environ de la chaleur cédée par radiation.

Selon le type de four on doit aussi considérer la variation de la température des gaz dans la chambre de combustion. Mais à cause de la turbulence et de la transparence de ces gaz ainsi que de la seconde radiation des murs réfractaires, il est très difficile de tenir compte quantitativement de la variation de température des gaz dans le calcul du flux de chaleur.

Ainsi en l'absence de barrières physiques entre les zones il est préférable de baser le calcul sur une seule température effective de radiation à l'intérieur de la chambre de combustion. La procédure ci-dessus permet de déterminer la température de la chambre de combustion nécessaire pour transférer une certaine quantité de chaleur dans une section radiante spécifique. L'étape suivante est la détermination du niveau de chauffage nécessaire pour maintenir cette température. On y arrive en faisant le bilan thermique de la chambre de combustion.

$$q_n + q_d + q_f = s_R + q_l + q_e + q_g \quad (1.10)$$

q_n est la chaleur nette de la combustion

q_a est la chaleur sensible de l'air préchauffé

q_f est la chaleur sensible du fuel

q_r est la chaleur absorbée par la charge

q_l est la chaleur perdue par fuite

q_e est la chaleur perdue par radiation vers la section de convection

q_g est la chaleur sensible des gaz évacués.

Les termes q_a et q_f sont généralement proportionnels à la quantité de fuel brûlée et peuvent être exprimés comme des ratios de q_n . Il en est de même pour q_l est généralement égale 1 à 3 % de q_n selon le design. Enfin q_g est fonction de la composition du fuel, de la température des fumées à leur sortie et de l'excès d'air. Pour les hydrocarbures courants la figure (1.7) donne le rapport $\frac{q_n}{q_g}$ en fonction de l'excès d'air et de la température des gaz.

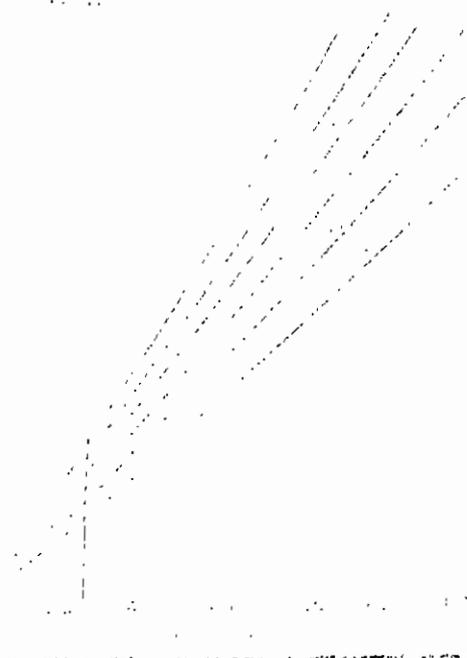


Fig. 1.7.

L'équation (1.10) peut être réarrangée comme suit :

$$q_n = \frac{q_R + q_S}{1 + \frac{q_a}{q_n} + \frac{q_f}{q_n} - \frac{q_l}{q_n} - \frac{q_g}{q_n}} \quad (1.11)$$

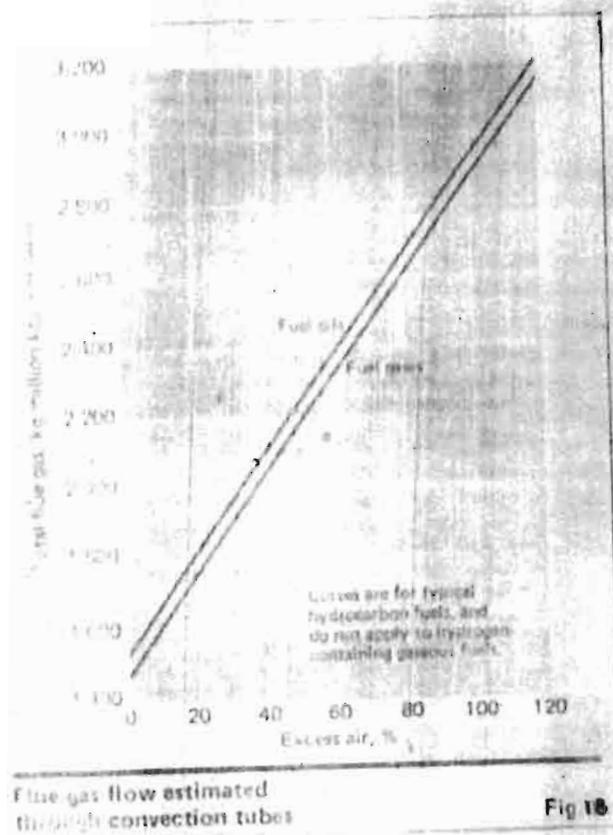
La relation entre la température des gaz dans la section de radiation et celle des gaz à leur sortie doit être établie empiriquement en se basant sur les expériences acquises.

1.3.2 - Calcul de la section de convection

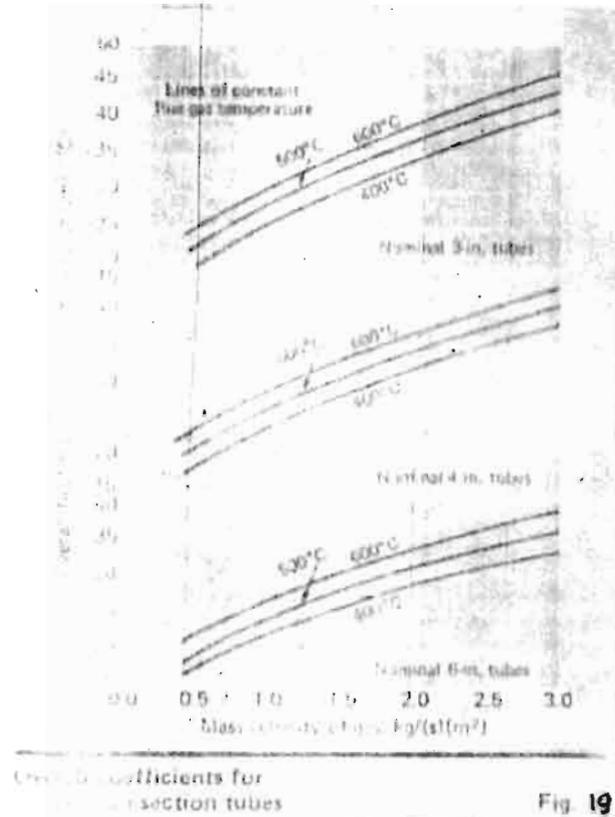
L'importance relative de la section de convection dans le désing des fours a cru de façon significative ces dernières années. Une des raisons en est le coût élevé du fuel, un autre facteur important est le développement des procédés de conversion chimiques qui demandent des flux de chaleur élevés, donc des températures élevées dans la chambre de combustion. Ainsi l'amélioration du rendement des fours devient un critère de design important.

Les bases du calcul de la section de convection ont été développées par MONRAD qui a tenu compte de la convection directe et de la radiation des gaz et des murs réfractaires. SCHEWEPPE et TORRIJOS en ont apporté des modifications à la lumière des résultats expérimentaux et l'ont adoptés aux tubes ailetés. En effet en raison de la tendance actuelle, la plupart des tubes de la section de convection des fours sont munis d'ailettes pour augmenter la convection.

La chaleur contenue dans les gaz ainsi que le volume des gaz peuvent être calculés à partir de l'équation de la combustion et en connaissant la consommation de fuel, son pouvoir calorifique et l'excès d'air. La figure (1.8) donne pour les hydrocarbures courants la quantité totale de gaz en fonction de la chaleur nette dégagée et de l'excès d'air.



Pour les tubes nus, la résistance thermique intérieure est généralement assez petite ; une estimation raisonnable est satisfaisante, au moins pour les calculs préliminaires. La figure (1.9) présente des valeurs du coefficient global de transfert de chaleur pour des dimensions typiques de tubes nus. Ces courbes ont été tracées à partir des données de SCHWEPPE et TORRIJOS en supposant un arrangement en quiconce des tubes, des températures du fluide et des coefficients du film intérieur. La température moyenne des gaz utilisés dans cette figure est la moyenne arithmétique de la température du fluide plus la différence de température moyenne logarithmique des gaz au fluide, la vitesse d'écoulement est prise à la plus petite section.



Après avoir calculé la puissance et le coefficient global de transfert de chaleur, on détermine la surface requise grâce au bilan thermique et aux relations de transfert de chaleur. La chaleur absorbée à partir du rayonnement de la section de radiation vers la section de convection q_s doit être ajoutée à celle absorbée par convection pour déterminer la chaleur totale absorbée.

1.3.3 - Pertes de charge

La combinaison optimale entre la dimension des tubes et le nombre de passes est fonction de l'évaluation correcte de la perte de charge du fluide. Historiquement, pour les fours chauffant de l'huile lourde, un critère important de choix de la dimension des tubes et du nombre de passes a été la vitesse de l'huile froide. Avec l'avènement des fours chauffant de la vapeur seulement, le flux massique du fluide s'est trouvé être une base plus significative.

Le tableau suivant présente une liste de flux massiques typiques pour les applications les plus fréquentes.

Fluid mass velocities govern choice of tube size and number of passes	
Service	Mass velocity, lb/s/ft ²
Atmospheric crude heaters	175-250
Hydrocracker vacuum heaters (single tube)	60-100
Hydrocracker	150-250
Crude preheat heaters	350-450
Catalytic reformer charge and reheat heaters	45-70
Delayed coker heaters	350-450
Hydrocracker and hydrocracker charge heaters	150-200
Steam superheaters	30-75
Steam generators (forced circulation)	100-150
Hydrocracker feed heaters	300-400

Il faut multiplier par 4,880 pour avoir les dimensions en SI [kg/(s°(m²))]

La perte de charge d'un fluide monophasé (liquide) peut être déterminée avec une précision raisonnable en utilisant les équations de la mécanique des fluides. La relation suivante permet de déterminer les pertes de charge avec une précision suffisante pour le calcul des ingénieurs.

$$\Delta P = \frac{2f \cdot G^2 \cdot V \cdot L_e}{d_i} \quad [P_a]$$

G [kg/(m²)(s)] flux de masse de fluide

f = coefficient de frottement

V [m³/kg] volume massique moyenne

d_i [m] = diamètre intérieur du tube

L_e [m] = longueur équivalente totale.

Pour un écoulement gazeux ou biphasé (liquide et vapeur) l'utilisation de la formule précédente introduit des erreurs inacceptables de l'ordre de 200 %. Ainsi doit-on se référer aux calculs empiriques à partir des mesures faites sur des prototypes avec même l'utilisation de l'informatique. Donc ceci requiert des moyens aussi bien techniques qu'humains qui sont pour l'heure hors de portée de nos pays.

Comme la plupart des fours actuels "travaille" dans ces conditions, il est recommandé pour des calculs de vérification de procéder à la mesure de la perte de charge d'un écoulement biphasé.

1.3.4 - La cheminée

La cheminée a pour fonction de fournir un tirage suffisant pour remonter les gaz à travers les sections de radiation et de convection.

Une chute de pression est nécessaire au niveau des brûleurs pour amener de l'air comburant dans la chambre de combustion. Cette chute de pression est fonction du type de brûleur et du fuel et est approximativement de 6 mm de colonne d'eau. On admet généralement une dépression de 2 mm de colonne d'eau à l'entrée de la section de convection.

Dans cette section, la perte de charge ^{est} exprimée en charge de la vitesse en mm de colonne d'eau

$$P_v = 0,051 G^2 / \rho_g$$

G [kg/(m²)(s)] est le flux de gaz

ρ_g [kg/m³] est la masse volumique des gaz

Si on connaît la composition du fuel, on peut déterminer ρ_g à partir de la relation des gaz parfaits, sinon on utilise l'équation suivante :

$$\rho_g = 342 / T_g$$

T_g [K] est la température des gaz.

Pour les tubes nus, la perte de charge due aux frottements est égale à la moitié de la charge de vitesse par rangée ; pour les tubes à ailettes, il faut se référer aux manufacturiers.

Les pertes de charge les plus importantes peuvent être estimées
comme suit :

<i>Sources</i>	<i>mm H₂O</i>
<i>Entrée de la cheminée</i>	<i>0,5</i>
<i>Sortie de la cheminée</i>	<i>1,0</i>
<i>Registre</i>	<i>1,5</i>
<i>Cheminée et Conduite</i>	<i>1,0/50 dia</i>

ETUDE THEORIQUE

Notions fondamentales sur l'exergie

2.1 - Exergie de la chaleur

Considérons une source de chaleur finie (S) utilisée par un cycle de puissance dans lequel le travail est entièrement obtenu de la transformation de la chaleur (fig. 2.1). Cependant, même dans des conditions idéales (cycle réversible), la chaleur fournie ne peut pas être entièrement transformée en travail. Une partie de la chaleur est donc rejetée au réservoir R de grandes dimensions telle l'atmosphère.

La température initiale est T_1 , la température finale T_2 et celle à laquelle se produit le processus de rejet de chaleur, T_0 . Il y a deux procédés adiabatiques réversibles (isentropiques) soient 2-3 et 4-1.

La chaleur rejetée par la source est donnée par la relation suivante :

$$Q_{12} = - \int_1^2 T dS_s \quad (2.1)$$

où S_s est l'entropie de la source (le signe moins est conventionnel signifiant que la chaleur est rejetée).

Dans ce cycle, une partie de la chaleur est transformée en travail utile qui est égal à la chaleur disponible et représente exactement l'exergie de la chaleur

$$- W_{\text{cycle}} = E_{q12} \quad (2.2)$$

L'autre partie de la chaleur est rejetée à la température T_0 - cette chaleur n'est pas disponible pour effectuer du travail, elle représente la chaleur dissipée ou inutile.

Sur le diagramme température-entropie (T-S), l'exergie est représentée par la surface 1-2-3-4 et la chaleur dissipée par la surface 3-4-5-6 (fig. 2.2)

Le bilan énergétique (ou thermique) basé sur le premier principe de la thermodynamique donne :

$$Q_{12} = E_{q12} + B_{q12} \quad (2.3)$$

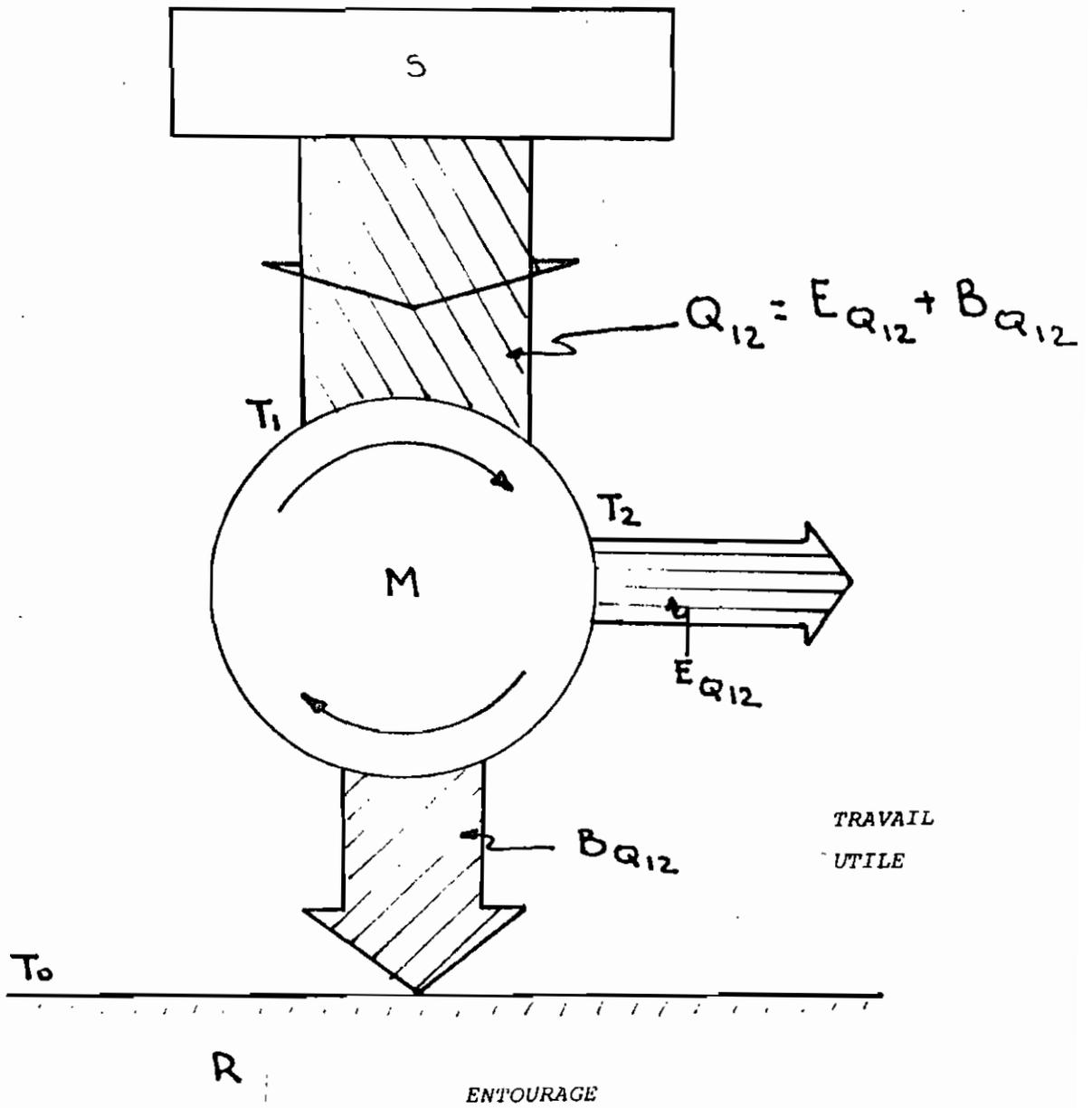


Figure 2.1 - Cycle de puissance

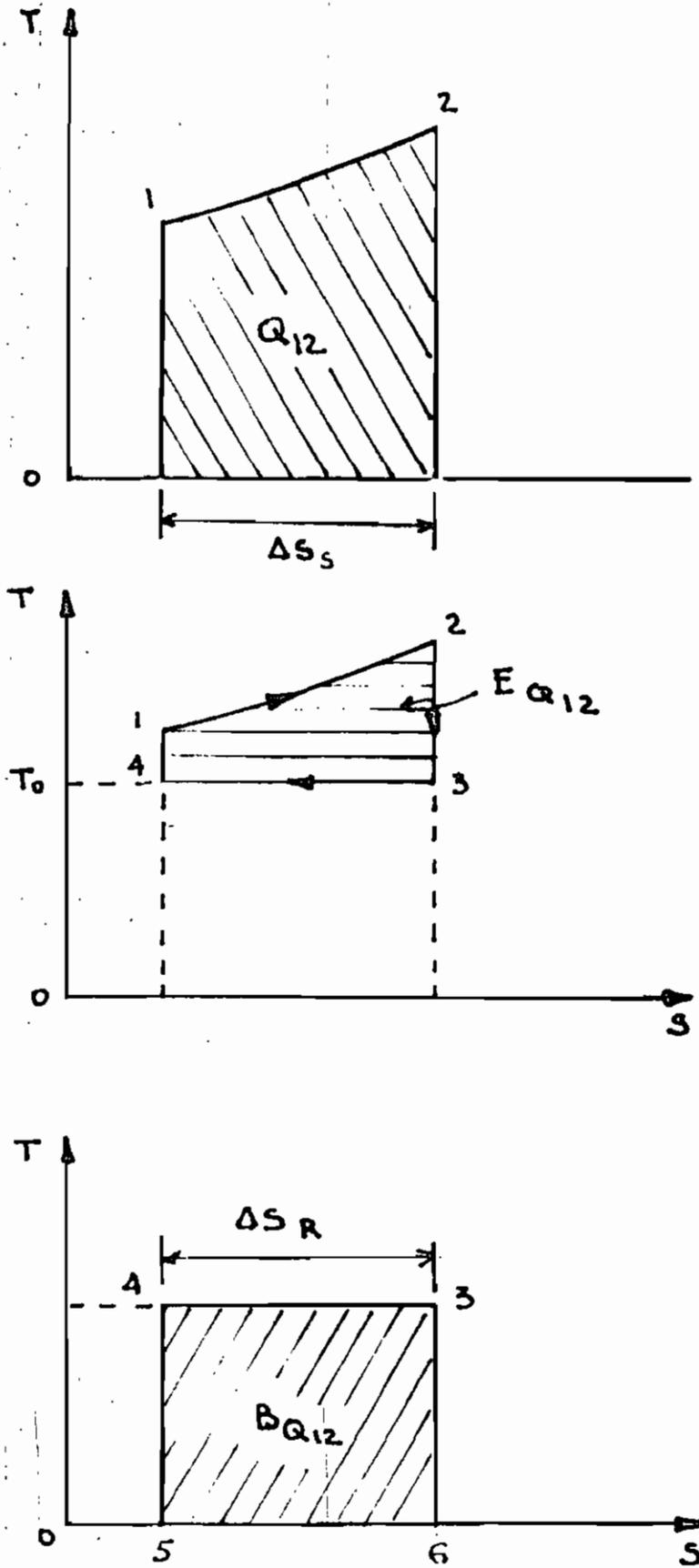


Figure 2.2 - Diagramme température-entropie

Selon le second principe de la thermodynamique, la variation de l'entropie de la "machine" réversible M est nulle ($\Delta S_M = 0$). Si S est la source de chaleur et si la machine M et le réservoir R forment ensemble un système adiabatique, alors

$$\Delta S_S + \Delta S_R = 0 \quad (2.4)$$

Si l'entourage constitue le réservoir où est rejetée la chaleur à T_0 , ΔS_R représente l'augmentation de son entropie due à la chaleur reçue de la "machine" M . Donc :

$$\Delta S_R = \Delta S_0 = \frac{B_{q12}}{T_0} = \int_1^2 \frac{\partial Q}{T} \quad (2.5)$$

Il est maintenant possible de calculer l'exergie de la chaleur à l'aide des relations (2.3) et (2.5), soit :

$$E_{q12} = Q_{12} - B = Q_{12} - T_0 \Delta S_0 = \int_1^2 \partial Q - T_0 \int_1^2 \frac{\partial Q}{T}$$

$$E_{q12} = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \partial Q \quad \text{kJ} \quad (2.6)$$

Cependant

$$1 - \frac{T_0}{T} = \eta_c$$

Le rendement du cycle de Carnot, de sorte que si η_c est constant (sous certaines conditions), l'exergie de la chaleur représente le produit de la chaleur par le rendement du cycle de Carnot. Cela signifie que la capacité de transformer de la chaleur en une autre forme d'énergie, l'exergie de la chaleur, ne peut dépasser le rapport donné par le rendement du cycle de Carnot.

