



HAL
open science

La Combustion par voie humide et ses performances

Rémi Guillet

► **To cite this version:**

Rémi Guillet. La Combustion par voie humide et ses performances. Autre. Université Henri Poincaré - Nancy 1, 2002. Français. NNT : 2002NAN10149 . tel-01754422

HAL Id: tel-01754422

<https://hal.univ-lorraine.fr/tel-01754422>

Submitted on 30 Mar 2018

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>

FACULTE DES SCIENCES & TECHNIQUES

U.F.R. Sciences et Techniques

Ecole Doctorale Mécanique et Energétique

Département de Formation Doctorale : LEMTA - UMR 753 (CNRS-INPL-UHP)

N° attribué par la bibliothèque
722

Thèse

présentée en vue de l'obtention du titre de

Docteur de l'Université Henri Poincaré, Nancy 1
en Science Mécanique et Energétique

Par

Rémi GUILLET

LA COMBUSTION PAR VOIE HUMIDE ET SES PERFORMANCES

Soutenance publique le 15 octobre 2002

Membres du jury :

Président :

M. Florin DANES, Professeur des Universités à l'Ecole Polytechnique de Nantes

Rapporteurs :

M. Lionel ESTEL, Professeur des Universités à l'INSA de Rouen,

M. André LALLEMAND, Professeur des Universités à l'INSA de Lyon

Examineurs :

M. Michel FEIDT, Professeur des Universités, U.H.P. Nancy 1 (Directeur de thèse)

M. Claude THENARD, Professeur des Universités (Retraité)

Et, comme Invités :

M. Gilles CABOT, Maître de Conférences à l'INSA de Rouen

M. Stanislas LOISEAU, Ingénieur de Recherche à Gaz de France

*A ma mère, décédée le 31 juillet 2002...
pendant la préparation de ce document.*

Avant propos

Ce travail apparaîtra sans doute plus comme une synthèse dans la mesure où il rassemble l'essentiel des réflexions menées et des résultats que j'ai eu le bonheur d'obtenir depuis plus de trente ans à propos de l'optimisation des performances énergétiques et écologiques de la combustion du gaz naturel.

La *chose* énergétique m'ayant interpellé dès l'enfance et particulièrement la capacité d'un carburant via un moteur à tracter une voiture et ses passagers n'est pas pour rien dans mon respect et ma gratitude envers ce *liquide magique* et dans ma quête d'un premier emploi en qualité de jeune ingénieur de recherche dans une entreprise ayant affaire avec l'énergie...

C'est donc dès la fin des années 60, que je me suis vu confier un travail sur les conditions de formation et l'évaluation des risques de condensation atmosphérique des fumées de gaz naturel, fumées déjà réputées plus enclines que celles des énergies fossiles traditionnelles à la formation de *brouillard* au débouché des cheminées. Pour les architectes des sites en projet du *Parc des Princes* et du *Palais des Congrès de la porte Maillot* à Paris, il y allait alors du choix de l'énergie gaz naturel... Mais très vite et dans le prolongement du problème posé, cette réflexion devait m'amener à envisager le développement de générateurs à condensation : avec ce type de générateurs, en même temps qu'augmentent les performances thermiques de la combustion, la rétention d'eau liquide au niveau de la chaudière diminue, sinon les risques de condensation atmosphérique puisqu'elle est en quelque sorte certaine, la nébulosité du panache... Après quelques années, d'ailleurs utiles au développement des premiers échangeurs à condensation, puis la crise de l'énergie de 1973... les constructeurs chaudronniers français devaient massivement s'intéresser à ce nouveau produit.

Parmi les temps forts de ma réflexion récurrente sur *l'eau et la combustion*, je signalerais, en 1979, l'invention du concept *de pompe à vapeur d'eau*, un concept permettant d'élargir les configurations de condensation de vapeur d'eau de combustion en générateur de chaleur, en 1998, la formalisation du thème générique *de combustion par voie humide*, qui devait permettre le regroupement des systèmes thermiques usant au mieux des changements de phase d'eau issue de la combustion ou d'eau additionnelle en vue d'améliorer les performances énergétiques et écologiques de la combustion.