La chaleur dissipée, elle peut être calculée à l'aide des relations (2.3) et (2.6), soit :

$$B_{q12} = Q_{12} - E_{q12} = \int_1^2 \partial Q - \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \partial Q = T_0 \int_1^2 \frac{\partial Q}{T} \quad (2.7)$$

2.2 - Exergie de l'écoulement d'un fluide sans production de travail

Considérons l'écoulement permanent, à travers une surface de contrôle, d'une unité de masse fluide des conditions 1 (P_1, V_1, T_1, h_1 et S_1) aux conditions 2 (P_2, V_2, T_2, h_2 et S_2) tel que montré par les figures suivantes (Fig; 2.3 et 2.4). La température ambiante est T_0 .

Le bilan énergétique (ou thermique) d'une unité de masse basé sur le premier principe de la thermodynamique, est donné par la relation suivante, soit :

$$h_1 + \int_1^2 \delta q = h_2 + W_{12} \quad (2.8)$$

où h_1 = enthalpie de l'unité de masse à l'entrée

h_2 = enthalpie de l'unité de masse à la sortie

$\int_1^2 \delta q$ = chaleur fournie par la source

W_{12} = travail produit par unité de masse.

Selon le deuxième principe de la thermodynamique, l'entropie est la suivante

$$S_2 - S_1 - \Delta S_{irr} = \int_1^2 \frac{\delta q}{T} \quad (2.9)$$

où S_1 = entropie de l'unité de masse à l'entrée

S_2 = entropie de l'unité de masse à la sortie

ΔS_{irr} = augmentation de l'entropie due aux irréversibilités

$\int_1^2 \frac{\delta q}{T}$ = entropie "fournie" par la source.

Si l'équation (2.9) est multipliée par $-T_0$ et ajoutée à l'équation (2.8)

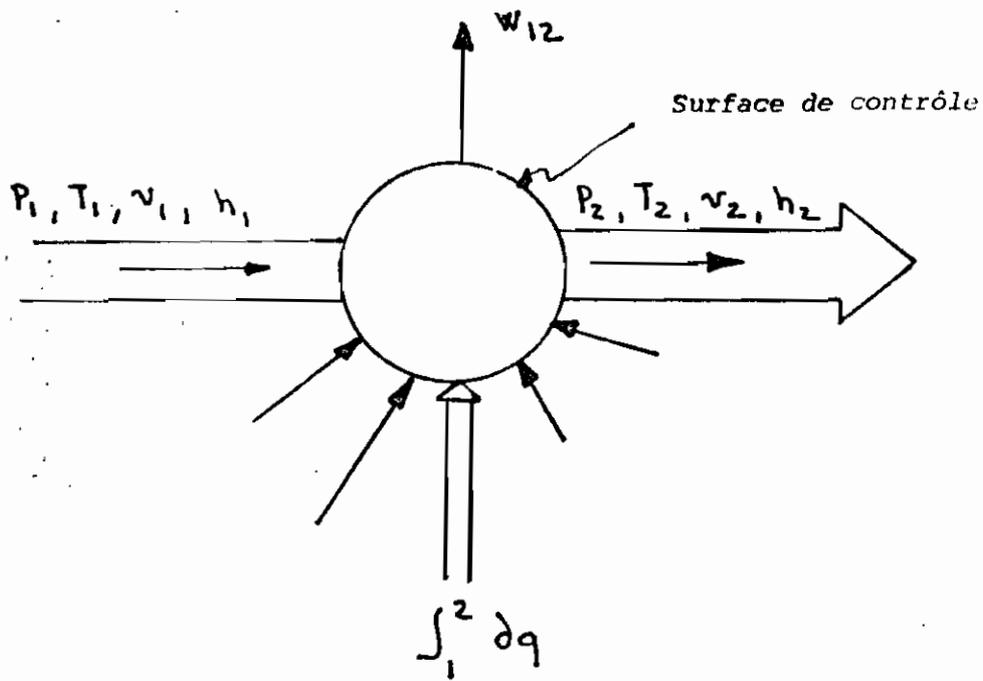


Figure 2.3 - Bilan thermique

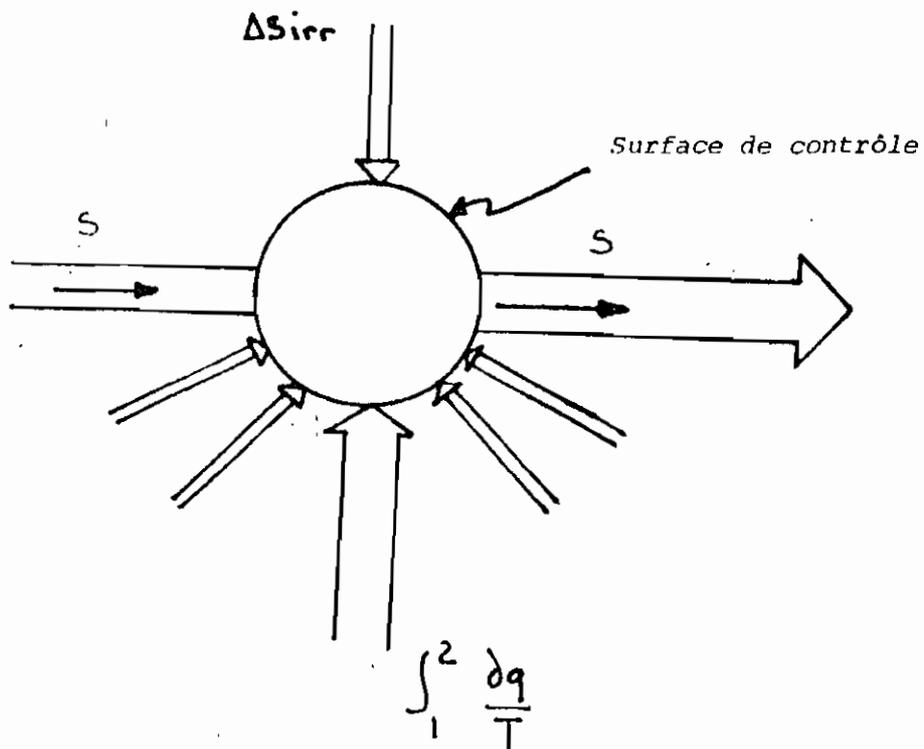


Figure 2.4 - Bilan entropique

l'équation (2.8), on obtient

$$\int_1^2 \frac{(T-T_0)}{T} \delta q = h_2 - h_1 - T_0 (S_2 - S_1) + W_{12} + T_0 \Delta S_{irr} \quad (2.10)$$

Cette dernière équation est l'expression de l'irréversibilité d'un écoulement permanent.

Si le procédé est réversible ($\Delta S_{irr} = 0$) et s'il n'y a aucune source externe de chaleur ($\delta q = 0$), l'équation (2.10) devient

$$h_2 - h_1 - T_0 (S_2 - S_1) + W_{rev} = 0$$

$$W_{rev} = h_1 - h_2 - T_0 (S_1 - S_2) \quad (2.11)$$

Si l'état final 2 correspond à l'entourage, l'exergie d'un système à écoulement permanent sera :

$$W_{10rev} = h_1 - h_0 - T_0 (S_1 - S_2) = e_1 \quad (2.12)$$

L'équation (2.12) représente l'exergie initiale du fluide (exprimée en kJ/kg), c'est à dire cette partie de l'énergie qui peut être transformée en une autre forme d'énergie ; dans ce cas particulier c'est la quantité maximale de travail qui peut être obtenue d'un fluide soumis à un procédé réversible à partir d'un état initial jusqu'à un état d'équilibre avec l'entourage.

En général, l'exergie d'un fluide s'exprime de la façon suivante :

$$e = h - h_0 - T_0 (S - S_0) \quad (2.13)$$

de sorte que :

$$e_2 - e_1 = h_2 - h_1 - T_0 (S_2 - S_1) \quad (2.14)$$

l'équation (2.12) devient donc

$$\int_1^2 \frac{(T - T_0)}{T} \delta q = e_{12} - e_1 + W_{12} + T_0 \Delta S_{irr} \quad (2.15)$$

Cette équation qui tient compte des deux principes de la thermodynamique, peut non seulement évaluer la quantité mais

aussi la qualité de la chaleur reçue par le fluide.

Dans l'analyse d'une centrale, il est nécessaire de tenir compte de l'énergie cinétique de l'écoulement (qui peut être entièrement transformée en travail mécanique) de même que l'énergie potentielle (pour une turbine hydraulique par exemple) ; ces termes peuvent facilement être inclus dans l'équation (2.14) de sorte que :

$$e_2 - e_1 = h_2 - h_1 - T_0 (S_2 - S_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g (z_2 - z_1) \quad (2.14a)$$

où v_1 = vitesse initiale de l'écoulement

v_2 = vitesse finale de l'écoulement

z_1 = hauteur initiale

z_2 = hauteur finale

g = accélération de la pesanteur ($= 9,81 \text{ m/s}^2$)

De la même façon que la chaleur peut être représentée et mesurée à l'aide du diagramme température-entropie (T.S), il est possible de représenter l'exergie à l'aide de surface de ce même diagramme.

Examinons deux cas :

$$S_1 < S_0 \quad \text{et} \quad S_1 > S_0 \quad (\text{fig. 2.5 et 2.6})$$

L'indice 1 signifie l'état initial, alors que l'indice 0 exprime l'état final en équilibre avec l'entourage. Ils sont représentés par :

- la courbe d'enthalpie constante $h = h_0$
- la courbe de pression constante $p = p_0$
- la courbe de pression constante p_1 (1-3)
- la ligne d'entropie constante (1.2).

La surface 1-2-3-4-3-1 représente $(h_1 - h_0)$.

Le point 3 étant placé à l'intersection des courbes d'enthalpie constante ($h = h_0$) et de pression constante ($p_1 = \text{cte}$). La surface 2-0- S_1 -2 représente :

a) $T_0 (S_0 - S_1)$

b) $T_0 (S_1 - S_0)$

de sorte que la surface 1-0- S_0 -4-3-1 représente

a) $h_1 - h_0 + T_0 (S_0 - S_1) = h_1 - h_0 - T_0 (S_1 - S_0) = (e_1)_a$

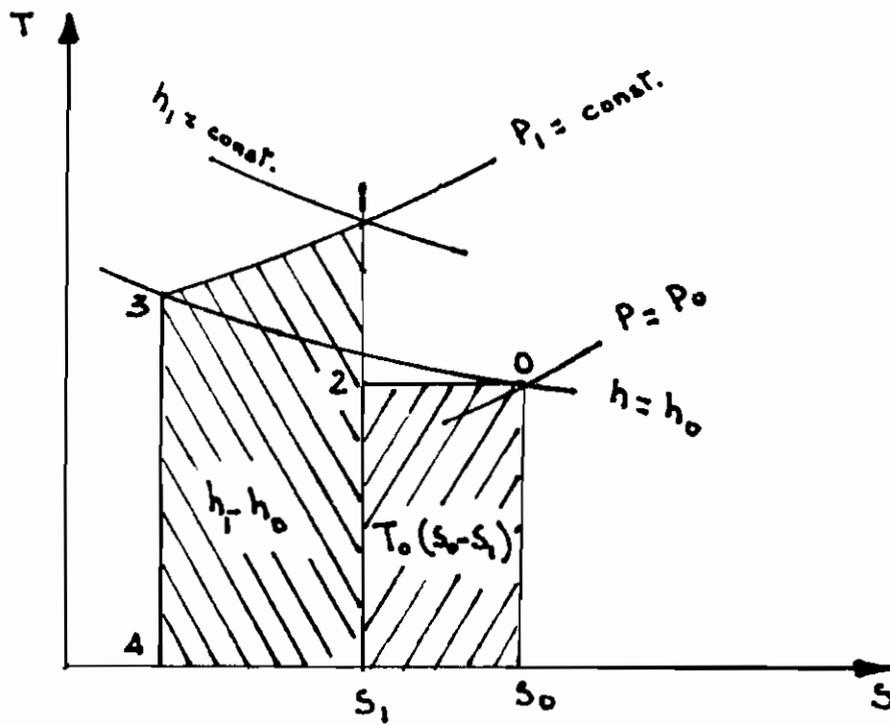


Figure 2.5 - Diagramme température-entropie S_1 S_0

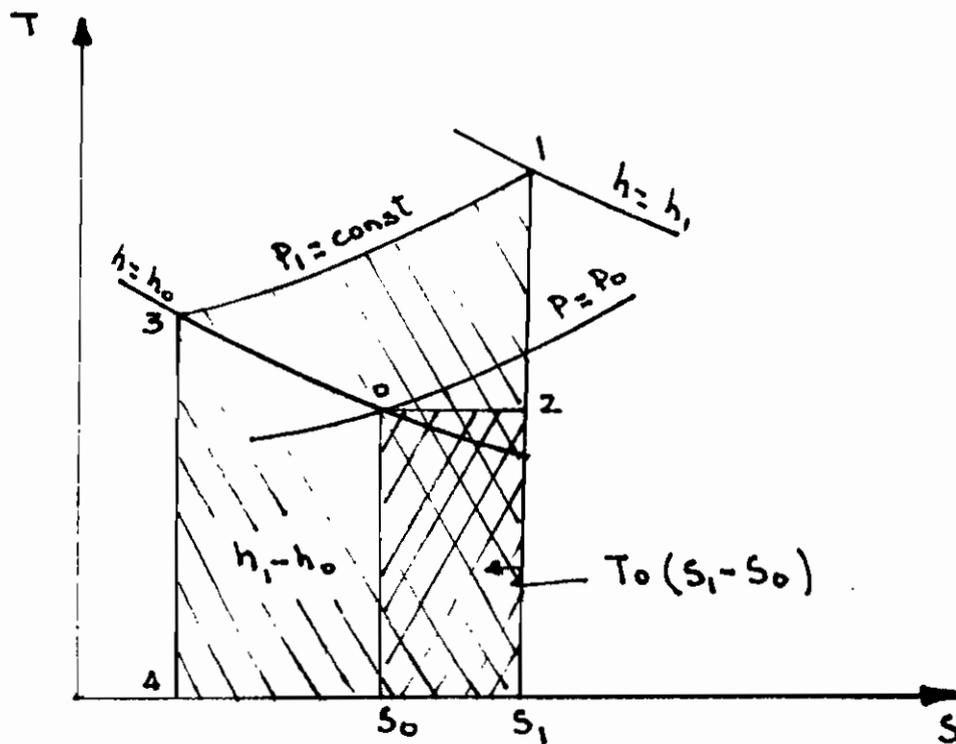


Figure 2.6 - Diagramme température-entropie S_1 S_0

$$b) h_1 - h_0 - T_0 (S_1 - S_0) = (e_1) b$$

La tuyauterie, les échangeurs de chaleur, les compresseurs à air et les turbines à gaz ou à vapeur sont des systèmes ouverts soumis à des procédés irréversibles.

Considérons un système thermodynamique (un écoulement plus particulièrement) recevant de la chaleur (q_{12}) d'un autre système et produisant une certaine quantité de travail (W_{12}). Dans ce cas il faut tenir compte de l'exergie de l'écoulement et de celle de la chaleur.

En se basant sur l'équation (2.6), l'exergie de la chaleur reçue devient :

$$e_{q12} = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta q = \int_1^2 \delta q - T_0 \int_1^2 \frac{\delta q}{T} = q_{12} - T_0 \int_1^2 \frac{\delta q}{T} \quad (2.16)$$

Si le procédé d'absorption de la chaleur est réversible, alors $\delta q_{rev} = T ds$ et l'équation (2.16) s'écrit de la façon suivante :

$$e_{q12} = q_{12} - T_0 (S_1 - S_2) \quad (2.17)$$

Cependant le procédé étant irréversible, le bilan exergétique est le suivant :

$$e_1 + e_{q12} = e_2 + W_{12} + b_{12} \quad (2.18)$$

où e_1 = exergie initiale du fluide

e_2 = exergie finale du fluide

e_{q12} = exergie de la chaleur reçue

b_{12} = exergie dissipée (perte d'exergie)

T_0 = température de l'entourage.

L'exergie dissipée ou la perte d'exergie est donc

$$b_{12} = e_1 - e_2 = e_{q12} - W_{12} \quad (2.19)$$

La diminution de l'exergie du fluide, selon l'équation (2.14), est donnée par la relation suivante :

$$e_1 - e_2 = h_1 - h_2 + T_0 (S_2 - S_1) \quad (2.20)$$

et selon le premier principe de la thermodynamique

$$W_{12} = h_1 - h_2 - q_{12} \quad (2.21)$$

En introduisant les équations (2.20 et (2.21) dans l'équation (2.19) il est possible d'évaluer l'exergie dissipée :

$$b_{12} = e_{q12} + T_0 (S_2 - S_1) - q_{12} \quad (2.22)$$

en tenant compte de l'équation (2.16) cette dernière relation devient

$$b_{12} = T_0 (S_2 - S_1) - T_0 \int_1^2 \frac{\delta q}{T} \quad (2.23)$$

Cette formule représente l'exergie dissipée dans le cas général d'un système ouvert soumis à un procédé irréversible.

Si le procédé est réversible, en remplaçant l'expression de e_{q12} (équation 2.17) dans l'équation (2.22) l'exergie dissipée $b_{12} = 0$

L'exergie dissipée (la perte d'exergie) est donc la quantité d'exergie "détruite" par les irréversibilités. Cela signifie que la perte d'exergie est la quantité de travail utile qui aurait pu être fournie si le procédé avait été réversible. Les différents procédés réels rencontrés étant tous irréversibles, (selon le second principe de la thermodynamique), ils seront toujours caractérisés par une perte d'exergie (exergie dissipée).

Si le procédé est adiabatique, c'est à dire que $\delta q = 0$, l'exergie dissipée à partir de l'équation (2.23) sera

$$b_{12} = T_0 (S_2 - S_1)$$

Les irréversibles se présentent principalement comme une partie du travail utile perdu par frottement qu'on appelle "travail de frottement" W_f - Ceci peut s'écrire :

$$\delta q = T ds - |W_f| \quad (2.25)$$

En introduisant cette relation dans l'équation (2.23), l'exergie dissipée devient :

$$b_{12} = T_0 (S_2 - S_1) - T_0 \left[\int_1^2 ds - \int_1^2 \frac{|W_f|}{T} \right]$$

$$b_{12} = T_0 \int_1^2 \frac{|\delta w_f|}{T} \quad (2.26)$$

Si on dérive l'équation (2.26) on obtient :

$$db = T_0 \frac{|\delta w_f|}{T}$$

$$\text{ou } \frac{db}{|\delta w_f|} = \frac{T_0}{T} \quad (2.27)$$

L'équation (2.27) signifie que le rapport de l'exergie dissipée sur le travail de frottement augmente au fur et à mesure que la température du procédé diminue.

Donc, plus cette température est basse, plus le travail de frottement est nuisible.

Les tuyaux ou les tubes horizontaux sont caractérisés par des procédés simples sans production de travail où la vitesse du fluide est généralement constante.

Le bilan énergétique (ou thermique) de l'écoulement d'un fluide donne

$$q_{12} - w_{12} = h_2 - h_1 + \frac{1}{2}(v_2^2 - v_1^2) - g(z_2 - z_1) \quad (2.28)$$

Si

$$w_{12} = 0$$

$$z_1 = z_2$$

$$v_1 = v_2$$

L'équation (2.28) devient

$$q_{12} = h_2 - h_1 \text{ ou } \delta q = dh \quad (2.29)$$

Le procédé est irréversible et les irréversibilités apparaissent sous forme de chaleur additionnelle équivalente au "travail de frottement". Le premier principe de la thermodynamique s'écrit dans ces conditions :

$$\delta q + |\delta w_f| = dh + v dp \quad (2.30)$$

Il est évident, en comparant les équations (2.29) et (2.30) que :

$$|\delta w_f| = -v dp \quad (2.31)$$

En introduisant l'équation (2.31) dans l'équation (2.26), on obtient :

$$b_{12} = T_0 \int_1^2 \frac{(-v)}{T} dp \quad (2.32)$$

de sorte que l'exergie dissipée est fonction du différentiel de pression du fluide.

En considérant que le fluide est un gaz parfait, la relation $Pv = RT$ s'applique et l'équation (2.32) devient

$$b_{12} = -T_0 R \int_{P_1}^{P_2} \frac{dp}{P} = -T_0 R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (2.33)$$

soit $\Delta P = P_1 - P_2$, l'équation (2.33) devient

$$b_{12} = -T_0 R \ln \frac{P_2}{P_1} = -T_0 R \ln \left(1 - \frac{\Delta P}{P_1} \right) = -T_0 R \left(-\frac{\Delta P}{P_1} + \frac{\Delta P^2}{P_1^2} \dots \right)$$

Sachant que ΔP est beaucoup plus petit que P_1 , l'exergie dissipée sera (en première approximation) :

$$b_{12} = T_0 R \frac{\Delta P}{P_1} \quad (2.34)$$

La formule (2.34) montre que l'exergie dissipée est proportionnelle au rapport de chute de pression $\frac{\Delta P}{P_1}$, cela signifie que plus la pression initiale est grande, plus la chute de pression acceptable sera élevée.