Mais à côté des concepts qui ont pu susciter l'intérêt de constructeurs, ce mémoire est aussi l'occasion de présenter une nouvelle méthode d'analyse des performances des procédés thermiques avec ou sans eau additionnelle. Cette méthode, directement issue de l'analyse des échanges thermiques et massiques relatifs à l'eau pouvant se développer dans les systèmes avec combustion et particulièrement en cas de combustion humide, dite du *diagramme hygrométrique de combustion*, peut servir d'aide au dimensionnement des échangeurs biphasiques, ou encore servir de support à une nouvelle métrologie pour un accès précis et peu coûteux aux performances des appareils thermiques avec combustion. Un programme européen en cours, soutenu par la DGXVII, s'appuie pour une grande part sur cette *nouveauté métrologique*...

Ainsi, ayant acquis la *certitude que l'eau et le feu, séparés par Dieu, pouvaient travailler ensemble**, avec d'autres, nous avons entrepris...mais beaucoup reste à entreprendre...

* *Question du livre de la Génèse, chapitre 1, verset 4*

Remerciements

Je remercie vivement le Professeur Michel Feidt qui a suivi depuis de nombreuses années mes travaux sur la combustion humide, m'a toujours encouragé et aidé à les diffuser et, plus récemment, a d'emblée accepté d'encadrer cette ultime présentation, permettant ainsi, à la veille de ma retraite, leur validation universitaire.

Je remercie également les nombreux universitaires de l'INSA et de l'IUT de Rouen qui m'ont également accompagné depuis les années 1990, notamment pour la réalisation d'un logiciel qui s'appuie sur la méthode DHC, notamment pour de nombreux travaux à propos des développements technologiques de la pompe à vapeur d'eau, notamment à propos de la mesure de la température humide dans les produits de combustion : je cite les Professeurs Claude Thénard, Lionel Estel, Gilles Cabot.

Un remerciement particulier à Jean-Pierre Hébert, ingénieur de laboratoire à l'INSA de Rouen, pour toutes les heures passées à la mise en forme dudit logiciel, à Marie-Sophie Cabot et Françoise Jonon pour leur documentation, à Jacques Lombart, jeune retraité, mais toujours égal à lui-même dans sa capacité à soutenir la recherche et l'innovation, qu'il en soit un professionnel ou, aujourd'hui, un bénévole...

Je n'oublie pas les nombreux étudiants, français ou étrangers, qui ont travaillé ou qui travaillent sur le thème de la combustion humide et pour les représenter je remercie nommément Sébastien Caillat pour sa thèse sur l'étude de flamme de méthane en combustion humide.

Je n'oublie pas les constructeurs qui se sont intéressés aux différents développements technologiques de la combustion humide avec une mention particulière au chaudronnier français Seccacier pour ses nombreuses implications dans le développement du concept de pompe à vapeur d'eau.

Je n'oublie pas non plus les très nombreux Universitaires ou Constructeurs étrangers qui m'ont soutenu en reconnaissant l'intérêt des concepts issus de la combustion humide et ont, de leur côté, procédé à leurs propres développements technologiques.

Toute ma reconnaissance également au Professeur André Lallemand de l'INSA de Lyon, au Professeur Florin Danes de l'Ecole polytechnique de Nantes, d'avoir bien voulu accepter de faire partie du jury, apportant ainsi leur contribution pour rendre possible cette présentation académique.

Je souhaite aussi dire ma reconnaissance à Luc Glachant, un de mes anciens, qui en m'accueillant comme jeune ingénieur chargé de recherche industrielle m'a aidé à me libérer de complexes qui, dans certains cas, peuvent contenir la capacité à l'innovation dont chacun est porteur.

Table des matières

p.13 INTRODUCTION

Chapitre I - COMBUSTION ET ENVIRONNEMENT

p.16 1.1 COMBUSTION ET POLLUANTS

p.18 1.2 POLLUTION ET SANTE

p.19 1.3 LE RECHAUFFEMENT DE LA PLANETE

p.21 1.4 COMBUSTION ET REGLEMENTATION

p.21 1.4.1 Réglementation dans le cas général des installations de combustion

p.22 1.4.2 Cas des turbines à combustion

p.22 1.4.3 Cas des moteurs à combustion interne

p.23 1.5 LES MEILLEURES TECHNIQUES D'UTILISATION DE L'ENERGIE FOSSILE

p.23 1.5.1 Au plan énergétique

p.33 1.5.2 Au plan écologique

p.38 1.6 L'EVOLUTION EN FRANCE

Chapitre II - LA COMBUSTION PAR VOIE HUMIDE

p.40 2.1 DEFINITION ET ATTENDUS

p.41 2.2 APPLICATIONS DE LA COMBUSTION HUMIDE AUX CYCLES DE TURBINES TERRESTRES

p.42 2.2.1 Le cycle à injection de vapeur ou cycle STIG

p.43 2.2.2 Le cycle régénératif en combustion humide ou cycle HAT

p.45 2.2.3 Les performances comparées des différents cycles de turbines à combustion