L'exergie peut être représentée sur un diagramme température-entropie (T.S) en posant l'hypothèse des gaz parfaits. Il est cependant nécessaire d'utiliser les formules suivantes :

$$\delta q = T ds - |\delta w_f| \quad (2.25)$$

$$q_{12} + |w_{f12}| = \int_1^2 T ds \quad (2.25a)$$

$$b_{12} = -T_0 R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (2.33)$$

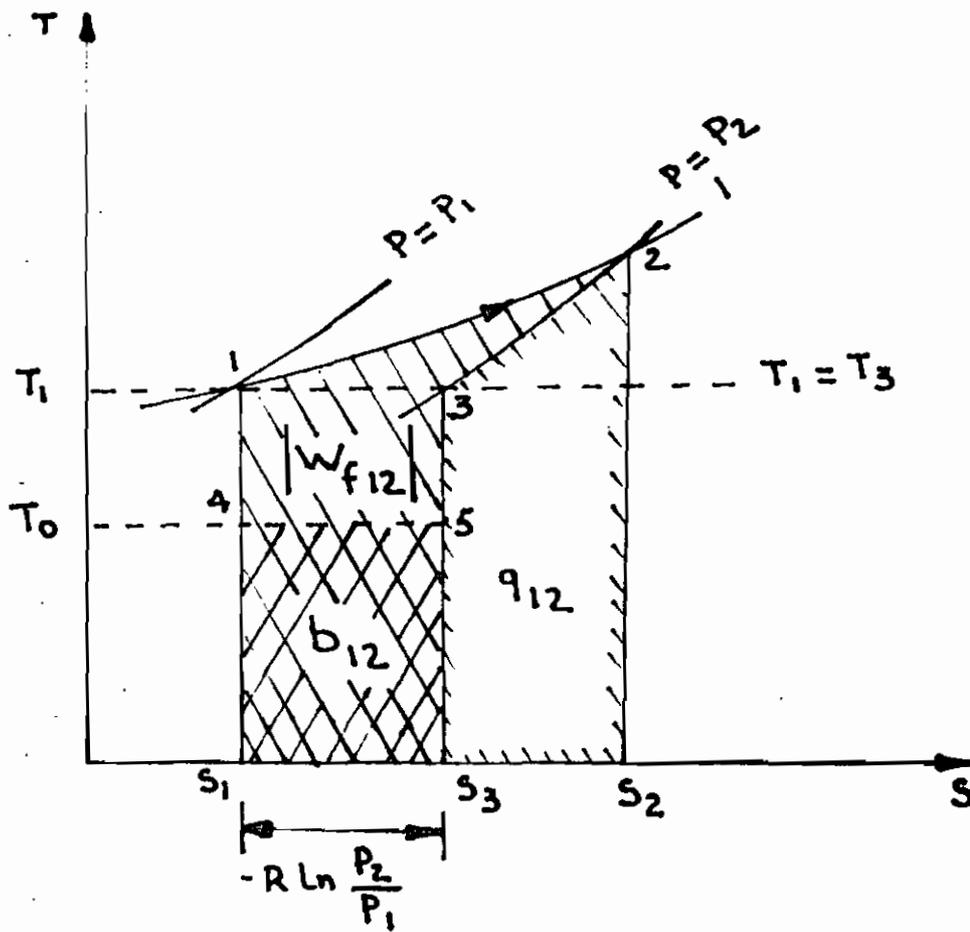


Figure 2.7 Diagramme température-entropie

A partir du second principe de la thermodynamique, on a :

$$DS = \frac{\delta q}{T} = \frac{dh - vdp}{T} = C_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{P} \quad (2.35)$$

Considérons la figure suivante de même que l'état initial 1 (P_1, T_1, h_1), l'état final 2 (P_2, T_2, h_2) et un état intermédiaire 3

De l'équation (2.35) on tire

$$S_3 - S_1 = C_p \ln \frac{T_3}{T_1} - R \ln \frac{P_3}{P_1}$$

et comme $T_3 = T_1$ et $P_3 = P_2$, cette dernière relation

$$S_3 - S_1 = R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

On peut conclure que

- la surface 1-2-S2-S1 représente $\int_1^2 Tds =$ chaleur réversible

- la surface 3-2-S2-S3 représente $\int_1^2 q = q_{12}$

- la surface 1-2-3-S3-S1 représente la chaleur équivalente au "travail de frottement" $|w_{f12}|$

- la surface 4-5-S3-S1 représente l'exergie dissipée selon l'équation (2.33).

Il est intéressant de noter également que :

- le frottement est évalué comme étant la différence de chaleur entre les procédés réversibles et réels.
- lorsque les températures du fluide sont supérieures aux températures ambiantes, la perte d'exergie (b_{12}) est inférieure au "travail de frottement".

2.3 - Perte d'exergie due au mélange de différents fluides

Un procédé au cours duquel il y a mélange de différents fluides ne peut être décrit adéquatement par le premier principe de la thermodynamique parce que dans un bilan thermique conventionnel, la chaleur équivalente à l'énergie quittant le système est égalisée à la chaleur entrant dans celui-ci.

Considérons deux fluides à différentes conditions de température

et sans interaction chimique. Le mélange étant irréversible, la perte d'exergie peut être calculée à partir de la différence entre les exergies initiale et finale.

$$B_{mel} = m_1 e_1 + m_2 e_2 - (m_1 + m_2) e_{mel} \quad (2.36)$$

où m_1 = masse du fluide 1

m_2 = masse du fluide 2

e_1 = exergie par unité de masse du fluide 1

e_2 = exergie par unité de masse du fluide 2

e_{mel} = exergie du mélange.

Par définition, l'exergie de l'entourage est nulle. Donc :

$$h_0 - T_0 S_0 = 0$$

de sorte que l'équation (2.12) devient

$$e_1 = h_1 - T_0 S_1$$

et

$$B_{mel} = m_1 (h_1 - T_0 S_1) + m_2 (h_2 - T_0 S_2) - (m_1 + m_2) (h_{mel} - T_0 S_{mel}) \quad (2.37)$$

l'enthalpie du mélange h_{mel} peut être calculée à partir du bilan thermique

$$h_{mel} = \frac{m_1 h_1 + m_2 h_2}{m_1 + m_2} \quad (2.38)$$

en substituant cette dernière relation dans l'équation (2.37), on obtient :

$$B_{mel} = T_0 \left[(m_1 + m_2) S_{mel} - m_1 S_1 - m_2 S_2 \right] \quad (2.39)$$

$$B_{mel} = m_{mel} T_0 \Delta S_{mel} \quad (2.40)$$

ou

$$m_{mel} = m_1 + m_2$$

$$\Delta S_{mel} = S_{mel} - \frac{m_1 s_1 + m_2 s_2}{m_1 + m_2} \quad (2.41)$$

$$S_{mel} = \frac{m_1 s'_1 + m_2 s'_2}{m_1 + m_2} \quad (2.42)$$

ou S'_1 et S'_2 sont les entropies respectives des deux fluides à la température et à la pression du mélange (T_{mel} , P_{mel}). En utilisant les

équations (2.40), (2.41) et (2.42) il est possible d'évaluer les pertes d'exergie d'un mélange d'eau et de vapeur, puisque leurs entropies respectives sont données dans les tables thermodynamiques de vapeur et d'eau. Lors de l'application à un mélange de deux gaz la variation d'entropie peut être calculée en utilisant les formules propres aux gaz parfaits (lorsque cette hypothèse est valable évidemment).

Considérons le cas usuel d'un mélange isobare d'air et de gaz de cheminée. En mélangeant une quantité m_a d'air (température T_a et chaleur spécifique C_{pa}) et une quantité m_g de gaz de cheminée (température T_g et chaleur spécifique C_{pg}), la température du mélange T_{mel} sera :

$$T_{mel} = \frac{m_a C_{pa} T_a + m_g C_{pg} T_g}{m_a C_{pa} + m_g C_{pg}} \quad (2.43)$$

la diminution d'entropie d'un kilogramme de gaz d'air due au mélange

$$\Delta S_g = -C_{pg} \ln \frac{T_g}{T_{mel}}$$

et l'augmentation d'entropie correspondante d'un kilogramme d'air due au mélange

$$\Delta S_a = -C_{pa} \ln \frac{T_{mel}}{T_a}$$

Pour le mélange

$$\Delta S_{mel} = (m_a + m_g) S_{mel} = m_a C_{pa} \ln \frac{T_{mel}}{T_a} - m_g C_{pg} \ln \frac{T_g}{T_{mel}}$$

$$B_{mel} = T_0 \left[m_a C_{pa} \ln \frac{T_{mel}}{T_a} - m_g C_{pg} \ln \frac{T_g}{T_{mel}} \right]$$

2.4 - Perte d'exergie due au transfert de chaleur

Les échangeurs de chaleur font partie intégrante de tout équipement industriel. Dans de tels échangeurs, le transfert de chaleur qui se produit à travers des différences finies de température est un procédé irréversible, une source de perte d'exergie, une perte thermodynamique qui n'est pas évaluée par le premier principe de la thermodynamique.

En assumant qu'il n'y a pas de chaleur échangée avec l'entourage, un échangeur de chaleur peut être considéré comme un système adiabatique ouvert caractérisé par un transfert de chaleur entre deux fluides (Fig. 2.8)

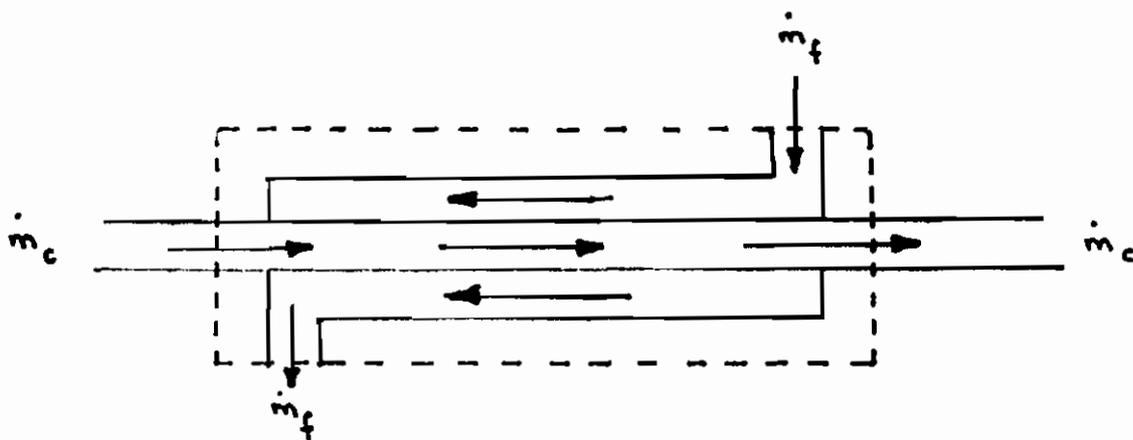


Figure 2.8 - Schéma simplifié d'un échangeur de chaleur

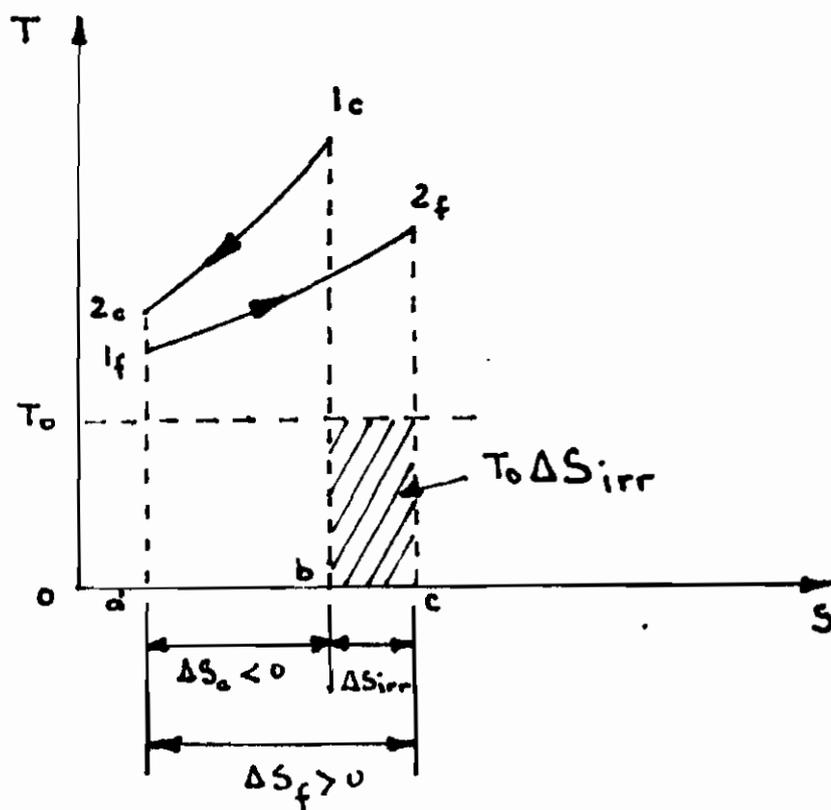


Figure 2.9 - Diagramme température-entropie

L'utilisation d'un diagramme température-entropie (T.S.) représentant le procédé de transfert de chaleur (Fig. 2.9) permet de visualiser plus facilement les changements d'état des fluides chauds (c) et froids (f). L'entropie du fluide chaud S_c diminue, alors que celle du fluide froid S_f augmente. Cependant on remarque que :

$Q_c = \text{surface } 1c - 2c - a - b - Df - 1f - 2f - c - a$
 finalement, il convient de noter que $|S_f| > |S_c|$ de sorte qu'il y a augmentation de l'entropie totale soit :

$$\Delta S_{irr} = \Delta S_f + (-\Delta S_c)$$

Il y aura donc une perte d'exergie telle que :

$$B_{12} = T_0 \Delta S_{irr}$$

Connaissant les débits massiques des fluides, il est possible d'évaluer la perte de puissance qui sera donnée par l'exergie dissipée soit :

$$B_{12} = T_0 (m_c \Delta S_c + m_f \Delta S_f) \quad (2.45)$$

où

B_{12} = perte de puissance due à la perte d'exergie

m_c = débit massique du fluide chaud

m_f = débit massique du fluide froid

ΔS_c = variation de l'entropie massique du fluide chaud

ΔS_f = variation de l'entropie massique du fluide froid

Selon l'équation (2.6) l'exergie de la chaleur s'exprime de la façon suivante

$$E_{q12} = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q$$

ou

$$dE_{q12} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q$$

Dans le procédé de transfert de chaleur, c'est le passage de la chaleur du fluide chaud au fluide froid qui détermine une diminution d'exergie de :

$$dE_c = \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) \delta Q$$

et une augmentation d'exergie du fluide froid égale à

$$dE_f = \left(1 - \frac{T_o}{T_f}\right) \delta Q$$

donc, pour un échangeur de chaleur la perte d'exergie est donnée par la relation suivante :

$$\begin{aligned} dE_{ech} &= \left(1 - \frac{T_o}{T_c}\right) \delta Q - \left(1 - \frac{T_o}{T_f}\right) \delta Q \\ dE_{ech} &= T_o \left(\frac{T_c - T_f}{T_c T_f}\right) \delta Q \end{aligned} \quad (2.46)$$

Cette dernière équation signifie que pour une même différence de température, plus la température du fluide sera élevée, plus la perte d'exergie sera faible.

2.5 - Exergie d'un combustible

On appelle exergie d'un combustible en équilibre mécanique et thermique avec l'ambiance à la température T_o et à la pression P_o , le travail maximum qu'en raison de la seule nature chimique on peut obtenir par son oxydation complète et réversible, le système ne subissant pendant cette évolution que des actions calorifiques à la température T_o de l'ambiance.

Pour calculer ce travail, considérons une machine à combustion interne à circulation continue du fluide moteur. Le combustible et l'air comburant (système 1) entrent séparément. Par ailleurs les produits de la combustion (système 2) sont supposés quitter la machine avec les mêmes énergies cinétiques et potentielles que celle du système 1 à l'entrée $\Delta (\frac{1}{2} v^2 + gz) = 0$ - Le travail produit par kg de combustible est donné par l'expression suivante :

$$W = \Delta H - Q_{rev} = (H_2 - H_1) - T_o (S_2 - S_1) \quad (2.47)$$

Q_{rev} ne comprenant aucune action calorifique sauf celle subie par le système de manière réversible à la température T_o . Il en résulte pour l'exergie du combustible :

$$e_{comb} = H_2 - H_1 - T_o (S_2 - S_1) \quad (2.48)$$

Pour que la valeur qui résulte de ce calcul corresponde exactement à l'exergie chimique du combustible, nous allons choisir les états 1 et 2 de façon à écarter tout complément d'exergie qui pourrait provenir d'un déséquilibre mécanique ou thermique avec l'atmos-

phère ambiante, et ne conserver dans nos calculs que ce qui est attribuable à la seule nature chimique du combustible.

Considérons le système 1 : il comprend d'une part le combustible en équilibre de pression, P_0 et de température T_0 avec l'ambiance d'autre part d'une manière séparée une certaine quantité d'air (au moins suffisante pour réaliser la combustion complète). Comme la réaction conduit à la formation de CO_2 et de H_2O , nous ne pouvons négliger la présence de ces deux substances dans l'atmosphère de référence, vis à vis de laquelle nous aurons à définir l'état d'équilibre. Nous conviendrons donc que l'atmosphère de référence soit de l'air à la température T_0 sous la pression P_0 , saturée en vapeur d'eau ayant une teneur en CO_2 fixée de façon conventionnelle une fois pour toutes : soit $[CO_2] = \alpha$. Comme à T_0 la pression de saturation de la vapeur d'eau est $p_s = \beta$, on aura pour l'air saturé sous pression de P_0 :

$$[H_2O] = \beta$$

En admettant que la composition de l'air soit définie par les concentrations volumétriques partielles : $[O_2] = 0,210$ et

$$[N_2] = 0,790.$$

La composition de l'atmosphère de référence sera dès lors :

$$[O_2] = 0,210 (1 - CO_2 - H_2O) = 0,210 (1 - \alpha - \beta)$$

$$[N_2] = 0,790 (1 - CO_2 - H_2O) = 0,790 (1 - \alpha - \beta)$$

$$[H_2O] = \beta$$

$$[CO_2] = \alpha$$

Un tel mélange à la pression P_0 et à la température T_0 a par définition une exergie nulle. Remarquons de plus que l'eau (liquide) à la même pression et à la même température est en équilibre avec l'air (humide) ainsi défini et qu'elle a par conséquent aussi une exergie nulle.

Ceci nous permet de décrire correctement l'état final du système 2, qui comprend les produits de la combustion revenus à leur état d'équilibre avec l'eau atmosphérique de référence. Il ne suffit pas pour cet état final de définir la pression P_0 et la température T_0

car les gaz de combustion ne seraient pas encore en équilibre de composition avec l'ambiance. La concentration en CO_2 par exemple serait plus élevée que celle de l'atmosphère ; la pression partielle de ce gaz serait donc dans les fumées supérieures à celles dans l'atmosphère, ce qui nous oblige à prendre encore en considération le travail que pourrait produire CO_2 par une détente isotherme (à la température T_0) et réversible entre ces deux pressions. L'état final 2 est donc celui que l'on obtient après que les pressions partielles de tous les constituants soient redevenues les mêmes que celles de l'atmosphère supposée infinie, et dans laquelle ces substances finissent par se diluer. A la fin de l'évolution que nous avons à considérer, toute l'eau qui est formée par la réaction sera revenue à l'état liquide sous la pression P_0 et à la température T_0 puisque le système 1 et la partie gazeuse du système 2, dans son état final, sont l'un et l'autre saturés en vapeur d'eau. Le premier terme $H_2 - H_1$ de l'expression (2.48) n'est donc autre que le pouvoir calorifique supérieur du combustible sous la pression P_0 et à la température T_0 .

$$H_2 - H_1 = \Delta H_{T_0}^{\circ} = \text{PCS} (P_0, T_0) \quad (2.49)$$

Pour calculer le second terme de l'expression (2.48) dans lequel intervient le facteur $(S_2 - S_1)$, remarquons d'abord que l'on a pour le système 1 (combustible et air comburant séparés)

$$S_1 = S_C (P_0, T_0) + v_{a,\lambda} S_A (P_0, T_0)$$

ou S_C = entropie absolue d'un kg de combustible

$v_{a,\lambda}$ = volume d'air utilisé pour la combustion (λ étant le coefficient d'excès d'air)

$$S_A (P_0, T_0) = \text{entropie absolue de } 1 \text{ Nm}^3 \text{ d'air}$$

Si X désignent les différents constituants de l'air, on aura encore

$$v_{a,\lambda} S_A (P_0, T_0) = v_{a,\lambda} \sum [X] S_X (P_X, T_0)$$

ou P_X = pression partielle de l'élément X de l'air

Pour les produits de la combustion qui constituent le système 2, on a de même

$$S_2 = v_{f,\lambda} \sum [Y] S_Y (P_Y, T_0) + P_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{H}_2\text{O},L} (P_0, T_0)$$

$V_{f,\lambda}$ = volume des gaz comburés

...Y... = les différents constituants de la phase gazeuse

P_{H_2O} = la masse d'eau formée par la combustion de 1 kg de combustible.

Parmi les substances Y se présentent toutes celles comprises dans X qui n'ont pas participé à la réaction. N_2 de l'air, O_2 en excès et humidité de l'air ; ces dernières se retrouvent dans le système 2 à la même pression partielle que dans le système 1 et ne doivent pas intervenir dans le calcul de la différence $S_2 - S_1$. Par ailleurs l'eau formée par la combustion n'intervient dans S_2 que par son entropie à l'état liquide.

Seul l'oxygène nécessaire à la combustion est donc à retenir dans le système 1 et seul CO_2 comme élément gazeuse dans le système 2, il vient donc

$$S_2 - S_1 = P_{H_2O} S_{H_2O,l} (P_o, T_o) + V_{f,\lambda} [CO_2]_1 S_{CO_2} (P_{CO_2}, T_o) - S_c (P_o, T_o) - v_{a,1} [O_2] S_{O_2} (P_{O_2}, T_o)$$

ou

$[CO_2]_1$ = concentration des gaz comburés obtenus par la combustion stoéchiométrique

P_{O_2}, P_{CO_2} = pression partielle de O_2 et CO_2 dans l'air atmosphérique.

Les valeurs des entropies intervenant dans cette expression peuvent être calculés à partir des entropies molaires absolues S_{298K}° (à la pression P_o et à la température T_o).

Pour 1 kg de combustible, on aura :

$$S_c (P_o, T_o) = \frac{1}{\psi} \left(\psi S_{298}^\circ - \int_{T_o}^{298} \psi c_p \frac{dT}{T} \right)$$

Lorsque pour le combustible gazeux on désire effectuer le calcul pour une quantité de 1 Nm^3 et non pour une masse de 1 kg, on doit remplacer le diviseur ψ (kg/kmole) du second membre par 22,414 Nm^3/kmole - Pour les gaz O_2 et CO_2 on écrira :

$$S_{O_2}(P_{O_2}, T_0) = \frac{1}{22,414} \left(\psi S_{298}^{\circ} - \int_{T_0}^{298} \psi C_p \frac{dT}{T} \right) - R \ln \frac{P_{O_2}}{P_0}$$

et une expression semblable pour CO_2 . La constante R y exprimée en $kJ/Nm^3 \cdot K$ et vaut

$$R = \frac{\psi R}{22,414} = \frac{8,3143}{22,414} = 0,37094 \text{ kJ/Nm}^3 \cdot K$$

et les rapports P_{O_2}/P_0 et P_{CO_2}/P_0 s'identifient avec les concentrations $[CO_2] = \alpha$

et

$$[O_2] = 0,210 (1 - \alpha - \beta).$$

En utilisant ces valeurs on trouve finalement pour l'exergie du combustible

$$e_{comb} = PCS(P_0, T_0) - T_0 (S_2 - S_1)$$

Elle est fonction uniquement du combustible et indépendante d'un éventuel excès d'air.