p.46 2.2.4 Turbines à gaz en combustion humide et cogénération

p.46 2.3 LA POMPE A VAPEUR D'EAU

p.46 2.3.1 Principe

p.49 2.3.2 Application aux générateurs à condensation

p.50 2.3.3 Le cas des turbines STIG et HAT équipées de PAVE

p.52 2.3.4 Autres procédés co-générateurs pouvant bénéficier de l'effet PAVE

- *Le cas des chaudières à vapeur*

- *Les séchoirs à contact direct*
- *L'incinération avec lavage de gaz*

p.55 **2.4 AVANTAGES ECOLOGIQUES DE LA COMBUSTION PAR VOIE HUMIDE**

- p.56 **2.4.1 Cas des turbines à gaz**
 p.57 **2.4.2 Cas des chaudières**
 p.59 **2.4.3 Cas des moteurs alternatifs**

Chapitre III - POUVOIRS CALORIFIQUES D'UN COMBUSTIBLE ET RENDEMENT DE COMBUSTION

p.61 **3.1 APPLICATION DU PREMIER PRINCIPE DE LA THERMODYNAMIQUE AUX PROCEDES AVEC COMBUSTION**

- p.62 **3.1.1 Les pouvoirs calorifiques à pression constante d'un combustible**
 p.68 **3.1.2 Pouvoirs calorifiques à pression constante et enthalpies de formation**
 p.70 **3.1.3 Pouvoir calorifique à volume constant**

p.71 **3.2 CALCUL DES POUVOIRS CALORIFIQUES ET TEMPERATURE DE ROSEE EAU DES PRODUITS DE COMBUSTION DANS LE CAS GENERAL**

- p.72 **3.2.1 Etablissement de la température de rosée eau**
 p.75 **3.2.2 Etablissement des pouvoirs calorifiques à 0°C à partir des enthalpies de formation**
 p.76 **3.2.3 Etablissement des pouvoirs calorifiques à une température quelconque**

p.78 **3.3 RENDEMENT DE LA COMBUSTION DANS UN SYSTEME THERMIQUE**

- p.78 **3.3.1 Cas général**
 p.80 **3.3.2 Etat de référence et cas particulier**
 p.81 **3.3.3 A propos des performances exergetiques...**

Chapitre IV - ENTHALPIE ET TEMPERATURE HUMIDE

p.82 **4.1 ENTHALPIE DES PRODUITS DE COMBUSTION**

p.84 **4.2 L'EXPRESSION TRADITIONNELE DE L'ENTHALPIE DES PRODUITS DE COMBUSTION EN PHASE GAZEUSE EN FONCTION DE LA TEMPERATURE (SECHE)**

p.87 **4.3 DEFINITION DE LA TEMPERATURE HUMIDE**

p.90 **4.4 EXPRESSION DE L'ENTHALPIE DES PRODUITS DE COMBUSTION EN FONCTION DE LA TEMPERATURE HUMIDE**

p.96 **4.5 LE DIAGRAMME HYGROMETRIQUE DE COMBUSTION**

p.105 **4.6 AUTRES ENTHALPIES (associées aux flux entrants)**

p.108 **4.7 EXPRESSIONS DERIVEES**

p.109 **4.8 A PROPOS DE L'HYGROMETRIE DES PRODUITS DE COMBUSTION**

Chapitre V – METHODE DHC ET GENIE DES PROCEDES

p.111 **5.1 METHODE DHC ET PERFORMANCES DES PROCEDES THERMIQUES : EXEMPLES**

p.112 **5.1.1 Performances des chaudières**

p.113 **5.1.2 Chaudières à condensation et diagnostic condensation**

p.114 **5.1.3 Cas de post-combustion**

p.115 **5.1.4 Séchage par produits de combustion : commande prédictive et efficacité**

p.116 **5.1.5 Prévision des performances d'un cycle régénératif HAT**

p.117 **5.1.6 Efficacité d'une pompe à vapeur d'eau sur une chaudière à condensation**

p.118 **5.1.7 Prévision des performances d'un ensemble combinant les cycles STIG+PAVE sur site cogénératif**