En pratique, on prend

- pour les combustibles gazeux

$$e_{comb} = 0,950 \times PCS = 0,950 H_s$$

- pour les combustibles liquides

$$e_{comb} = 0,975 \times PCS = 0,975 H_s$$

avec

$$PCS = PCI + H_{fg} \times m_{H_2O}$$

PCI = pouvoir calorifique inférieur

H_{fg} = chaleur latente de vaporisation en $kJ/kg H_2O$

m_{H_2O} = masse de vapeur d'eau, résultant de la combustion du kg de combustible en $kg H_2O/kg$ comb.

Si au lieu de la masse de l'eau m_{H_2O} , on donne le volume de la vapeur d'eau V_{H_2O} , alors :

$$PCS = PCI + H_{fg} \left(\frac{V_{H_2O} \times M_{H_2O}}{22,4} \right)$$

V_{H_2O} est exprimé en $m^3 H_2O/kg$ comb

$M_{H_2O} = 18 \text{ kg H}_2\text{O/kmole H}_2\text{O}$

$22,4 \text{ m}^3 \text{ H}_2\text{O/kmole H}_2\text{O}$ est le volume de 1 kmole d'eau

H_{fg} est exprimée en $\text{kJ/kg H}_2\text{O}$

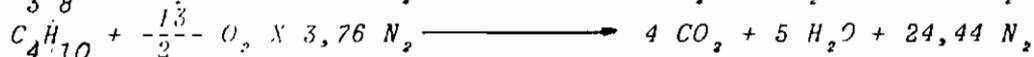
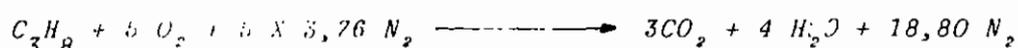
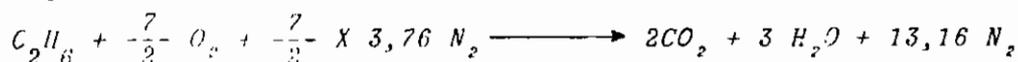
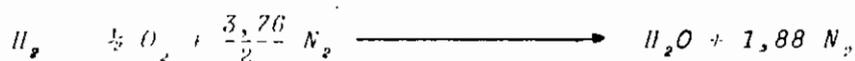
CHAPITRE 3
BILAN THERMIQUE

3.1 - Composition volumétrique du combustible

L'analyse faite par le laboratoire de la SAR a donné les résultats suivants

COMPOSITION	% VOLUMETRIQUE
H ₂	41,75
C1	14,44
C2	12,23
C3	16,43
nC4	6,88
iC4	6,41
nC5	0,51
1C5	1,35

3.2 - Equation de la combustion neutre



3.3 - Calcul du coefficient d'excès d'air

On sait que les combustibles qui ne contiennent comme éléments actifs que du carbone et de l'hydrogène peuvent être caractérisés par un unique paramètre : le rapport a du nombre d'atomes de H au nombre d'atomes n de C qu'ils contiennent

$$a = \frac{m}{n} \quad (3.1)$$

Les nombres m et n peuvent être calculés à partir de la composition volumétrique du mélange gazeux en hydrocarbure divers C_xH_y .

On obtient

$$m = 2 [H_2] + \sum y [C_x H_y] \quad (3.2)$$

$$n = \sum x [C_x H_y] \quad (3.3)$$

Le coefficient d'excès d'air pour une combustion complète est donné par la relation suivante

$$\lambda = -\frac{\alpha}{[\text{CO}_2]'} + \beta \quad (3.4)$$

avec $[\text{CO}_2]'$ = teneur en dioxyde de carbone des gaz brûlés

$$\alpha = \frac{0,210}{A} \quad (3.5)$$

$$\beta = \frac{0,210 (A-1)}{A} \quad (3.6)$$

$$A = 1 + 0,25 a \quad (3.7)$$

Applications numériques

$$m = -\frac{1}{100} [2 \times 41,75 + 1 \times 14,44 + 6 \times 12,23 + 8 \times 16,43 + 10 \times (6,88 + 6,41) + 12 \times (0,51 + 1,35)] \\ = 5,013$$

$$n = -\frac{1}{100} [14,44 + 2 \times 12,23 + 3 \times 16,43 + 4 \times (6,88 + 6,41) + 5 \times (0,51 + 1,35)] = 1,5065$$

$$a = \frac{5,013}{1,5065} = 3,328$$

$$A = 1 + 0,25 \times 3,328 = 1,832$$

$$\beta = \frac{0,210 (1,832 - 1)}{1,832} = 0,0954$$

$$\alpha = \frac{0,210}{1,832} = 0,115$$

L'analyse des fumées a donné

$$- [\text{CO}_2]' = 7,8\% \text{ pour le F 241}$$

$$- [\text{CO}_2]' = 6,0\% \text{ pour le F 201}$$

- pas de mesures pour le F 202

Ainsi on aura

- pour le F 241

$$\lambda = \frac{0,115}{0,078} + 0,0954 = 1,60$$

- pour le F 201

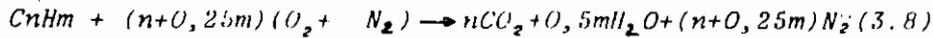
$$\lambda = \frac{0,115}{0,06} + 0,0954 = 2,00$$

- pour le F 202

on prend $\lambda = 1,30$ (deux fois celle donnée par les spécifications techniques)

3.4 - Equations de la combustion réelle

L'équation de la combustion neutre peut s'écrire sous la forme :

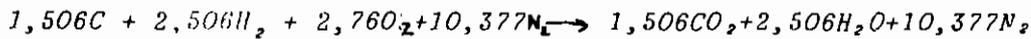


avec $m = 5,013$

$$n = 1,506$$

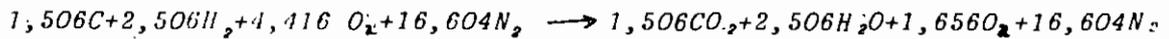
$$p = 3,76$$

L'équation (3.8) devient

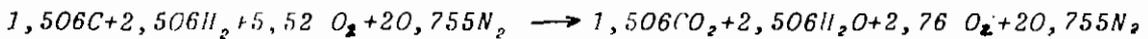


L'équation de la combustion réelle devient

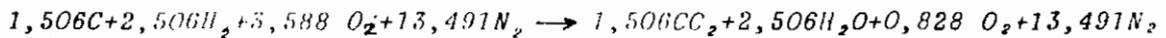
pour le F 241 ($\lambda = 1,60$)



pour le F 201 ($\lambda = 2,00$)



pour le F 202 ($\lambda = 1,30$)



3.5 - Calcul de la chaleur libérée par la combustion

La chaleur libérée par le constituant j est donnée par la formule suivante

$$Q_j = n_j [H_{i,j} + (H_t + H_{25^\circ C})] \quad (3.9)$$

n_j = nombre de kilomoles du constituant j

$H_{i,j}$ = pouvoir calorifique inférieur du constituant j en kJ/kmole

H_t = enthalpie du constituant j à la température T en kJ/kmole

$H_{25^\circ C}$ = enthalpie du constituant j à la température de $25^\circ C$ en kJ/kmole

La relation (3.10) donne la chaleur totale libérée par le combustible en kilojoules par kilomole tandis que l'équation (3.11) donne cette même quantité en kilojoules par kilogramme de combustible

$$Q = \frac{\sum Q_j}{\sum n_j} \quad [kJ/kmole \text{ de comb}] \quad (3.10)$$

$$Q = \frac{\sum Q_j}{\sum m_j} \quad [kJ/kg \text{ comb}] \quad (3.11)$$

avec

$$m_j = n_j M_j$$

M_j = masse moléculaire du constituant j

Ainsi on aura

$$Q = \frac{115439631}{100} = 1154396 \text{ kJ/kmole comb}$$

ou

$$Q = \frac{115439631}{2311,45} = 49878 \text{ kJ/kg comb}$$

Constituents	n_j kmole	M_j kg/kmole	m_j kg	$H_{25^\circ C}$ kJ/kmole	H_{T^*} kJ/kmole	H_i kJ/kmole	Q_j kJ
H2	41,75	2,016	84,001	718,372	1291,804	241988,25	10126950
C1	14,44	16,042	231,646	880,465	11047,792	802856,58	11740065
C2	12,23	30,068	237,732	1278,605	17763,270	14287791,60	17675729
C3	16,43	44,094	724,464	1772,791	25431,535	2045364,80	33994057
nC4	6,88	58,12	399,866	2395,349	33700,093	2660225770	18517729
LC4	6,41	58,12	372,549	2654,884	37070,102	2653359,40	17228764
nC5	0,51	72,146	36,794	2976,744	41620,049	3274245,10	1689675
LC5	1,35	72,146	97,397	3274,418	45782,054	3266206,40	4466784
	100,00		2314,45				115439651

* $T = 45^\circ C$

3.6 - Calcul de la chaleur contenue dans les fumées aux points caractéristiques de l'installation

3.6.1 - Schéma de l'installation

(voir plan 1)

3.6.2 - Consommation en combustible des fours

Comme nous ne disposons que de la consommation totale des trois fours du reforming, nous posons comme hypothèse de calcul que le débit de combustible se répartit proportionnellement à leur puissance

Ainsi on a

	Puissance (MW)	% PT
F 241	6,12	72
F 201	1,60	19
F 202	0,82	9
PT	8,54	100

Ainsi pour une consommation totale de $m = 0,182$ kg/s de combustible, la répartition se fera comme suit

Pour le F 241

$$\begin{aligned} m_1 &= 0,72 \\ &= 0,131 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Pour le F 201

$$\begin{aligned} m_2 &= 0,19m \\ &= 0,036 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Pour le F 202

$$\begin{aligned} m_3 &= 0,09 m \\ &= 0,015 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

3.6.3 - Sortie F 241

$$q = \sum_j q_j = \sum_j n_j (HT - H_{25^\circ\text{C}})_j \quad (3.12)$$

avec

q = chaleur totale contenue dans les gaz en kJ/kg comb

n_j = nombre de kilomoles du constituant dans les fumées

HT = enthalpie des gaz à la température $T^\circ\text{C}$

H_{25} = enthalpie des gaz à la température de 25°C

L'indice j sert à caractériser les différents gaz qui composent les gaz comburés

Constituants	n_j kmole/kmole comb.	HT^* kJ/kmole	$H_{25^\circ C}$ kJ/kmole	q_j kJ/kmole comb.
CO_2	1,506	39827,91	912,09	58607,22
H_2O	2,506	31037,21	838,37	75678,29
O_2	1,656	26957,21	732,79	43427,64
N_2	16,604	25508,37	728,37	411447,12
* $T = 827^\circ C$ $\lambda = 1,60$				589160,27

$$q_1 = \frac{589160,27}{23,1445} = 25,456 \text{ kJ/kg comb}$$

3.6.4 - Sortie F 201

Constituants	n_j kmole/kmole comb	HT^* kJ/kmole	$H_{25^\circ C}$ kJ/kmole	q_j kJ/kmole comb
CO_2	1,506	33845,58	912,09	49597,84
H_2O	2,506	26473,30	838,37	64241,13
O_2	2,760	23135,35	732,79	61831,06
N_2	20,755	21899,07	728,37	439397,88
* $T = 718^\circ C$ $\lambda = 2,00$				615067,91

$$q_2 = \frac{615067,91}{23,1445} = 26575 \text{ kJ/kg comb}$$

3.6.5 - Sortie F 202

Constituants	n_i kmole/kmole comb	HT^* kJ/kmole	$H_{25^\circ C}$ kJ/kmole	q_j kJ/kmole comb
CO_2	1,506	38569,30	912,09	56711,76
H_2O	2,506	30064,64	838,37	73241,06
O_2	0,828	26154,37	732,79	21049,07
N_2	13,491	24753,21	728,37	324119,12
* $T = 804^\circ C$ $\lambda = 1,30$				475121,01

$$q_3 = \frac{475121,07}{23,1445} = 20528,5 \text{ kJ/kg comb}$$

3.6.6 - Entrée générateur de vapeur

$$m_{mel} q_{mel} = n_1 q_1 + m_2 q_2 + M_3 q_3 \quad (3.13)$$

$$m_1 = 0,72 m_{mel}$$

$$m_2 = 0,19 m_{mel}$$

$$m_3 = 0,09 m_{mel}$$

L'équation (3.13) devient

$$q_{mel} = 0,72 q_1 + 0,19 q_2 + 0,09 q_3$$

A.N

$$q_{mel} = 0,72 \times 25456 + 0,19 \times 26575 + 0,09 \times 20528,5$$

$$= 25225 \text{ kJ/kg comb}$$

On obtient la température du mélange par interpolation. Ainsi on obtient

$$t = 826^\circ\text{C}$$

3.6.7 - Sortie de la cheminée

Constituants	n_j kmole/kmole comb	HT* kJ/kmole	$H_{25^\circ\text{C}}$ kJ/kmole	q_j kJ/kmole comb
CO ₂	1,506	11813,09	912,09	16416,91
H ₂ O	2,506	9790,44	838,37	22433,89
O ₂	1,748	8611,37	732,79	13771,76
N ₂	16,950	8340,93	728,37	12032,89
* T = 284°C	$\lambda = \frac{1,748}{2,760} + 1 = 1,63$			181655,745

3.7 - Calcul de la chaleur cédée

Les pertes par imbrûlés et les pertes à l'ambiance dépassent rarement 1%. Nous les estimerons à 1,5% pour plus de sécurité

- chaleur cédée à la charge du F 241

$$q_{1C} = 0,985 \times 49878 - 25456$$

$$= 23673,83 \text{ kJ/kg comb}$$

- chaleur cédée à la charge du F 201

$$q_{2C} = 0,985 \times 49878 - 26575$$

$$= 23554,83 \text{ kJ/kg comb}$$

- chaleur cédée à la charge du F 202

$$q_{3C} = 0,985 \times 49878 - 20528,5 \\ = 28601,33 \text{ kJ/kg comb}$$

- chaleur cédée au générateur de vapeur

$$q_{4C} = 25225 - 7879 \\ = 17346 \text{ kJ/kg comb}$$

- chaleur cédée à la cheminée

$$q_{5C} = 7879 \text{ kJ/kg comb}$$

3.8 - Calcul de la chaleur absorbée

3.8.1 - Chaleur absorbée par la charge d'hydrocarbure

Pierre WUITHIER dans son ouvrage cité en référence donne une explication de la méthode qui a été utilisée ici pour déterminer les enthalpies de charge d'hydrocarbures à différents états.

Les relevés ont donné pour une distillation ASTM le résultat suivant

% de vaporisation de la charge	10%	50%	70%	90%
t (°C)	102	121	132	150

$$\text{Pente } S = \frac{t_{70} - t_{10}}{60} = \frac{132 - 102}{60} = 0,50$$

$$\text{température volumétrique moyenne } t_v = \frac{t_{10} + 2t_{50} + t_{90}}{4}$$

$$t_v = \frac{102 + 2 \times 121 + 150}{4} = 123,5$$

$$\text{température moyenne pondérée } t_{mav} = t_v + c$$

la figure (3.2) donne $c = 3,5$

$$t_{mav} = 123,5 - 3,5 = 120$$

la figure (3.3) donne pour

$$d = 0,754 \quad kuop = 11,75$$

$$t = 120$$

d = densité

$kuop$: facteur de caractérisation

Ainsi le plan n° 2 donne (après correction)

- pour le F 241

$$H_e = 188,018 \text{ kcal/kg}$$

$$H_s = 360,000 \text{ kcal/kg}$$

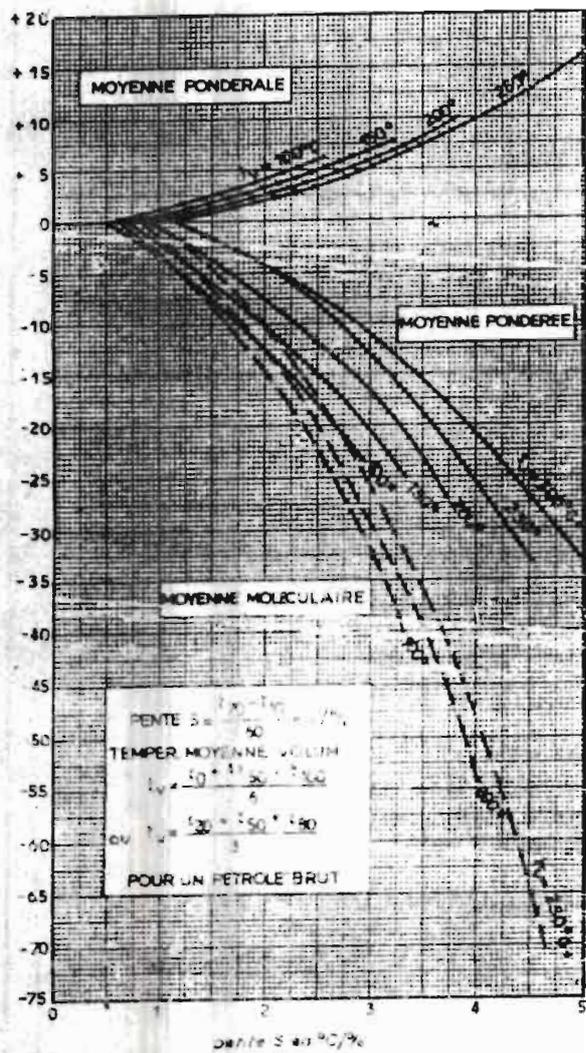


Fig 3.1 - Détermination des températures moyennes d'ébullition à partir de la T.B.P.

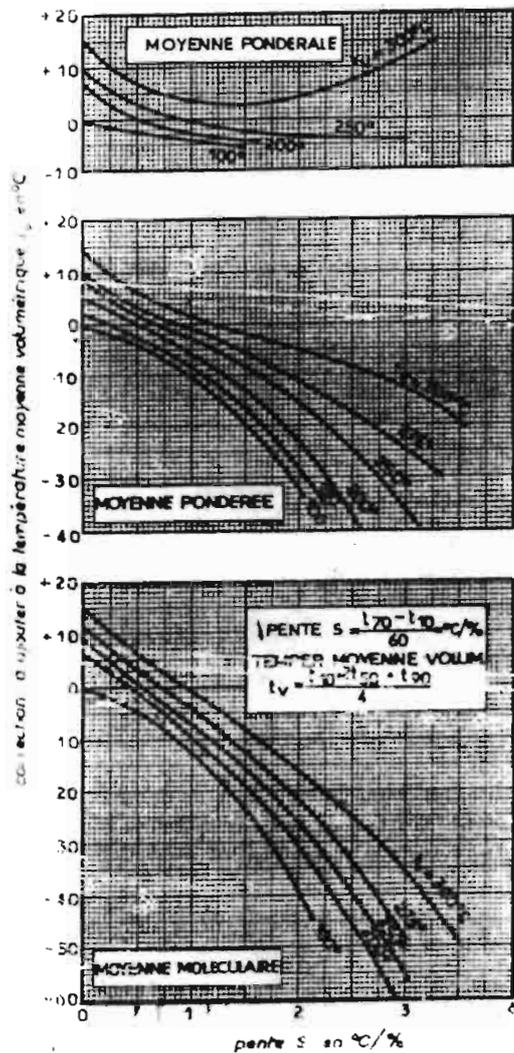


Fig 3.2 - Détermination des températures moyennes d'ébullition à partir de l'A.S.T.M.

Figure 3.1 - Détermination des températures moyennes d'ébullition de la T.B.P.

Figure 3.2 - Détermination des températures moyennes d'ébullition à partir de l'A.S.T.M.

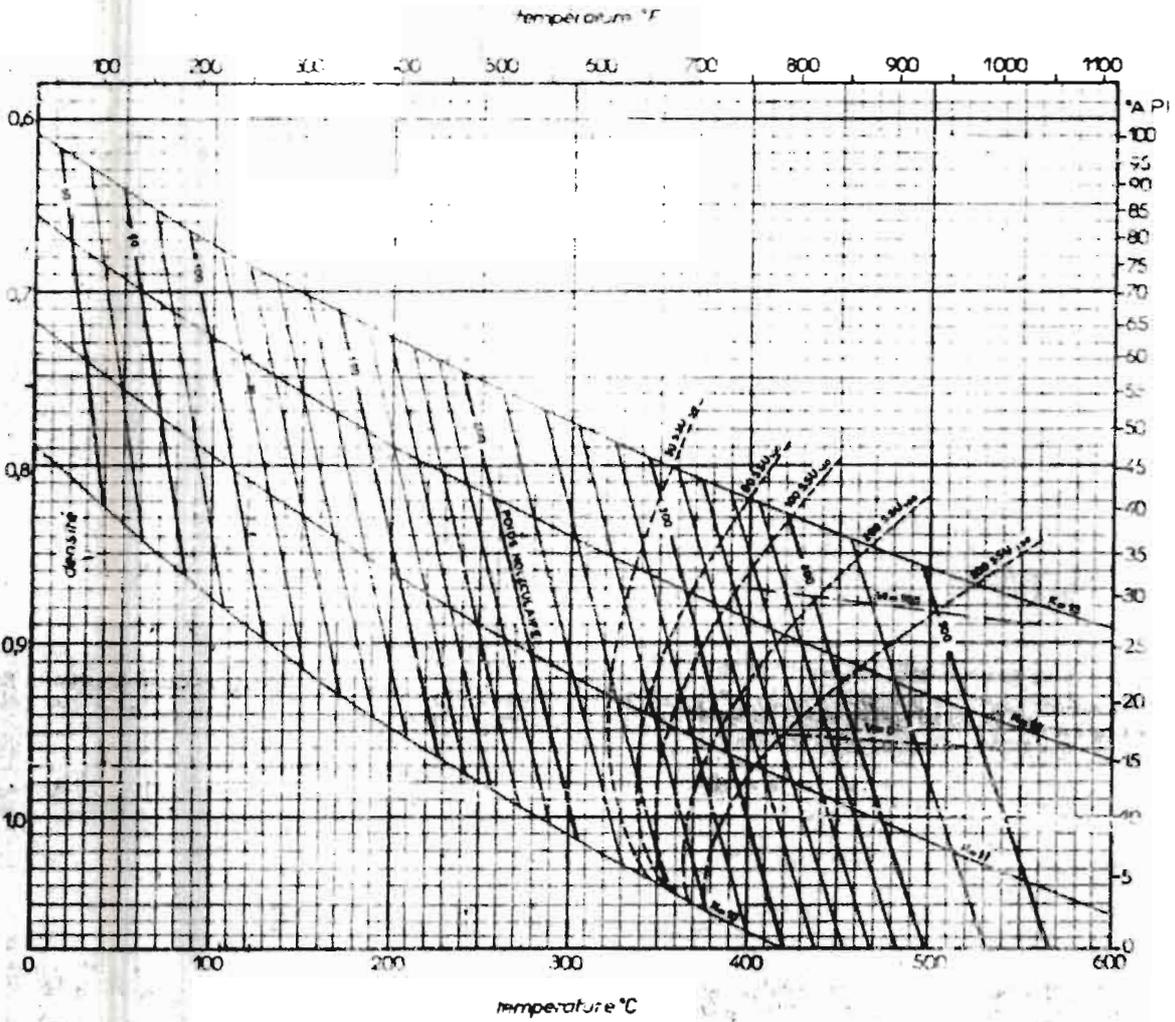


Fig 3.3 Courbes iso-propriétés du diagramme du facteur de caractérisation.

Figure 3.3 - Courbes iso-propriétés du diagramme du facteur de caractérisation

soit $H = 171,95 \text{ kcal/kg} = 719,92 \text{ kj/kg}$

pour le F 201

$H_e = 31,5 \text{ kcal/kg}$

$H_s = 360 \text{ kcal/kg}$

soit $H = 45 \text{ kcal/kg} = 188,406 \text{ kj/kg}$

pour le F 202

$H_e = 362 \text{ kcal/kg}$

$H_s = 369 \text{ kcal/kg}$

soit $H = 7 \text{ kcal/kg} = 29,31 \text{ kj/kg}$

3.8.2 - Chaleur absorbée par la vapeur

Les mesures faites sur l'installation donnent

- débit d'eau 13,520 tonnes par heure

- débit de vapeur 1,510 tonnes par heure

Le débit de purge de vapeur représente 25% du débit total

Le débit de vapeur est de

$$m_v = 1,510 \times 1,25 = 1,8875 \text{ tonne par heure}$$

Ainsi la production de vapeur représente

$$x = \frac{m_v}{m_l} = \frac{1,8875}{13,520} = 0,14$$

Le débit de vapeur est trop faible pour une aussi grande quantité d'eau utilisée. Ceci est le signe d'une anomalie dans les mesures ou le fonctionnement de l'installation

- à l'entrée, on a $H_1 = H_2$ (eau saturée à 200°C)

- à la sortie, on a $H_2 = H_l \times x \times H_{fg}$

La vapeur absorbée par la vapeur est

$$q = m \times H_{fg}$$

$$q = \frac{13520}{3600} \times 0,14 \times 1940,7 = 1010,770 \text{ kw}$$

Chaleur contenue dans les gaz brûlés

Points caractéristiques de l'installation	Chaleur contenue dans les gaz kj/kg comb
Combustion	49878
Perte combustion	748
Sortie F 241	25456
Sortie F 201	26575
Sortie F 202	20528,5
Entrée générateur	25225
Sortie générateur	7879

Chaleur cédée par les gaz brûlés

	Chaleur cédée par les gaz kj/kg comb	Débit de com- bustible kg/s	Chaleur cédée par les gaz kw	%	%
F 241	24422	0,135	3200,26	34,8	48,7
F 201	23303	0,036	838,91	9,1	
F 202	29349,5	0,015	440,24	4,8	
Générateur de vapeur	17346	0,182	3156,97	34,3	34,3
Pertes Chambre de combustion	748	0,182	136,14	1,5	1,5
Pertes cheminée	7879	0,182	1433,98	15,5	15,5
TOTAL			9206,50	100	100

Chaleur absorbée par la charge

	Chaleur absorbée par la charge kj/kg	Débit kg/s	Chaleur absorbée par la charge Kw
F 241	720,000	4,306	3100,320
F 201	188,406	4,306	811,276
F 202	29,310	4,306	126,209
Générateur de vapeur	269,140	3,756	1010,770
TOTAL			5048,575

3.9 - Bilan thermique

	Chaleur des gaz		Chaleur de la charge		Chaleur perdue	
	kw	%	kw	%	kw	%
Perte combustion	136,140	1,50			136,140	1,50
F 241	3200,260	34,80	3100,320	33,68	99,940	1,12
F 201	838,910	9,10	811,276	8,79	27,034	0,31
F 202	440,240	4,80	126,209	1,38	314,031	3,42
Générateur de vapeur	3156,970	34,30	1010,770	10,98	2146,200	23,32
Perte cheminée	1433,980	15,50			1433,980	5,50
TOTAL		100,00		54,83		45,17
	$\eta_{th} = 55\%$					

BILAN EXERGETIQUE

4.1 - Calcul de l'exergie du combustible

On a montré que l'exergie d'un combustible différerait peu de son pouvoir calorifique. Ainsi on peut utiliser la relation suivante pour déterminer sa valeur

$$e = 0,950 H_s \quad (4.1)$$

H_s est le pouvoir calorifique supérieur du combustible

Constituants	n_j kmoles	H_{sj} kJ/kmole	$n_j H_{sj}$ Kj
H_2	41,75	286031,29	11941 806
C_1	14,44	890942,67	12865 212
C_2	12,23	1560922,80	19090 086
C_3	16,43	2221537,00	36499 853
nC_4	6,88	2880443,00	19817 448
iC_4	6,41	2873576,70	18419 627
nC_5	0,51	3538515,90	1304643,1
iC_5	1,35	3530477,20	4766144,2
	100		125204 819

$$H_s = 1252048 \text{ kJ/Nm}^3 \text{ comb} = 54097 \text{ kJ/kg comb}$$

$$e = 0,950 \times 54097 = 51392,157 \text{ kJ/kg comb}$$

4.2 - Détermination de la température de combustion

En l'absence de travail et en négligeant la variation de l'énergie cinétique du courant de gaz, la chaleur libérée par la combustion dans le four se compose de celle perdue par échange avec l'ambiance et celle absorbée par les gaz de combustion et qui a comme conséquence l'augmentation de la température de ces derniers. Cette température est limitée par la nature de l'enceinte et les pertes.

Le bilan thermique de la réaction donne :

$$\sum_R n_i (\Delta h_f^\circ + h_t - h_{25^\circ C}) = \sum_P n_i (\Delta h_f^\circ + h_t - h_{25}) + \text{pertes}$$

Dans notre cas, les pertes sont évaluées à 1,5% de la chaleur libérée.

On a :

$$0,985 \times \sum_R n_i (\Delta h_f^\circ + h_t - h_{25}) = \sum_P n_i (\Delta h_f^\circ + h_t - h_{25})$$

avec

L'indice R signifie réactifs

L'indice P signifie produits

n_i = nombre de kilomoles du constituant i

Δh_f° = enthalpie de formation du constituant i en kJ/kmole

h_t = enthalpie du constituant i à $T^\circ\text{C}$ en kJ/kmole

$h_{25^\circ\text{C}}$ = enthalpie du constituant i à 25°C en kJ/kmole

Dans cette équation, l'inconnue est la valeur de $(h_T)_P$ on la détermine par itération à partir des tables thermodynamiques.

Mais l'estimation de la température de combustion à partir de cette méthode est conservative. En effet la valeur calculée est en moyenne supérieure de 100°C à la valeur mesurée en raison du fait que à hautes températures, certaines composantes des produits de combustion se dissocient en d'autres espèces chimiques. Les réactions de dissociations sont endothermiques et consomment une partie de la chaleur libérée par la combustion. On peut citer d'autres raisons comme l'incomplétion de la réaction de combustion, les pertes par embrûlés, les pertes à l'ambiance etc...

Posons

$$H_{R'} = 0,985 H_R$$

$$H_R = \sum_R n_i (\Delta h_f^\circ + h_T - h_{25})$$

$$H_P = \sum_P n_i (\Delta h_f^\circ + h_T - h_{25})$$

Constituants	n_i kmole	$-\Delta h_f^\circ$ kJ/kmole	h_T kJ/kmole	h_{25} kJ/kmole	H_R kJ
H_2	41,75	0	1291,80	718,37	23940,70
CI	14,44	74835,12	11047,79	830,46	-933802,89
C2	12,23	94653,26	17763,27	1278,60	-833701,86
C3	16,43	103829,53	25431,54	1772,79	-1317205,92
nC4	6,88	126126,51	33700,09	2395,35	-652373,78
1C4	6,41	131683,23	37070,10	2634,88	-623359,74
nC5	0,51	146415,58	41620,05	2976,74	-54963,86
iC5	1,35	166090,36	45782,05	3274,42	-166836,68
	100				-4558 304

Note : le signe - est conventionnel et signifie que c'est de la chaleur qui est cédée.

On trouve $H_R = - 45583 \text{ kJ/kmole}$

$H_{R'} = - 44899 \text{ kJ/kmole}$

Calculons H_p

Pour le F 241

Constituants	n_i kmole/ kmole C	$-\Delta h_f^\circ$ kJ/kmole	$h_{25^\circ\text{C}}$ kJ/ kmole	$h_{1200^\circ\text{C}}$ kJ/kmole	$h_{1300^\circ\text{C}}$ kJ/kmole
CO_2	1,506	393448,84	912,79	69550,69	75414,50
H_2O	2,506	241786,05	838,37	56779,35	61510,07
N_2	1,656	0	732,79	48282,14	51941,15
O	16,604	0	728,37	46150,84	49641,92

$t = 1200^\circ\text{C}$, on a $H_p = - 121956,6 \text{ kJ/kmole}$

$t = 1300^\circ\text{C}$, on a $H_p = - 37245 \text{ kJ/kmole}$

On trouve la température de combustion en portant

$(H_p - H_{R'})$ versus T . Elle est donnée par l'intersection de la droite joignant A et B avec la droite $(H_p - H_{R'}) = 0$

$$A \begin{cases} \Delta H = - 121956,6 + 44899 = - 77057,6 \text{ kJ/kmole} \\ t = 1200^\circ\text{C} \end{cases}$$

$$B \begin{cases} \Delta H = 37245 + 44899 = 7654 \text{ kJ/kmole} \\ t = 1300^\circ\text{C} \end{cases}$$

Tracer cette courbe revient à interpoler pour $\Delta H = 0$ entre les points A et B définis plus haut

On trouve

$$t = 1295,6^\circ\text{C}$$

Mais compte tenu des raisons évoquées plus haut, on prendra

$$t_c = 1195,6^\circ\text{C}$$

- Pour le F 201

Constituants	n_i kmole/ kmole C	$-\Delta h_f^\circ$ kJ/kmole	$h_{25^\circ\text{C}}$ kJ/kmole	$h_{1000^\circ\text{C}}$ kJ/kmole	$h_{1100^\circ\text{C}}$ kJ/kmole
CO_2	1,506	393448,84	912,79	58006,31	63744,29
H_2O	2,506	241786,05	838,37	47633,22	52152,31
O_2	2,760	0	732,79	41040,86	44646,38
N_2	20,755	0	728,37	39263,53	42689,02

Ainsi on trouve

$$A \begin{cases} \Delta H = - 39252,5 \text{ kJ/kmole} \\ t = 1000^\circ\text{C} \end{cases}$$

$$B \begin{cases} \Delta H = 61761 \text{ kJ/kmole} \\ t = 1100^\circ\text{C} \end{cases}$$

On trouve

$$t = 1038,86^\circ\text{C}$$

d'où

$$t_c = 938,86^\circ\text{C}$$

Pour le F 202

Constituants	n_i kmole/ kmoleC	$-\Delta h_f^\circ$ kJ/kmole	$h_{25^\circ\text{C}}$ kJ/kmole	h_{1500} kJ/kmole	h_{1600} kJ/kmole
CO_2	1,506	393448,84	912,79	87292,75	93293,62
H_2O	2,506	241786,05	838,37	71237,20	76223,35
O_2	0,828	0	732,79	59341,54	63075,46
N_2	13,491	0	728,37	56707,43	60273,90

On trouve

$$A \begin{cases} \Delta H = - 43301,6 \text{ kJ/kmole} \\ t = 1500^\circ\text{C} \end{cases}$$

$$B \begin{cases} \Delta H = 29438 \text{ kJ/kmole} \\ t = 1600^\circ\text{C} \end{cases}$$

On trouve $t = 1560^\circ\text{C}$

d'où $t_c = 1460^\circ\text{C}$

Cette température est trop élevée en raison des limitations d'ordre pratique en cours. En effet, des températures de cet ordre requiert une protection particulière des murs réfractaires, donc un coût de construction plus élevé. Une autre raison serait que, pour faire le calcul de combustion du F 202, nous avons été amenés à supposer un excès d'air λ parce que l'analyse chromatographique des fumées du F 202 n'est pas disponible comme pour les autres fours du reforming. En effet, malgré qu'on ait pris un excès d'air de 30% (deux fois cette donnée par les spécifications techniques), nous sommes en raison de croire que cette valeur est relativement petite (contre 60% pour le F 241 et 100% pour le F 201) et n'est pas conforme aux condi-

tions réelles de combustion. Ainsi on fait comme hypothèse de calcul, que la température de combustion t_c ne peut dépasser 1200°C , et on prend

$$t_c = 1200^\circ \text{C}$$

4.3 - Exergie des gaz de combustion

La méthode de calcul consiste ici, à partir de la définition de l'exergie et des tables thermodynamiques, de calculer l'exergie des gaz aux points caractéristiques de l'installation. L'exergie cédée par les fumées est déterminée en faisant la différence d'exergie des gaz entre deux points d'un même parcours.

4.3.1 : Exergie des différentes composantes des gaz brûlés

	<i>t</i>	30	284	718	804	826	827	959	1196	1200
CO ₂	S	214,208	239,481	268,510	273,219	274,310	274,353	279,789	290,838	290,996
	H	9552,434	20190,930	42167,907	47032,558	48215,734	48262,791	54544,864	69317,108	69550,690
H ₂ O	S	189,228	209,707	227,648	230,477	231,129	231,155	240,762	249,491	249,618
	H	10064,822	16227,674	29767,907	32693,023	33402,034	33430,232	44931,818	56592,652	56779,350
O ₂	S	205,497	223,847	243,039	246,053	246,745	246,773	250,219	257,153	253,257
	H	8804,459	16482,558	30974,884	34088,372	34842,116	34872,093	38856,005	48136,048	48282,141
N ₂	S	191,933	209,707	227,648	230,477	231,129	231,155	234,415	241,005	241,100
	H	8813,403	16227,674	29767,907	32693,023	33402,034	33430,232	37193,365	46011,863	46150,840
	<i>t</i> [°C]	H [kJ/kmole]				S [kJ/kmole-K]				

Entropie et Enthalpie des différents gaz constituant les fumées

E [kJ/kmole]				
$t^\circ(C)$	CO_2	H_2O	O_2	N_2
1200	36719,974	28407,300	23786,638	22432,461
1196	36534,290	28259,102	23670,860	22322,283
939	25111,550	19244,464	16494,072	21515,179
827	20477,400	10655,240	13554,815	13636,130
826	20443,379	10634,924	13533,326	13615,814
804	19590,939	10123,567	12989,362	13104,456
718	16153,822	8056,062	10789,568	11036,952
284	2976,986	6146,954	2115,296	8039,718

Exergie des différentes composantes des gaz

4.3.2 - *Exergie des gaz (Foyer F 241)*

Constituants	n_i kmole/kmole comb	E kJ/kmole	$n_i E$ kJ/kmole comb
CO_2	1,506	36534,290	55020,640
H_2O	2,506	28259,102	70817,310
O_2	1,656	23670,860	39198,944
N_2	16,604	22322,283	370639,187
$t = 1196 C$			535676,081

$$E = \frac{535676,081}{23,1445} = 23144,854 \text{ kJ/kg comb}$$

4.3.3 - *Exergie des gaz à la sortie F 241*

Constituants	n_i kmole/kmole comb	E kJ/kmole	$n_i E$ kJ/kmole comb
CO_2	1,506	20477,400	30838,964
H_2O	2,506	10655,240	26702,031
O_2	1,656	13554,815	22446,774
N_2	16,604	13636,130	226414,302
$t = 827^\circ C$			306402,072

$$E = \frac{306402,072}{23,1445} = 13238,656 \text{ kJ/kg comb}$$

4.3.4 - Exergie des gaz (Foyer F 201)

Constituants	n_j kmole/kmole comb	E kJ/kmole	E kJ/kmole comb
CO ₂	1,506	25111,550	37817,993
H ₂ O	2,506	19244,464	48226,627
O ₂	2,760	16494,072	45523,639
N ₂	20,755	21515,179	446547,540
$t = 939^\circ \text{C}$			578115,800

$$E = \frac{578115,800}{23,1445} = 24978,539 \text{ kJ/kg comb}$$

4.3.5 - Exergie des gaz à la sortie du F 201

Constituants	n_j kmole/kmole comb	E kJ/kmole	E kJ/kmole comb
CO ₂	1,506	16153,822	24327,656
H ₂ O	2,506	8056,062	20188,491
O ₂	2,760	10789,568	29779,208
N ₂	20,755	11036,952	22907,939
$t = 718^\circ \text{C}$			303367,294

$$E = \frac{303367,294}{23,1447} = 13107,533 \text{ kJ/kg comb}$$

4.3.6 - Exergie des gaz (Foyer F 202)

Constituants	n_j kmole/kmole comb	E kJ/kmole	E kJ/kmole comb
CO ₂	1,506	36719,974	55300,281
H ₂ O	2,506	28407,300	71188,694
O ₂	0,828	23786,638	19695,336
N ₂	13,491	22432,465	302636,331
$t = 1200^\circ \text{C}$			448820,642

$$E = \frac{448820,642}{23,1445} = 19392,108 \text{ kJ/kg comb}$$

4.3.7 - Exergie des gaz à la sortie du F 202

Constituants	n_j kmole/kmole comb	E kJ/kmole	E kJ/kmole comb
CO ₂	1,506	19590,939	29503,954
H ₂ O	2,506	10123,567	25369,659
O ₂	0,828	12989,362	10755,192
N ₂	13,491	13104,456	176792,216
$t = 804^\circ \text{C}$			242421,216

$$E = \frac{242421,216}{23,1445} = 10474,239 \text{ kJ/kg comb}$$

4.3.8 - Exergie des gaz à l'entrée du générateur de vapeur

Constituants	n_j kmole/kmole comb	E kJ/kmole	E kJ/kmole comb
CO ₂	1,506	20448,379	30795,259
H ₂ O	2,506	10634,924	26651,120
O ₂	1,748	13533,326	23656,254
N ₂	16,950	13615,814	230788,047
$t = 826^\circ \text{C}$			311890,680

$$E = \frac{311890,680}{23,1445} = 13475,301 \text{ kJ/kg comb}$$

4.3.9 - Exergie des gaz à la cheminée

Constituants	n_j kmole/kmole comb	E kJ/kmole	E kJ/kmole comb
CO ₂	1,506	2976,986	4483,341
H ₂ O	2,506	6146,954	15404,267
O ₂	1,748	2115,296	3697,537
N ₂	16,950	8039,718	136273,220
$t = 284^\circ \text{C}$			159858,365

$$E = \frac{159858,365}{23,1445} = 6906,970 \text{ kJ/kg comb}$$

4.3.10 - Exergie des gaz brûlés

	E kJ/kg comb	m kg comb/S	E KW
Exergie du combustible (total)	51392,157	0,182	9353,374
Foyer F 241	23144,854	0,131	3031,976
Sortie F 241	13238,656	0,131	1734,264
Foyer F 201	24978,539	0,036	899,227
Sortie F 201	13107,533	0,036	471,871
Foyer F 202	19392,108	0,015	290,882
Sortie F 202	10474,239	0,015	157,114
Entrée générateur de vapeur	13475,801	0,182	2452,596
Cheminée	6906,970	0,182	257,068

4.3.11 - Répartition de l'exergie des gaz

	e kJ/kg comb	m kg com/S	E KW	%	%
Exergie cédée à la charge du F 241	9906,198	0,131	1297,712	13,74	
Exergie cédée à la charge du F 201	11871,006	0,036	427,356	4,52	19,68
Exergie cédée à la charge du F 202	8917,869	0,015	133,768	1,42	
Exergie cédée à la charge de vapeur	6568,970	0,182	1195,527	12,66	12,66
Pertes dues aux irré- versibilités de la combustion F 241	28247,303	0,131	3700,400	39,19	
Pertes dues aux irré- versibilités de la combustion F 201	26413,618	0,036	950,890	10,07	54,34
Pertes dues aux irré- versibilités de la combustion F 202	32000,049	0,015	480,000	5,08	
Pertes cheminée	6906,970	0,182	1257,068	13,32	13,32
Exergie totale			9442,722	100,0	100,0

L'écart entre cette valeur et l'exergie totale du combustible est le fait de la répartition de la charge de combustible, répartition faite sur la base des puissances respectives des trois fours.

4.4 - Exergie de la charge

4.4.1 - Charge d'hydrocarbure

Pour déterminer l'exergie de la charge d'hydrocarbure, nous allons utiliser les relations développées dans le chapitre 2 en particulier dans le paragraphe 2.4. en raison de l'indisponibilité de tables thermodynamiques ou de formules donnant l'entropie de ces hydrocarbures.

Les sources de pertes d'exergie sont multiples, on peut citer les pertes d'exergies dues aux irréversibilités de l'échange de chaleur entre les gaz et la charge, de même que celles qui sont liées aux pertes de charge durant l'écoulement de la charge etc...

La relation (2.46) permet de calculer les pertes d'exergie liées à l'échange de chaleur et la relation (2.34) permet de calculer celles qui sont dues aux pertes de charge, mais faute de données suffisantes nous allons considérer seulement les premières pertes.

$$dE = T_0 \left(-\frac{T_c - T_f}{T_c T_f} \right) \delta Q \quad (2.46)$$

T_0 est la température ambiante

T_f est la température du fluide froid (charge)

T_c est la température du fluide chaud (gaz)

Si on suppose que Q est indépendante de la température, on a

$$E = T_0 \left(-\frac{T_c - T_f}{T_c T_f} \right) Q$$

Pour plus de précisions, on remplace la différence de température ($T_c - T_f$) par la différence de température moyenne logarithmique LMTD définie comme suit

$$LMTD = \frac{(\Delta T)_{max} - (\Delta T)_{min}}{\ln \frac{(\Delta T)_{max}}{(\Delta T)_{min}}}$$

Pour le F 241

$T_{c,e}$ = température de combustion

$T_{c,s}$ = température des gaz à la sortie

$T_{f,e}$ = température de la charge à l'entrée

$T_{f,s}$ = température de la charge à la sortie

$$T_{c,e} = 1196^{\circ}\text{C} = 1469,15 \text{ K}$$

$$T_{c,s} = 827^{\circ}\text{C} = 1100,15 \text{ K}$$

$$T_{f,e} = 256^{\circ}\text{C} = 529,15 \text{ K}$$

$$T_{f,s} = 498^{\circ}\text{C} = 771,15 \text{ K}$$

$(T_c)_m$ = température moyenne des gaz

$(T_f)_m$ = température moyenne de la charge

$$(T_c)_m = \frac{T_{c,e} + T_{c,s}}{2}$$

$$(T_c)_m = \frac{1469,15 + 1100,15}{2} = 1284,65 \text{ K}$$

$$(T_f)_m = \frac{T_{f,e} + T_{f,s}}{2}$$

$$(T_f)_m = \frac{529,15 + 771,15}{2} = 650,15 \text{ K}$$

$$\begin{aligned} (\Delta T)_{max} &= T_{c,e} - T_{c,s} \\ &= 1469,15 - 1100,15 = 369^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (\Delta T)_{min} &= T_{f,s} - T_{f,e} \\ &= 771,15 - 529,15 = 242^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

$$\text{On a } B = \frac{303,15}{1284,65 \times 650,15} \times \frac{369 - 242}{\ln \frac{369}{242}} \times Q$$

$$B = 0,109 \times Q$$

$$B = 0,109 \times 3200,26$$

$$B = 348,828 \text{ KW}$$

L'exergie de la charge sera égale à la différence entre l'exergie des gaz et celle perdue à cause des irréversibilités de l'échange

$$E = 1297,712 - 348,828 = 948,884 \text{ KW}$$

- Pour le F 201, on trouve :

$$B = 0,0525 \times Q$$

$$B = 0,0525 \times 838,910$$

$$B = 44,070 \text{ KW}$$

$$\text{On a } E = 427,356 - 44,070$$

$$E = 383,286 \text{ KW}$$

- Pour le F 202

$$B = 0,0506 \times Q$$

$$B = 0,0506 \times 440,240$$

$$B = 22,275 \text{ KW}$$

On a $E = 133,768 - 22,275$

$$E = 111,493 \text{ KW}$$

Les résultats sont conservatifs. EN effet le calcul ne tient compte que des pertes occasionnées par les irréversibilités du transfert de chaleur entre les gaz et la charge d'hydrocarbure.

4.4.2 - Charge d'eau et de vapeur

Pour de l'eau saturée à 200°C, on a

$$H_1 = H_l$$

$$S_1 = S_l$$

A la sortie on a

$$H_2 = H_l + x (H_v - H_l)$$

$$S_2 = S_l + x (S_v - S_l)$$

Or l'accroissement d'exergie est donné par la relation suivante

$$\Delta e = (H_2 - H_1) - T_0 (S_2 - S_1)$$

$$\Delta e = |H_l + x (H_v - H_l) - H_l| - T_0 |S_l + x (S_v - S_l) - S_l|$$

$$\Delta e = x (H_v - H_l) - T_0 x (S_v - S_l)$$

$$\Delta e = x (H_{fg} - T_0 S_{fg})$$

Pour une masse m d'eau, on aura

$$E = mx (H_{fg} - T_0 S_{fg})$$

$$E = \frac{13520}{3600} \times 0,14 (1940,7 - 303,15 \times 4,1014)$$

$$E = 366,657 \text{ KW}$$

4.5 - Bilan d'exergie

Le bilan consiste à faire la différence entre l'exergie disponible dans les gaz de combustion et celle utilisée par la charge. Cette différence appelée anergie traduit les pertes d'exergie dues aux irréversibilités des transformations ayant lieu dans l'installation : donc l'anergie est une mesure des irréversibilités.

La différence entre l'exergie du combustible et celle des gaz dans le foyer représente l'exergie perdue à cause des irréversibilités de la réaction de combustion.

Bilan exergetique

	Exergie des gaz		Exergie de la charge		Anergie	
	KW	% Ec	KW	%	KW	%
Pertes Combustion	5131,290	54,34			5131,290	54,34
F 241	1297,712	13,71	948,884	10,05	348,828	3,69
F 201	427,356	4,52	383,286	4,05	44,070	0,47
F 202	133,768	1,42	111,493	1,18	22,275	0,24
Generateur de Vapeur	1195,527	12,66	366,657	3,88	1681,631	8,78
Pertes Cheminée	1257,068	13,32			1257,068	13,32
		100,0		19,16		80,84
$\eta_{ex} = 19\%$						

V. - CONCLUSIONS ET PROPOSITIONS

1/- Le but poursuivi tout au long de cette étude est de comparer les bilans thermique et exergetique et d'introduire ainsi la méthode d'interconnexion des deux principes de la thermodynamique dans une analyse cohérente.

L'approche normale d'un ingénieur en génie mécanique est de penser continuellement au travail maximum qu'on pourrait tirer d'un procédé quelconque. Ce travail maximum est exprimé finalement par le bilan exergetique beaucoup mieux que le bilan thermique parce qu'il met en évidence les irréversibilités et leurs sources.

Mais du moment que notre système est confronté à des réactions chimiques à hautes températures, on a des phénomènes de dissociation et l'intervention d'un paramètre caractéristique des réactions chimiques qu'est le potentiel chimique ou la fonction de GIBBS.

C'est pour cette raison que la relation donnant l'exergie est plus complexe, on peut l'écrire comme suit :

$$E = H - T_0 S - \sum_c \mu_{c0} n_c \quad (1)$$

ou n_c = nombre de molécules du constituant

μ_{c0} = potentiel chimique de référence

donc l'énergie calculée d'après la relation suivante

$$E = H - T_0 S \quad (2)$$

donne des valeurs plus grandes que les valeurs réelles, dépendamment du type de la réaction chimique et de la température du processus.

Même si on est capable de faire une analyse molaire et de connaître les masses moléculaires des réactifs et des produits, on n'a pas des informations pertinentes sur les fonctions de GIBBS de chaque composante, donc ceci confine toute tentative de calcul précis dans les limites d'erreurs inévitables.

En laissant de côté le terme $\sum_c \mu_{c0} n_c$ de l'équation (1), on peut néanmoins apprécier l'écart entre l'exergie calculée et l'exergie réelle, écart qui sera d'environ 15 - 20% d'après les sources bibliographiques les plus récentes (ref 15, 16 et 14).

Cet écart ne pourra affecter la valeur absolue du rendement exergetique que de 1 à 3%, mais par contre il donnera des températures moindres que celles théoriques calculées, comme il a été déjà

spécifié dans nos calculs.

2/- On doit préciser que le choix d'une raffinerie pour faire une analyse exergetique est justifié par les nombreuses possibilités de récupération de chaleur qu'elle offre, comme par exemple :

- récupération de la chaleur sensible des produits évacués des fours de pyrolyse
- récupération de la chaleur sensible et de réaction (combustion de CO , H_2 , C_nH_m , etc...) des gaz évacués des installations où ont lieu des processus de décomposition thermique et d'oxydation partielle de différentes fractions du pétrole
- récupération de la chaleur contenue dans les gaz comburés évacués des fours qui accompagnent les installations
- etc....

La consommation spécifique assez grande de combustible ayant un pouvoir calorifique important pour réaliser les procédés technologiques caractéristiques aux raffineries, les rendements relativement faibles des fours utilisés et la nécessité de disposer de quantité relativement grande de vapeur, d'énergie électrique, déterminent et justifient l'existence d'approches multilatérales pour l'économie d'énergie. Parmi ces approches, l'analyse exergetique occupe de nos jours une place importante comme nous l'avons montré tout au long de cette étude.

3/- L'examen du bilan exergetique permet de mettre en évidence les principales sources de pertes dues aux irréversibilités, pertes qui ne figurent pas dans le bilan thermique.

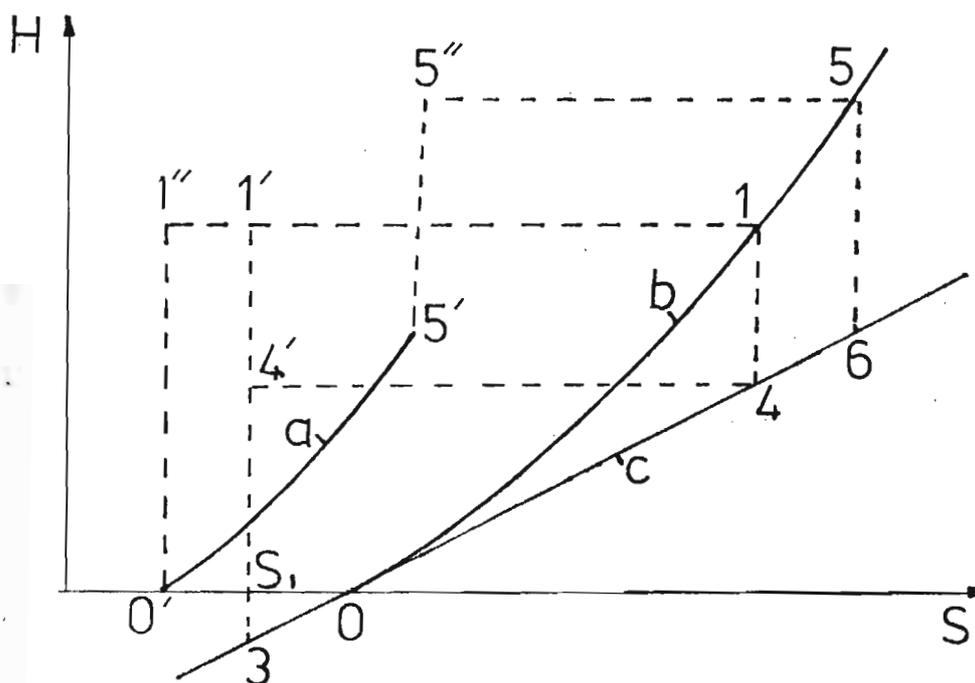
Pour notre installation, nous avons :

- 54,34% de l'exergie totale est perdue du fait des irréversibilités de la combustion
- et 13,18% de l'exergie totale est perdue du fait des irréversibilités dues au transfert de chaleur à une différence finie de température.

3.1 - Pour améliorer la combustion et réduire les irréversibilités il y a plusieurs moyens parmi lesquels on peut citer :

- l'étude expérimentale et théorique de l'excès d'air optimum
- l'étude du type de brûleur et le choix le plus propice qui permet un bon mélange air - combustible gazeux
- le préchauffage de l'air introduit dans la chambre de combustion.

Pour mettre en évidence l'influence d'un de ces facteurs, nous allons recourir à un diagramme $h - S$ pour illustrer l'avantage qu'offre le préchauffage de l'air



on représente

- (a) l'isobare de l'air préchauffé (air théorique nécessaire à la combustion)
- (b) l'isobare des gaz comburés rapportés à 1 Nm^3 de combustible. Les origines des enthalpies sont respectivement les points O et O' (à la température ambiante T_0)

Si la combustion n'utilise pas de l'air préchauffé, vont entrer séparément dans le foyer

- de l'air à l'état O'
- du combustible ayant un pouvoir calorifique H_i égal à $\overline{1'0} = \overline{1'0''}$

Construisons la droite du milieu ambiant (c) qui est représenté par la tangente au point O à l'isobare (b)

L'entropie du combustible sera $\overline{1''1}$ et son énergie sera $\overline{1'3}$ (sur l'isentrope $S1 \ 1'$)

La combustion adiabatique est aussi isenthalpique, donc à la sortie du foyer, les produits ont leur état représenté par le point 1 (sur la courbe (b)). Leur exergie sera $\overline{14}$ plus petite que celle

du combustible (moins $\overline{4'3}$)

Le segment $\overline{4'3}$ représente donc les pertes d'exergie dues aux irréversibilités de la combustion.

Si l'air est préchauffé jusqu'au point S' (sur la courbe (a)), en y ajoutant le pouvoir calorifique H_i du combustible, on a le point $5''$ (enthalpie du mélange air - combustible) et le point correspondant 5 (sur la courbe (b)).

Ainsi on trouve finalement une exergie $\overline{56} > \overline{1'4'}$, ce qui montre l'efficacité du préchauffage d'air.

3.2 - Les irréversibilités dues au transfert de chaleur à une différence finie de température peuvent être diminuées par tous les moyens qui augmentent le coefficient global de transfert de chaleur

- utilisation de tubes à ailettes ou à aiguilles
- introduction d'éléments qui augmentent le degré de turbulence
- etc...

4/- On sait que toute amélioration du procédé technologique se fait actuellement par simulation préalable qui tient compte de l'ensemble des paramètres et des conditions de fonctionnement.

On propose que dans ce processus de simulation soit introduite une composante spéciale concernant le flux et le rendement exergétique.

APPENDICES

TABLE DE CONVERSION

$$1 \text{ BTU/PMOLE} = 0,4300 \text{ KJ/KMOLE}$$

$$1 \text{ BTU/PMOLE-R} = 0,2389 \text{ KJ/KMOLE K}$$

$$T(^{\circ}\text{R}) = 1,8 \text{ T(K)}$$

Compound	Formula	State	Heat of combustion, $-\Delta H_c^\circ$, at 25°C. and constant pressure, to form					
			H ₂ O (liq.) and CO ₂ (gas)			H ₂ O (gas) and CO ₂ (gas)		
			Kcal./mole	Cal./g.	B.t.u./lb.	Kcal./mole	Cal./g.	B.t.u./lb.
Hydrogen.....	H ₂	gas	68.3174	33,887.6	60,957.7	57.7979	28,669.6	51,571.4
Carbon.....	C	solid, graph.	94.0518	7,831.1	14,086.8			
Carbon monoxide.....	CO	gas	67.6361	2,414.7	4,343.6			
Paraffins								
Methane.....	CH ₄	gas	212.798	13,265.1	23,861	191.759	11,953.6	21,502
Ethane.....	C ₂ H ₆	gas	372.820	12,399.2	22,304	341.261	11,349.6	20,416
Propane.....	C ₃ H ₈	gas	530.605	12,033.5	21,646	488.527	11,079.2	19,929
Propane.....	C ₃ H ₈	liq.*	526.782	11,946.8	21,490	484.704	10,992.5	19,774
n-Butane.....	C ₄ H ₁₀	gas	687.982	11,837.3	21,293	635.384	10,932.3	19,665
n-Butane.....	C ₄ H ₁₀	liq.*	682.844	11,748.9	21,134	630.246	10,843.9	19,506
2-Methylpropane (Isobutane).....	C ₄ H ₁₀	gas	686.342	11,809.1	21,242	633.744	10,904.1	19,614
2-Methylpropane (Isobutane).....	C ₄ H ₁₀	liq.*	681.625	11,727.9	21,096	629.027	10,822.9	19,468
n-Pentane.....	C ₅ H ₁₂	gas	845.16	11,714.6	21,072	782.04	10,737.7	19,499
n-Pentane.....	C ₅ H ₁₂	liq.	838.80	11,626.4	20,944	775.68	10,751.5	19,540
2-Methylbutane (Isopentane).....	C ₅ H ₁₂	gas	843.24	11,688.0	21,025	780.12	10,813.1	19,451
2-Methylbutane (Isopentane).....	C ₅ H ₁₂	liq.	837.51	11,605.8	20,877	774.19	10,730.9	19,303
2,2-Dimethylpropane (Neopentane).....	C ₅ H ₁₂	gas	840.49	11,649.8	20,956	777.37	10,775.0	19,382
2,2-Dimethylpropane (Neopentane).....	C ₅ H ₁₂	liq.	835.18	11,576.2	20,824	772.06	10,701.4	19,250
n-Hexane.....	C ₆ H ₁₄	gas	1,002.57	11,634.5	20,928	928.93	10,780.0	19,391
n-Hexane.....	C ₆ H ₁₄	liq.	995.01	11,546.8	20,771	921.37	10,692.2	19,233
2-Methylpentane.....	C ₆ H ₁₄	gas	1,000.87	11,614.8	20,893	922.23	10,760.2	19,356
2-Methylpentane.....	C ₆ H ₁₄	liq.	993.71	11,531.7	20,743	920.07	10,677.1	19,206
3-Methylpentane.....	C ₆ H ₁₄	gas	1,001.51	11,622.2	20,906	922.87	10,767.6	19,369
3-Methylpentane.....	C ₆ H ₁₄	liq.	994.25	11,538.0	20,755	920.61	10,683.4	19,218
2,2-Dimethylbutane.....	C ₆ H ₁₄	gas	998.17	11,583.5	20,837	924.53	10,728.9	19,299
2,2-Dimethylbutane.....	C ₆ H ₁₄	liq.	991.52	11,506.3	20,698	917.88	10,651.7	19,161
2,3-Dimethylbutane.....	C ₆ H ₁₄	gas	1,000.04	11,605.2	20,876	926.40	10,750.6	19,338
2,3-Dimethylbutane.....	C ₆ H ₁₄	liq.	993.05	11,524.0	20,730	919.41	10,669.5	19,192
n-Heptane.....	C ₇ H ₁₆	gas	1,160.01	11,577.2	20,825	1,075.85	10,737.2	19,314
n-Heptane.....	C ₇ H ₁₆	liq.	1,151.27	11,489.9	20,668	1,067.11	10,650.0	19,157
2-Methylhexane.....	C ₇ H ₁₆	gas	1,158.30	11,560.1	20,795	1,074.14	10,720.2	19,284
2-Methylhexane.....	C ₇ H ₁₆	liq.	1,149.97	11,477.0	20,645	1,065.81	10,637.0	19,134
3-Methylhexane.....	C ₇ H ₁₆	gas	1,158.94	11,566.5	20,806	1,074.78	10,726.6	19,295
3-Methylhexane.....	C ₇ H ₁₆	liq.	1,150.55	11,482.8	20,655	1,066.39	10,648.6	19,145
3-Ethylpentane.....	C ₇ H ₁₆	gas	1,159.56	11,572.7	20,817	1,075.40	10,732.7	19,306
3-Ethylpentane.....	C ₇ H ₁₆	liq.	1,151.13	11,488.6	20,666	1,066.97	10,648.6	19,155
2,2-Dimethylpentane.....	C ₇ H ₁₆	gas	1,155.61	11,533.3	20,746	1,071.45	10,693.3	19,235
2,2-Dimethylpentane.....	C ₇ H ₁₆	liq.	1,147.85	11,455.8	20,607	1,063.69	10,615.9	19,096
2,3-Dimethylpentane.....	C ₇ H ₁₆	gas	1,157.28	11,549.9	20,776	1,073.12	10,710.0	19,265
2,3-Dimethylpentane.....	C ₇ H ₁₆	liq.	1,149.09	11,468.2	20,629	1,064.93	10,628.3	19,118
2,4-Dimethylpentane.....	C ₇ H ₁₆	gas	1,156.60	11,543.1	20,764	1,072.44	10,703.2	19,253
2,4-Dimethylpentane.....	C ₇ H ₁₆	liq.	1,148.73	11,464.6	20,623	1,064.57	10,624.7	19,112
3,3-Dimethylpentane.....	C ₇ H ₁₆	gas	1,156.73	11,544.4	20,766	1,072.57	10,704.5	19,255
3,3-Dimethylpentane.....	C ₇ H ₁₆	liq.	1,148.85	11,465.6	20,625	1,064.67	10,625.7	19,114
2,2,3-Trimethylbutane.....	C ₇ H ₁₆	gas	1,155.94	11,536.6	20,752	1,071.78	10,696.6	19,241
2,2,3-Trimethylbutane.....	C ₇ H ₁₆	liq.	1,148.27	11,460.0	20,614	1,064.11	10,620.1	19,104
n-Octane.....	C ₈ H ₁₈	gas	1,317.45	11,533.9	20,747	1,222.77	10,705.0	19,256
n-Octane.....	C ₈ H ₁₈	liq.	1,307.53	11,447.1	20,591	1,212.85	10,618.2	19,100
2-Methylheptane.....	C ₈ H ₁₈	gas	1,315.76	11,519.1	20,721	1,221.08	10,690.2	19,230
2-Methylheptane.....	C ₈ H ₁₈	liq.	1,306.28	11,436.1	20,572	1,211.60	10,607.2	19,080
3-Methylheptane.....	C ₈ H ₁₈	gas	1,316.44	11,525.1	20,732	1,221.76	10,696.2	19,240
3-Methylheptane.....	C ₈ H ₁₈	liq.	1,306.92	11,441.7	20,582	1,212.24	10,612.8	19,091
4-Methylheptane.....	C ₈ H ₁₈	gas	1,316.57	11,526.2	20,734	1,221.89	10,697.3	19,243
4-Methylheptane.....	C ₈ H ₁₈	liq.	1,307.09	11,443.2	20,584	1,212.41	10,614.3	19,093
3-Ethylhexane.....	C ₈ H ₁₈	gas	1,316.87	11,528.8	20,738	1,222.19	10,699.9	19,247
3-Ethylhexane.....	C ₈ H ₁₈	liq.	1,307.39	11,445.8	20,589	1,212.71	10,616.9	19,098
2,2-Dimethylhexane.....	C ₈ H ₁₈	gas	1,313.56	11,499.9	20,686	1,218.88	10,671.0	19,195
2,2-Dimethylhexane.....	C ₈ H ₁₈	liq.	1,304.64	11,421.8	20,546	1,209.96	10,592.9	19,055
2,3-Dimethylhexane.....	C ₈ H ₁₈	gas	1,316.13	11,522.4	20,727	1,221.45	10,693.5	19,236
2,3-Dimethylhexane.....	C ₈ H ₁₈	liq.	1,306.86	11,441.2	20,581	1,212.18	10,612.3	19,090
2,4-Dimethylhexane.....	C ₈ H ₁₈	gas	1,314.83	11,511.0	20,706	1,220.15	10,682.1	19,215
2,4-Dimethylhexane.....	C ₈ H ₁₈	liq.	1,305.80	11,431.9	20,564	1,211.12	10,603.0	19,073
2,5-Dimethylhexane.....	C ₈ H ₁₈	gas	1,314.05	11,504.2	20,694	1,219.37	10,675.3	19,203
2,5-Dimethylhexane.....	C ₈ H ₁₈	liq.	1,305.00	11,424.9	20,551	1,210.32	10,596.6	19,060
3,3-Dimethylhexane.....	C ₈ H ₁₈	gas	1,314.65	11,509.4	20,703	1,219.97	10,680.5	19,212
3,3-Dimethylhexane.....	C ₈ H ₁₈	liq.	1,305.68	11,430.9	20,562	1,211.00	10,602.0	19,071
3,4-Dimethylhexane.....	C ₈ H ₁₈	gas	1,316.36	11,524.4	20,730	1,221.68	10,695.5	19,239
3,4-Dimethylhexane.....	C ₈ H ₁₈	liq.	1,307.04	11,442.8	20,583	1,212.36	10,613.9	19,092
2-Methyl-3-ethylpentane.....	C ₈ H ₁₈	gas	1,316.79	11,528.1	20,737	1,222.11	10,699.2	19,246
2-Methyl-3-ethylpentane.....	C ₈ H ₁₈	liq.	1,307.58	11,447.5	20,592	1,212.90	10,618.4	19,101
3-Methyl-3-ethylpentane.....	C ₈ H ₁₈	gas	1,315.88	11,520.2	20,723	1,221.20	10,691.3	19,232
3-Methyl-3-ethylpentane.....	C ₈ H ₁₈	liq.	1,306.80	11,440.7	20,580	1,212.12	10,611.8	19,089
2,2,3-Trimethylpentane.....	C ₈ H ₁₈	gas	1,314.66	11,509.5	20,703	1,219.98	10,680.6	19,212
2,2,3-Trimethylpentane.....	C ₈ H ₁₈	liq.	1,305.83	11,432.2	20,564	1,211.15	10,603.3	19,073
2,2,4-Trimethylpentane.....	C ₈ H ₁₈	gas	1,313.69	11,501.0	20,688	1,219.01	10,672.1	19,197
2,2,4-Trimethylpentane.....	C ₈ H ₁₈	liq.	1,305.29	11,427.5	20,556	1,210.61	10,598.6	19,065
2,3,3-Trimethylpentane.....	C ₈ H ₁₈	gas	1,315.54	11,517.2	20,717	1,220.86	10,688.3	19,226
2,3,3-Trimethylpentane.....	C ₈ H ₁₈	liq.	1,306.64	11,439.3	20,577	1,211.96	10,610.4	19,086
2,3,4-Trimethylpentane.....	C ₈ H ₁₈	gas	1,315.29	11,515.0	20,713	1,220.61	10,686.1	19,222
2,3,4-Trimethylpentane.....	C ₈ H ₁₈	liq.	1,306.28	11,436.1	20,572	1,211.60	10,607.2	19,080
2,2,3,3-Tetramethylbutane.....	C ₈ H ₁₈	gas	1,313.27	11,497.3	20,682	1,218.59	10,668.4	19,191

Compound	Formula	State	Heat of combustion, $-\Delta H_c^\circ$, at 25°C. and constant pressure, to form					
			H ₂ O (liq.) and CO ₂ (gas)			H ₂ O (gas) and CO ₂ (gas)		
			Kcal./mole	Cal./g.	B.t.u./lb.	Kcal./mole	Cal./g.	B.t.u./lb.
2,2,3,3-Tetramethylbutane.....	C ₈ H ₁₈	solid	1,303.03	11,407.7	20,520	1,208.35	10,578.8	19,029
n-Nonane.....	C ₉ H ₂₀	gas	1,474.90	11,500.2	20,687	1,369.70	10,680.0	19,211
n-Nonane.....	C ₉ H ₂₀	liq.	1,463.80	11,413.6	20,531	1,358.60	10,593.4	19,056
n-Decane.....	C ₁₀ H ₂₂	gas	1,632.34	11,473.0	20,638	1,516.63	10,659.7	19,175
n-Decane.....	C ₁₀ H ₂₂	liq.	1,620.06	11,386.7	20,483	1,504.35	10,573.4	19,020
n-Undecane.....	C ₁₁ H ₂₄	gas	1,789.78	11,450.8	20,596	1,663.55	10,643.2	19,145
n-Undecane.....	C ₁₁ H ₂₄	liq.	1,776.32	11,364.7	20,443	1,650.09	10,557.0	18,990
n-Dodecane.....	C ₁₂ H ₂₆	gas	1,947.23	11,432.2	20,564	1,810.48	10,629.4	19,120
n-Dodecane.....	C ₁₂ H ₂₆	liq.	1,932.59	11,346.3	20,410	1,795.84	10,543.4	18,966
n-Tridecane.....	C ₁₃ H ₂₈	gas	2,104.67	11,416.5	20,536	1,957.40	10,617.6	19,099
n-Tridecane.....	C ₁₃ H ₂₈	liq.	2,088.85	11,330.6	20,382	1,941.58	10,531.8	18,945
n-Tetradecane.....	C ₁₄ H ₃₀	gas	2,262.11	11,402.9	20,512	2,104.32	10,607.5	19,081
n-Tetradecane.....	C ₁₄ H ₃₀	liq.	2,245.11	11,317.2	20,358	2,087.32	10,521.8	18,927
n-Pentadecane.....	C ₁₅ H ₃₂	gas	2,419.55	11,391.2	20,491	2,251.24	10,596.7	19,065
n-Pentadecane.....	C ₁₅ H ₃₂	liq.	2,401.37	11,305.6	20,337	2,233.06	10,513.2	18,911
n-Hexadecane.....	C ₁₆ H ₃₄	gas	2,577.00	11,380.9	20,472	2,398.17	10,591.1	19,052
n-Hexadecane.....	C ₁₆ H ₃₄	liq.	2,557.64	11,295.4	20,318	2,378.81	10,505.6	18,898
n-Heptadecane.....	C ₁₇ H ₃₆	gas	2,734.44	11,371.8	20,456	2,545.09	10,584.3	19,039
n-Heptadecane.....	C ₁₇ H ₃₆	liq.	2,713.90	11,286.4	20,302	2,524.55	10,498.9	18,886
n-Octadecane.....	C ₁₈ H ₃₈	gas	2,891.88	11,363.7	20,441	2,692.01	10,578.3	19,028
n-Octadecane.....	C ₁₈ H ₃₈	liq.	2,870.16	11,278.4	20,288	2,670.29	10,493.0	18,875
n-Nonadecane.....	C ₁₉ H ₄₀	gas	3,049.33	11,354.5	20,428	2,838.94	10,572.9	19,019
n-Nonadecane.....	C ₁₉ H ₄₀	liq.	3,026.43	11,271.2	20,275	2,816.04	10,487.7	18,865
n-Eicosane.....	C ₂₀ H ₄₂	gas	3,206.77	11,350.0	20,416	2,985.86	10,568.1	19,010
n-Eicosane.....	C ₂₀ H ₄₂	liq.	3,182.69	11,264.7	20,263	2,961.78	10,482.8	18,857
Alkyl benzenes								
Benzene.....	C ₆ H ₆	gas	789.08	10,102.4	18,172	757.52	9,696.4	17,446
Benzene.....	C ₆ H ₆	liq.	780.98	9,996.7	17,966	749.42	9,594.7	17,259
Methylbenzene (toluene).....	C ₇ H ₈	gas	943.58	10,241.4	18,422	901.50	9,784.7	17,601
Methylbenzene (toluene).....	C ₇ H ₈	liq.	934.50	10,142.8	18,245	892.42	9,686.1	17,424
Ethylbenzene.....	C ₈ H ₁₀	gas	1,101.13	10,372.4	18,658	1,048.53	9,876.9	17,767
Ethylbenzene.....	C ₈ H ₁₀	liq.	1,091.03	10,277.2	18,487	1,038.43	9,781.7	17,596
1,2-Dimethylbenzene (o-xylene).....	C ₈ H ₁₀	gas	1,098.54	10,348.0	18,614	1,045.94	9,852.5	17,723
1,2-Dimethylbenzene (o-xylene).....	C ₈ H ₁₀	liq.	1,088.16	10,250.2	18,488	1,035.56	9,754.7	17,547
1,3-Dimethylbenzene (m-xylene).....	C ₈ H ₁₀	gas	1,098.12	10,344.0	18,607	1,045.52	9,848.5	17,716
1,3-Dimethylbenzene (m-xylene).....	C ₈ H ₁₀	liq.	1,087.92	10,247.9	18,434	1,035.32	9,752.4	17,543
1,4-Dimethylbenzene (p-xylene).....	C ₈ H ₁₀	gas	1,098.29	10,345.6	18,610	1,045.69	9,850.1	17,719
1,4-Dimethylbenzene (p-xylene).....	C ₈ H ₁₀	liq.	1,088.16	10,250.2	18,438	1,035.56	9,754.7	17,547
n-Propylbenzene.....	C ₉ H ₁₂	gas	1,258.24	10,469.1	18,832	1,195.12	9,945.9	17,887
n-Propylbenzene.....	C ₉ H ₁₂	liq.	1,247.19	10,377.2	18,667	1,184.07	9,852.0	17,722
Isopropylbenzene (cumene).....	C ₉ H ₁₂	gas	1,257.31	10,461.4	18,818	1,194.19	9,936.2	17,873
Isopropylbenzene (cumene).....	C ₉ H ₁₂	liq.	1,246.52	10,371.6	18,657	1,183.40	9,846.4	17,712
1-Methyl-2-ethylbenzene.....	C ₉ H ₁₂	gas	1,256.66	10,456.0	18,808	1,193.54	9,930.8	17,864
1-Methyl-2-ethylbenzene.....	C ₉ H ₁₂	liq.	1,245.26	10,361.1	18,638	1,182.14	9,835.9	17,693
1-Methyl-3-ethylbenzene.....	C ₉ H ₁₂	gas	1,255.92	10,449.8	18,797	1,192.80	9,924.6	17,853
1-Methyl-3-ethylbenzene.....	C ₉ H ₁₂	liq.	1,244.71	10,356.5	18,630	1,181.59	9,831.3	17,685
1-Methyl-4-ethylbenzene.....	C ₉ H ₁₂	gas	1,255.59	10,447.1	18,792	1,192.47	9,921.9	17,848
1-Methyl-4-ethylbenzene.....	C ₉ H ₁₂	liq.	1,244.45	10,354.4	18,626	1,181.33	9,829.2	17,681
1,2,3-Trimethylbenzene (hemimellitene).....	C ₉ H ₁₂	gas	1,254.08	10,434.5	18,770	1,190.96	9,909.3	17,825
1,2,3-Trimethylbenzene (hemimellitene).....	C ₉ H ₁₂	liq.	1,242.36	10,337.0	18,594	1,179.24	9,811.8	17,650
1,2,4-Trimethylbenzene (pseudocumene).....	C ₉ H ₁₂	gas	1,253.04	10,425.8	18,754	1,189.92	9,900.7	17,809
1,2,4-Trimethylbenzene (pseudocumene).....	C ₉ H ₁₂	liq.	1,241.58	10,330.5	18,585	1,178.46	9,805.3	17,638
1,3,4-Trimethylbenzene (mesitylene).....	C ₉ H ₁₂	gas	1,252.53	10,421.6	18,747	1,189.41	9,896.4	17,802
1,3,4-Trimethylbenzene (mesitylene).....	C ₉ H ₁₂	liq.	1,241.19	10,327.2	18,577	1,178.07	9,802.1	17,632
n-Butylbenzene.....	C ₁₀ H ₁₄	gas	1,415.44	10,546.3	18,971	1,341.80	9,997.6	17,984
n-Butylbenzene.....	C ₁₀ H ₁₄	liq.	1,403.46	10,457.0	18,810	1,329.82	9,908.4	17,823
Alkyl cyclopentanes								
Cyclopentane.....	C ₅ H ₁₀	gas	793.39	11,313.1	20,350	740.79	10,563.1	19,001
Cyclopentane.....	C ₅ H ₁₀	liq.	786.54	11,215.5	20,175	733.94	10,465.4	18,825
Methylcyclopentane.....	C ₆ H ₁₂	gas	948.72	11,273.4	20,299	885.60	10,523.3	18,930
Methylcyclopentane.....	C ₆ H ₁₂	liq.	941.14	11,183.3	20,117	878.02	10,433.2	18,768
Ethylcyclopentane.....	C ₇ H ₁₄	gas	1,106.21	11,266.9	20,267	1,032.57	10,516.9	18,918
Ethylcyclopentane.....	C ₇ H ₁₄	liq.	1,097.50	11,178.2	20,108	1,023.86	10,428.2	18,758
n-Propylcyclopentane.....	C ₈ H ₁₆	gas	1,263.56	11,260.9	20,256	1,179.40	10,510.8	18,907
n-Propylcyclopentane.....	C ₈ H ₁₆	liq.	1,253.74	11,173.4	20,099	1,169.58	10,423.3	18,750
n-Butylcyclopentane.....	C ₉ H ₁₈	gas	1,421.10	11,257.7	20,250	1,326.42	10,507.6	18,901
n-Butylcyclopentane.....	C ₉ H ₁₈	liq.	1,410.10	11,170.5	20,094	1,315.42	10,420.5	18,745
Alkyl cyclohexanes								
Cyclohexane.....	C ₆ H ₁₂	gas	944.79	11,226.7	20,195	881.67	10,476.7	18,846
Cyclohexane.....	C ₆ H ₁₂	liq.	936.88	11,132.7	20,026	873.76	10,382.7	18,676
Methylcyclohexane.....	C ₇ H ₁₄	gas	1,099.59	11,199.5	20,146	1,025.95	10,449.5	18,797
Methylcyclohexane.....	C ₇ H ₁₄	liq.	1,091.13	11,113.3	19,991	1,017.49	10,363.3	18,642
Ethylcyclohexane.....	C ₈ H ₁₆	gas	1,257.90	11,210.4	20,166	1,173.74	10,460.4	18,816
Ethylcyclohexane.....	C ₈ H ₁₆	liq.	1,248.23	11,124.3	20,011	1,164.07	10,374.3	18,661
n-Propylcyclohexane.....	C ₉ H ₁₈	gas	1,415.12	11,210.3	20,165	1,320.44	10,460.3	18,816
n-Propylcyclohexane.....	C ₉ H ₁₈	liq.	1,404.34	11,124.9	20,012	1,309.66	10,374.9	18,663
n-Butylcyclohexane.....	C ₁₀ H ₂₀	gas	1,572.74	11,213.0	20,170	1,467.54	10,548.1	18,821
n-Butylcyclohexane.....	C ₁₀ H ₂₀	liq.	1,560.78	11,127.8	20,017	1,455.56	10,377.8	18,668
Monolefins								
Ethene (ethylene).....	C ₂ H ₄	gas	337.234	12,021.7	21,625	316.195	11,271.7	20,276
Propene (propylene).....	C ₃ H ₆	gas	491.987	11,692.3	21,052	460.428	10,942.3	19,683
1-Butene.....	C ₄ H ₈	gas	649.757	11,581.3	20,833	607.679	10,831.3	19,484
cis-2-Butene.....	C ₄ H ₈	gas	648.115	11,552.0	20,780	606.037	10,802.0	19,431
trans-2-Butene.....	C ₄ H ₈	gas	647.072	11,533.4	20,747	604.994	10,783.4	19,397
2-Methylpropene (isobutene).....	C ₄ H ₈	gas	646.134	11,516.7	20,716	604.056	10,766.7	19,367
1-Pentene.....	C ₅ H ₁₀	gas	806.85	11,505.1	20,696	754.25	10,755.1	19,346

**Ideal-gas enthalpy, internal energy, and absolute entropy of
carbon dioxide, CO₂**

$$\Delta h_f = -169,290 \text{ Btu/lb-mol}$$

\bar{h} and \bar{u} , Btu/lb-mole; \bar{s} , Btu/(lb-mole)(°R)

T, °R	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	T, °R	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°
300	2108.2	1512.4	46.353	1080	9575.8	7431.1	58.072
320	2256.6	1621.1	46.832	1100	9802.6	7618.1	58.281
340	2407.3	1732.1	47.289	1120	10030.6	7806.4	58.485
360	2560.5	1845.6	47.728	1140	10260.1	7996.2	58.689
380	2716.4	1961.8	48.148	1160	10490.6	8187.0	58.889
400	2874.7	2080.4	48.555	1180	10722.3	8379.0	59.088
420	3035.7	2201.7	48.947	1200	10955.3	8572.3	59.283
440	3199.4	2325.6	49.329	1220	11189.4	8766.6	59.477
460	3365.7	2452.2	49.698	1240	11424.6	8962.1	59.668
480	3534.7	2581.5	50.058	1260	11661.0	9158.8	59.858
500	3706.2	2713.3	50.408	1280	11898.4	9356.5	60.044
520	3880.3	2847.7	50.750	1300	12136.9	9555.3	60.229
537	4027.5	2963.8	51.032	1320	12376.4	9755.0	60.412
540	4056.8	2984.4	51.082	1340	12617.0	9955.9	60.593
560	4235.8	3123.7	51.408	1360	12858.5	10157.7	60.772
580	4417.2	3265.4	51.726	1380	13101.0	10360.5	60.949
600	4600.9	3409.4	52.038	1400	13344.7	10564.5	61.124
620	4786.8	3555.6	52.343	1420	13589.1	10769.2	61.298
640	4974.9	3704.0	52.641	1440	13834.5	10974.8	61.469
660	5165.2	3854.6	52.934	1460	14080.8	11181.4	61.639
680	5357.6	4007.2	53.225	1480	14328.0	11388.9	61.800
700	5552.0	4161.9	53.503	1500	14576.0	11597.2	61.974
720	5748.4	4318.6	53.780	1520	14824.9	11806.4	62.138
740	5946.8	4477.3	54.051	1540	15074.7	12016.5	62.302
760	6147.0	4637.9	54.319	1560	15325.3	12227.3	62.464
780	6349.1	4800.1	54.582	1580	15576.7	12439.0	62.624
800	6552.9	4964.2	54.839	1600	15829.0	12651.6	62.783
820	6758.3	5129.9	55.093	1620	16081.9	12864.8	62.939
840	6965.7	5297.6	55.343	1640	16335.7	13078.9	63.095
860	7174.7	5466.9	55.589	1660	16590.2	13293.7	63.250
880	7385.3	5637.7	55.831	1680	16845.5	13509.2	63.403
900	7597.6	5810.3	56.070	1700	17101.4	13725.4	63.555
920	7811.4	5984.4	56.305	1720	17358.1	13942.4	63.704
940	8026.8	6160.1	56.536	1740	17615.5	14160.1	63.853
960	8243.8	6337.4	56.765	1760	17873.5	14378.4	64.001
980	8462.2	6516.1	56.990	1780	18132.2	14597.4	64.147
1000	8682.1	6696.2	57.212	1800	18391.5	14816.9	64.292
1020	8903.4	6877.8	57.432	1820	18651.5	15037.2	64.435
1040	9126.2	7060.9	57.647	1840	18912.2	15258.2	64.578
1060	9350.3	7245.3	57.861	1860	19173.4	15479.7	64.719

Ideal-gas enthalpy, internal energy, and absolute entropy of
carbon dioxide, CO₂ (Continued)

T, °R	\bar{h}	\bar{u}	s°	T, °R	\bar{h}	\bar{u}	s°
1900	19,698	15,925	64.999	3500	41,965	35,015	73.462
1940	20,224	16,372	65.272	3540	42,543	35,513	73.627
1980	20,753	16,821	65.543	3580	43,121	36,012	73.789
2020	21,284	17,273	65.809	3620	43,701	36,512	73.951
2060	21,818	17,727	66.069	3660	44,280	37,012	74.110
2100	22,353	18,182	66.327	3700	44,861	37,513	74.267
2140	22,890	18,640	66.581	3740	45,442	38,014	74.423
2180	23,429	19,101	66.830	3780	46,023	38,517	74.578
2220	23,970	19,561	67.076	3820	46,605	39,019	74.732
2260	24,512	20,024	67.319	3860	47,188	39,522	74.884
2300	25,056	20,489	67.557	3900	47,771	40,026	75.033
2340	25,602	20,955	67.792	3940	48,355	40,531	75.182
2380	26,150	21,423	68.025	3980	48,939	41,035	75.330
2420	26,699	21,893	68.253	4020	49,524	41,541	75.477
2460	27,249	22,364	68.479	4060	50,109	42,047	75.622
2500	27,801	22,837	68.702	4100	50,695	42,553	75.765
2540	28,355	23,310	68.921	4140	51,282	43,060	75.907
2580	28,910	23,786	69.138	4180	51,868	43,568	76.048
2620	29,465	24,262	69.352	4220	52,456	44,075	76.188
2660	30,023	24,740	69.563	4260	53,044	44,584	76.327
2700	30,581	25,220	69.771	4300	53,632	45,093	76.464
2740	31,141	25,701	69.977	4340	54,221	45,602	76.601
2780	31,702	26,181	70.181	4380	54,810	46,112	76.736
2820	32,264	26,664	70.382	4420	55,400	46,622	76.870
2860	32,827	27,148	70.580	4460	55,990	47,133	77.003
2900	33,392	27,633	70.776	4500	56,581	47,645	77.135
2940	33,957	28,118	70.970	4540	57,172	48,156	77.266
2980	34,523	28,605	71.160	4580	57,764	48,668	77.395
3020	35,090	29,093	71.350	4620	58,356	49,181	77.521
3060	35,659	29,582	71.537	4660	58,948	49,694	77.652
3100	36,228	30,072	71.722	4700	59,541	50,208	77.779
3140	36,798	30,562	71.904	4740	60,134	50,721	77.905
3180	37,369	31,054	72.085	4780	60,728	51,236	78.029
3220	37,941	31,546	72.264	4820	61,322	51,750	78.153
3260	38,513	32,039	72.441	4860	61,916	52,265	78.276
3300	39,087	32,533	72.616	4900	62,511	52,781	78.398
3340	39,661	33,028	72.788	5000	64,000	54,071	78.698
3380	40,236	33,524	72.960	5100	65,491	55,363	78.994
3420	40,812	34,020	73.129	5200	66,984	56,658	79.284
3460	41,388	34,517	73.297	5300	68,471	57,954	79.569

Source: Data abridged from J. H. Keenan and J. Kaye, "Gas Tables," Wiley, New York, 1945.

Ideal-gas enthalpy, internal energy, and absolute entropy of
water, H₂O

$$\Delta h_f = -104,040 \text{ Btu/lb-mol}$$

\bar{h} and \bar{u} , Btu/lb-mol; \bar{s} , Btu/(lb-mol)(°R)

T, °R	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	T, °R	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°
300	2367.6	1771.8	40.439	1080	8768.2	6623.5	50.854
320	2526.8	1891.3	40.952	1100	8942.0	6757.5	51.013
340	2686.0	2010.8	41.435	1120	9116.4	6892.2	51.171
360	2845.1	2130.2	41.889	1140	9291.4	7027.5	51.325
380	3004.4	2249.8	42.320	1160	9467.1	7163.5	51.478
400	3163.8	2369.4	42.728	1180	9643.4	7300.1	51.630
420	3323.2	2489.1	43.117	1200	9820.4	7437.4	51.777
440	3482.7	2608.9	43.487	1220	9998.0	7575.2	51.925
460	3642.3	2728.8	43.841	1240	10176.1	7713.6	52.070
480	3802.0	2848.8	44.182	1260	10354.9	7852.7	52.212
500	3962.0	2969.1	44.508	1280	10534.4	7992.5	52.354
520	4122.0	3089.4	44.821	1300	10714.5	8132.9	52.494
537	4258.0	3191.9	45.079	1320	10895.3	8274.0	52.631
540	4282.4	3210.0	45.124	1340	11076.6	8415.5	52.768
560	4442.8	3330.7	45.415	1360	11258.7	8557.9	52.903
580	4603.7	3451.9	45.696	1380	11441.4	8700.9	53.037
600	4764.7	3573.2	45.970	1400	11624.8	8844.6	53.168
620	4926.1	3694.9	46.235	1420	11808.8	8988.9	53.299
640	5087.8	3816.8	46.492	1440	11993.4	9133.8	53.428
660	5250.0	3939.3	46.741	1460	12178.8	9279.4	53.556
680	5412.5	4062.1	46.984	1480	12364.8	9425.7	53.682
700	5575.4	4185.3	47.219	1500	12551.4	9572.7	53.808
720	5738.8	4309.0	47.450	1520	12738.8	9720.3	53.932
740	5902.6	4433.1	47.673	1540	12926.8	9868.6	54.055
760	6066.9	4557.6	47.893	1560	13115.6	10017.6	54.177
780	6231.7	4682.7	48.106	1580	13305.0	10167.3	54.298
800	6396.9	4808.2	48.316	1600	13494.9	10317.6	54.418
820	6562.6	4934.2	48.520	1620	13685.7	10468.6	54.535
840	6728.9	5060.8	48.721	1640	13877.0	10620.2	54.653
860	6895.6	5187.8	48.916	1660	14069.2	10772.7	54.770
880	7062.9	5315.3	49.109	1680	14261.9	10925.6	54.886
900	7230.9	5443.6	49.298	1700	14455.4	11079.4	54.999
920	7399.4	5572.4	49.483	1720	14649.5	11233.8	55.113
940	7568.4	5701.7	49.665	1740	14844.3	11388.9	55.226
960	7738.0	5831.6	49.843	1760	15039.8	11544.7	55.339
980	7908.2	5962.0	50.019	1780	15236.1	11701.2	55.449
1000	8078.9	6093.0	50.191	1800	15433.0	11858.4	55.559
1020	8250.4	6224.8	50.360	1820	15630.6	12016.3	55.668
1040	8422.4	6357.1	50.528	1840	15828.7	12174.7	55.777
1060	8595.0	6490.0	50.693	1860	16027.6	12333.9	55.884

**Ideal-gas enthalpy, internal energy, and absolute entropy of
water, H₂O (Continued)**

T, °R	\bar{h}	\bar{u}	s°	T, °R	\bar{h}	\bar{u}	s°
1900	16,428	12,654	56.097	3500	34,324	27,373	62.876
1940	16,830	12,977	56.307	3540	34,809	27,779	63.015
1980	17,235	13,303	56.514	3580	35,296	28,187	63.153
2020	17,643	13,632	56.719	3620	35,785	28,596	63.288
2060	18,054	13,963	56.920	3660	36,274	29,006	63.423
2100	18,467	14,297	57.119	3700	36,765	29,418	63.557
2140	18,883	14,633	57.315	3740	37,258	29,831	63.690
2180	19,301	14,972	57.509	3780	37,752	30,245	63.821
2220	19,722	15,313	57.701	3820	38,247	30,661	63.952
2260	20,145	15,657	57.889	3860	38,743	31,077	64.082
2300	20,571	16,003	58.077	3900	39,240	31,495	64.210
2340	20,999	16,352	58.261	3940	39,739	31,915	64.338
2380	21,429	16,703	58.445	3980	40,239	32,335	64.465
2420	21,862	17,057	58.625	4020	40,740	32,757	64.591
2460	22,298	17,413	58.803	4060	41,242	33,179	64.715
2500	22,735	17,771	58.980	4100	41,745	33,603	64.839
2540	23,175	18,131	59.155	4140	42,250	34,028	64.962
2580	23,618	18,494	59.328	4180	42,755	34,454	65.084
2620	24,062	18,859	59.500	4220	43,267	34,881	65.204
2660	24,508	19,226	59.669	4260	43,769	35,310	65.325
2700	24,957	19,595	59.837	4300	44,278	35,739	65.444
2740	25,408	19,967	60.003	4340	44,788	36,169	65.563
2780	25,861	20,340	60.167	4380	45,298	36,600	65.680
2820	26,316	20,715	60.330	4420	45,810	37,032	65.797
2860	26,773	21,093	60.490	4460	46,322	37,465	65.913
2900	27,231	21,472	60.650	4500	46,836	37,900	66.028
2940	27,692	21,853	60.809	4540	47,350	38,334	66.142
2980	28,154	22,237	60.965	4580	47,866	38,770	66.255
3020	28,619	22,621	61.120	4620	48,382	39,207	66.368
3060	29,085	23,085	61.274	4660	48,899	39,645	66.480
3100	29,553	23,397	61.426	4700	49,417	40,083	66.591
3140	30,023	23,787	61.577	4740	49,936	40,523	66.701
3180	30,494	24,179	61.727	4780	50,455	40,963	66.811
3220	30,967	24,572	61.874	4820	50,976	41,404	66.920
3260	31,442	24,968	62,022	4860	51,497	41,856	67.028
3300	31,918	25,365	62.167	4900	52,019	42,288	67.135
3340	32,396	25,763	62.312	5000	53,327	43,398	67.401
3380	32,876	26,164	62.454	5100	54,640	44,512	67.662
3420	33,357	26,565	62.597	5200	55,957	45,631	67.918
3460	33,839	26,968	62.738	5300	57,279	46,754	68.172

Source: Data abridged from J. H. Keenan and J. Kaye, "Gas Tables," Wiley, New York, 1945.

Ideal-gas enthalpy, internal energy, and absolute entropy of
diatomic oxygen, O₂

$$\Delta h_f = 0 \text{ Btu/lb-mole}$$

\bar{h} and \bar{u} , Btu/lb-mol; \bar{s}° , Btu/(lb-mol)(°R)

T, R	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	T, R	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°
300	2073.5	1477.8	44.927	1080	7696.8	5552.1	54.064
320	2212.6	1577.1	45.375	1100	7850.4	5665.9	54.204
340	2351.7	1676.5	45.797	1120	8004.5	5780.3	54.343
360	2490.8	1775.9	46.195	1140	8159.1	5895.2	54.480
380	2630.0	1875.3	46.571	1160	8314.2	6010.6	54.614
400	2769.1	1974.8	46.927	1180	8469.8	6126.5	54.748
420	2908.3	2074.3	47.267	1200	8625.8	6242.8	54.879
440	3047.5	2173.8	47.591	1220	8782.4	6359.6	55.008
460	3186.9	2273.4	47.900	1240	8939.4	6476.9	55.136
480	3326.5	2373.3	48.198	1260	9096.7	6594.5	55.262
500	3466.2	2473.2	48.483	1280	9254.6	6712.7	55.386
520	3606.1	2573.4	48.757	1300	9412.9	6831.3	55.508
540	3746.2	2673.8	48.982	1320	9571.6	6950.2	55.630
560	3886.6	2774.5	49.276	1340	9730.7	7069.6	55.750
580	4027.3	2875.5	49.522	1360	9890.2	7189.4	55.867
600	4168.3	2976.8	49.762	1380	10050.1	7309.6	55.984
620	4309.7	3078.4	49.993	1400	10210.4	7430.1	56.099
640	4451.4	3180.4	50.218	1420	10371.0	7551.1	56.213
660	4593.5	3282.9	50.437	1440	10532.0	7672.4	56.326
680	4736.2	3385.8	50.650	1460	10693.3	7793.9	56.437
700	4879.3	3489.2	50.858	1480	10855.1	7916.0	56.547
720	5022.9	3593.1	51.059	1500	11017.1	8038.3	56.656
740	5167.0	3697.4	51.257	1520	11179.6	8161.1	56.763
760	5311.4	3802.2	51.450	1540	11342.4	8284.2	56.869
780	5456.4	3907.5	51.638	1560	11505.4	8407.4	56.975
800	5602.0	4013.3	51.821	1580	11668.8	8531.1	57.079
820	5748.1	4119.7	52.002	1600	11832.5	8655.1	57.182
840	5894.8	4226.6	52.179	1620	11996.6	8779.5	57.284
860	6041.9	4334.1	52.352	1640	12160.9	8904.1	57.385
880	6189.6	4442.0	52.522	1660	12325.5	9029.0	57.484
900	6337.9	4550.6	52.688	1680	12490.4	9154.1	57.582
920	6486.7	4659.7	52.852	1700	12655.6	9279.6	57.680
940	6636.1	4769.4	53.012	1720	12821.1	9405.4	57.777
960	6786.0	4879.5	53.170	1740	12986.9	9531.5	57.873
980	6936.4	4990.3	53.326	1760	13153.0	9657.9	57.968
1000	7087.5	5101.6	53.477	1780	13319.2	9784.4	58.062
1020	7238.9	5213.3	53.628	1800	13485.8	9911.2	58.155
1040	7391.0	5325.7	53.775	1820	13652.5	10038.2	58.247
1060	7543.6	5438.6	53.921	1840	13819.6	10165.6	58.339
				1860	13986.8	10293.1	58.428

Ideal-gas enthalpy, internal energy, and absolute entropy of
diatomic oxygen, O₂ (Continued)

T, R	\bar{h}	\bar{u}	s°	T, R	\bar{h}	\bar{u}	s°
1900	14.322	10.549	58.607	3500	28.273	21.323	63.914
1940	14.658	10.806	58.782	3540	28.633	21.603	64.016
1980	14.995	11.063	58.954	3580	28.994	21.884	64.114
2020	15.333	11.321	59.123	3620	29.354	22.165	64.217
2060	15.672	11.581	59.289	3660	29.716	22.447	64.316
2100	16.011	11.841	59.451	3700	30.078	22.730	64.415
2140	16.351	12.101	59.612	3740	30.440	23.013	64.512
2180	16.692	12.363	59.770	3780	30.803	23.296	64.609
2220	17.036	12.625	59.926	3820	31.166	23.580	64.704
2260	17.376	12.888	60.077	3860	31.529	23.864	64.800
2300	17.719	13.151	60.228	3900	31.894	24.149	64.893
2340	18.062	13.416	60.376	3940	32.258	24.434	64.986
2380	18.407	13.680	60.522	3980	32.623	24.720	65.078
2420	18.752	13.946	60.666	4020	32.989	25.006	65.169
2460	19.097	14.212	60.808	4060	33.355	25.292	65.260
2500	19.443	14.479	60.946	4100	33.722	25.580	65.350
2540	19.790	14.746	61.084	4140	34.089	25.867	65.439
2580	20.138	15.014	61.220	4180	34.456	26.155	65.527
2620	20.485	15.282	61.354	4220	34.824	26.444	65.615
2660	20.834	15.551	61.486	4260	35.192	26.733	65.702
2700	21.183	15.821	61.616	4300	35.561	27.022	65.788
2740	21.533	16.091	61.744	4340	35.930	27.312	65.873
2780	21.883	16.362	61.871	4380	36.300	27.602	65.958
2820	22.232	16.633	61.996	4420	36.670	27.823	66.042
2860	22.584	16.905	62.120	4460	37.041	28.184	66.125
2900	22.936	17.177	62.242	4500	37.412	28.475	66.208
2940	23.288	17.450	62.363	4540	37.783	28.768	66.290
2980	23.641	17.723	62.483	4580	38.155	29.060	66.372
3020	23.994	17.997	62.599	4620	38.528	29.353	66.453
3060	24.348	18.271	62.716	4660	38.900	29.646	66.533
3100	24.703	18.546	62.831	4700	39.274	29.940	66.613
3140	25.057	18.822	62.945	4740	39.647	30.234	66.691
3180	25.413	19.098	63.057	4780	40.021	30.529	66.770
3220	25.769	19.374	63.169	4820	40.396	30.824	66.848
3260	26.175	19.651	63.279	4860	40.771	31.120	66.925
3300	26.412	19.928	63.386	4900	41.146	31.415	67.003
3340	26.839	20.206	63.494	5000	42.086	32.157	67.193
3380	27.197	20.485	63.601	5100	43.021	32.901	67.380
3420	27.555	20.763	63.706	5200	43.974	33.648	67.562
3460	27.914	21.043	63.811	5300	44.922	34.397	67.743

Source: Data abridged from J. H. Keenan and J. Kaye, "Gas Tables," Wiley, New York, 1945.

**Ideal-gas enthalpy, internal energy, and absolute entropy of
diatomic nitrogen, N₂**

$$\Delta h_f = 0 \text{ Btu/lb-mole}$$

\bar{h} and \bar{u} , Btu/lb-mol; \bar{s} , Btu/(lb-mole)(°R)

T, R	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}^0	T, R	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}^0
300	2082.0	1486.2	41.695	1080	7551.0	5406.2	50.651
320	2221.0	1585.5	42.143	1100	7695.0	5510.5	50.783
340	2360.0	1684.8	42.564	1120	7839.3	5615.2	50.912
360	2498.9	1784.0	42.962	1140	7984.0	5720.1	51.040
380	2638.0	1883.4	43.337	1160	8129.0	5825.4	51.167
400	2777.0	1982.6	43.694	1180	8274.4	5931.0	51.291
420	2916.1	2082.0	44.034	1200	8420.0	6037.0	51.413
440	3055.1	2181.3	44.357	1220	8566.1	6143.4	51.534
460	3194.1	2280.6	44.665	1240	8712.6	6250.1	51.653
480	3333.1	2379.9	44.962	1260	8859.3	6357.2	51.771
500	3472.2	2479.3	45.246	1280	9006.4	6464.5	51.887
520	3611.3	2578.6	45.519	1300	9153.9	6572.3	52.001
537	3729.5	2663.1	45.743	1320	9301.8	6680.4	52.114
540	3750.3	2678.0	45.781	1340	9450.0	6788.9	52.225
560	3889.5	2777.4	46.034	1360	9598.6	6897.8	52.335
580	4028.7	2876.9	46.278	1380	9747.5	7007.0	52.444
600	4167.9	2976.4	46.514	1400	9896.9	7116.7	52.551
620	4307.1	3075.9	46.742	1420	10046.6	7226.7	52.658
640	4446.4	3175.5	46.964	1440	10196.6	7337.0	52.763
660	4585.8	3275.2	47.178	1460	10347.0	7447.6	52.867
680	4725.3	3374.9	47.386	1480	10497.8	7558.7	52.969
700	4864.9	3474.8	47.588	1500	10648.0	7670.1	53.071
720	5004.5	3574.7	47.785	1520	10800.4	7781.9	53.171
740	5144.3	3674.7	47.977	1540	10952.2	7893.9	53.271
760	5284.1	3774.9	48.164	1560	11104.3	8006.4	53.369
780	5424.2	3875.2	48.345	1580	11256.9	8119.2	53.465
800	5564.4	3975.7	48.522	1600	11409.7	8232.3	53.561
820	5704.7	4076.3	48.696	1620	11562.8	8345.7	53.656
840	5845.3	4177.1	48.865	1640	11716.4	8459.6	53.751
860	5985.9	4278.1	49.031	1660	11870.2	8573.6	53.844
880	6126.9	4379.4	49.193	1680	12024.3	8688.1	53.936
900	6268.1	4480.8	49.352	1700	12178.9	8802.9	54.028
920	6409.6	4582.6	49.507	1720	12333.7	8918.0	54.118
940	6551.2	4684.5	49.659	1740	12488.8	9033.4	54.208
960	6693.1	4786.7	49.808	1760	12644.3	9149.2	54.297
980	6835.4	4889.3	49.955	1780	12800.2	9265.3	54.385
1000	6977.9	4992.0	50.099	1800	12956.3	9381.7	54.472
1020	7120.7	5095.1	50.241	1820	13112.7	9498.4	54.559
1040	7263.8	5198.5	50.380	1840	13269.5	9615.5	54.645
1060	7407.2	5302.2	50.516	1860	13426.5	9732.8	54.729

Ideal-gas enthalpy, internal energy, and absolute entropy of
diatomic nitrogen, N₂ (Continued)

T, R	\bar{h}_f	\bar{u}	s^0	T, R	h	u	s^0
1900	13.742	9.968	54.896	3500	27.016	20.065	59.944
1940	14.058	10.205	55.061	3540	27.359	20.329	60.041
1980	14.375	10.443	55.223	3580	27.703	20.593	60.138
2020	14.694	10.682	55.383	3620	28.046	20.858	60.234
2060	15.013	10.923	55.540	3660	28.391	21.122	60.328
2100	15.334	11.164	55.694	3700	28.735	21.387	60.422
2140	15.656	11.406	55.846	3740	29.080	21.653	60.515
2180	15.978	11.649	55.995	3780	29.425	21.919	60.607
2220	16.302	11.893	56.141	3820	29.771	22.185	60.698
2260	16.626	12.138	56.286	3860	30.117	22.451	60.788
2300	16.951	12.384	56.429	3900	30.463	22.718	60.877
2340	17.277	12.630	56.570	3940	30.809	22.985	60.966
2380	17.604	12.878	56.708	3980	31.156	23.252	61.053
2420	17.932	13.126	56.845	4020	31.503	23.520	61.139
2460	18.260	13.375	56.980	4060	31.850	23.788	61.225
2500	18.590	13.625	57.112	4100	32.198	24.056	61.310
2540	18.919	13.875	57.243	4140	32.546	24.324	61.395
2580	19.250	14.127	57.372	4180	32.894	24.593	61.479
2620	19.582	14.379	57.499	4220	33.242	24.862	61.562
2660	19.914	14.631	57.625	4260	33.591	25.131	61.644
2700	20.246	14.885	57.750	4300	33.940	25.401	61.726
2740	20.580	15.139	57.872	4340	34.289	25.670	61.806
2780	20.914	15.393	57.993	4380	34.638	25.940	61.887
2820	21.248	15.648	58.113	4420	34.988	26.210	61.966
2860	21.584	15.904	58.231	4460	35.338	26.481	62.045
2900	21.920	16.161	58.348	4500	35.688	26.751	62.123
2940	22.256	16.417	58.463	4540	36.038	27.022	62.201
2980	22.593	16.675	58.576	4580	36.389	27.293	62.278
3020	22.930	16.933	58.688	4620	36.739	27.565	62.354
3060	23.268	17.192	58.800	4660	37.090	27.836	62.429
3100	23.607	17.451	58.910	4700	37.441	28.108	62.504
3140	23.946	17.710	59.019	4740	37.792	28.379	62.578
3180	24.285	17.970	59.126	4780	38.144	28.651	62.652
3220	24.625	18.231	59.232	4820	38.495	28.924	62.725
3260	24.965	18.491	59.338	4860	38.847	29.196	62.798
3300	25.306	18.753	59.442	4900	39.199	29.468	62.870
3340	25.647	19.014	59.544	5000	40.080	30.151	63.049
3380	25.989	19.277	59.646	5100	40.962	30.834	63.223
3420	26.331	19.539	59.747	5200	41.844	31.518	63.395
3460	26.673	19.802	59.846	5300	42.728	32.203	63.563

Source: Data abridged from J. H. Keenan and J. Kaye, "Gas Tables," Wiley, New York, 1945.

- BIBLIOGRAPHIE -

- 1 - DAVIS BURGHARD : Engineering thermodynamics with applications
page 282 à 309 Editions Harper & Row NY 1978
- 2 - PAUL CUAMBADAL : Evolution et application du concept d'entropie
pages 30 à 110 Editions Dunod Paris 1963
- 3 - ADRIAN R. CERNEA : Effectiveness of thermal processes and thermal
equipment using the exergy concept (non édité)
- 4 - F.D HAMBLIN : Abridged thermodynamic and thermochemical tables with
charts - British Units pages 34 à 35 Pergamon Press
Ltd, Headington Hill Hall, Oxford 1968
- 5 - ANDRE HOUBERECHTS : La thermodynamique technique pages 219 à 324
Editions Centerick, Bruxelles 1976
- 6 - ROGER KLING : Thermodynamique générale et applications pages 85 à
102 Editions technip Paris 1967
- 7 - R.H. PERRY & C.H. CHILTON : Chemical engineer's handbook pages 3.145
à 3.146 Editions Mc Graw Hill NY 1973
- 8 - KENNETH WARK : Thermodynamics pages 585 à 627 Editions Mc Graw Hill
NY 1977
- 9- PIERRE WUTHIER : le pétrole : raffinage et génie chimiques pages
44 à 53, tome 1, Editions technip, Paris 1972
- 10- Fire heaters
 - 1- Finding the basic design for your application, pages 287
à 292
 - 2- Construction materials , mechanical features, performance
monotoring, pages 293 à 302
 - 3- How combustion conditions influence design and operation
pages 303 à 314
 - 4- How to reduce your fuel bill, pages 315 à 319
by HERBERT L. BERMAN in Chemical Engineering Review,
Juin 1978
- 11 - Guide to economics of fired heater design par PETER UON
WIESENTHAL dans Chemical Engineering Review, Avril 1970
- 12 - Generalized method predicts fired heater performance par NORMAN
WIMPRESS dans Chemical Engineering Review Mai 1978 pages 320 à 327

- 13 - *Thermoeconomics and the design of heat system* par Y.M. SAYED et R.B. EVANS dans *Journal of Engineering for Power*, Septembre 1969
Pages 1 à 9
- 14 - *Thermal efficiency and economic optimisation in Chemical Plant* par R. GAENSLEN, *International Congress of Chemical Engineering*,
Monreal, 1981
- 15 - *Multi-Objective analysis for energy and ressource conservation in an evaporative system* par H. NISHITANI
idem
- 16 - *Utilisation of waste heat from precess plants* par M. STREICH
idem