p.118 **5.2 L'IMAGE DU DHC ET TRAVAUX GRAPHIQUES**

p.118 **5.2.1 Influence de la pression et des valeurs des enthalpies associées aux flux entrants dans le système sur les performances**

p.124 **5.2.2 Prévision de l'efficacité d'une pompe à vapeur d'eau**

p.126 **5.2.3 Etude graphique de la formation de panache de vapeur d'eau en sortie de cheminée**

p.129 **5.3 - DHC ET PERFORMANCES METROLOGIQUES**

p.129 **5.3.1 Relation entre oxygène stoechiométrique et pouvoir calorifique**

p.130 **5.3.2 Relation entre enthalpie et température humide des produits de combustion en cas de combustible mal connu**

p.131 **5.3.3 Relations entre le facteur d'air et la concentration en O₂ et CO₂**

p.133 **5.3.4 Le meilleur couple métrologique**

p.134 **5.3.5 Le poids des incertitudes sur les valeurs mesurées**

p.136 **5.3.6 L'influence des conditions atmosphériques**

p.137 **5.3.7 L'influence de la pression des produits de combustion dans le cas des chaudières**

p.137 **5.3.8 La mesure de la température humide**

Chapitre VI - DHC ET DIMENSIONNEMENT D'ECHANGEURS BIPHASIQUES

p.140 6.1 LE DIMENSIONNEMENT DES ECHANGEURS BIPHASIQUES

p.141 6.1.1 Analogie avec les échangeurs monophasiques

p.145 6.1.2 Détermination des coefficients spécifiques

p.147 6.1.3 Rappel concernant la détermination des coefficients d'échange par convection

p.151 6.2 EXEMPLES DE DIMENSIONNEMENT D'ECHANGEURS BIPHASIQUES

p.151 6.2.1 Cas d'un récupérateur-condenseur à éléments tubulaires lisses

p.156 6.2.2 Cas d'une pompe à vapeur d'eau constituée de deux laveurs

Chapitre VII - MODIFICATIONS INDUITES PAR LA COMBUSTION HUMIDE

p.161 7.1 LES CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DE LA COMBUSTION

p.161 7.1.1 La dilution des produits de combustion

p.163 7.1.2 La vitesse de combustion

p.164 7.1.3 Le domaine d'inflammabilité

p.164 7.1.4 Le rayonnement

p.165 7.1.5 La convection

p.166 7.1.6 L'indice d'octane

p.166 7.2 LES TECHNIQUES D'ADDITION D'EAU

p.166 7.2.1 Les techniques d'injection d'eau

p.168 7.2.2 Technologies de pompes à vapeur d'eau

p.173 7.3 A PROPOS DE L'EAU

p.173 7.3.1 Les condensats

p.175 7.3.2 L'eau additionnelle

p.176 7.3.3 Corrosion et matériaux

p.177 7.4 COMBUSTION PAR VOIE HUMIDE ET DIMENSIONNEMENT DES PROCEDES

p.177 7.4.1 Le dimensionnement des turbines à combustion humide

p.178 7.4.2 Le cas de mise en œuvre de pompe à vapeur d'eau

p.179 7.5 ETAT DE DEVELOPPEMENT DE LA COMBUSTION PAR VOIE HUMIDE

p.180 **Constructeurs**

p.182 **CONCLUSION**

p.185 **REFERENCES/BIBLIOGRAPHIE**

p.194 **NOMENCLATURE**

p.204 Annexe 1 : composition des produits de combustion

p.206 Annexe 2 : aide à l'établissement d'organigrammes pour un logiciel DHC

p.209 Annexe 3 : Diagrammes Hygrométriques de Combustion

p.227 *Résumé et abstract*

INTRODUCTION

Durant des millénaires, l'humanité a fondé son développement sur sa capacité à tirer le meilleur parti de la maîtrise du feu (combustion de végétaux qu'on appelle aujourd'hui biomasse...), de la traction animale, de la force du vent (moulins à vent, bateaux à voile...), de la force gravitationnelle (moulins à eau...). Ce n'est que récemment, avec la découverte de systèmes capables de transformer directement le feu en travail, qu'une révolution socio-économique s'est opérée (voir en figure 0.1 la forte corrélation entre la consommation d'énergie et le PIB au niveau mondial), révolution accélérée par des découvertes relatives aux possibilités offertes par l'utilisation de sources énergétiques plus concentrées, *naturellement* disponibles (charbon, pétrole, gaz naturel, uranium...) abondantes (du moins en apparence).

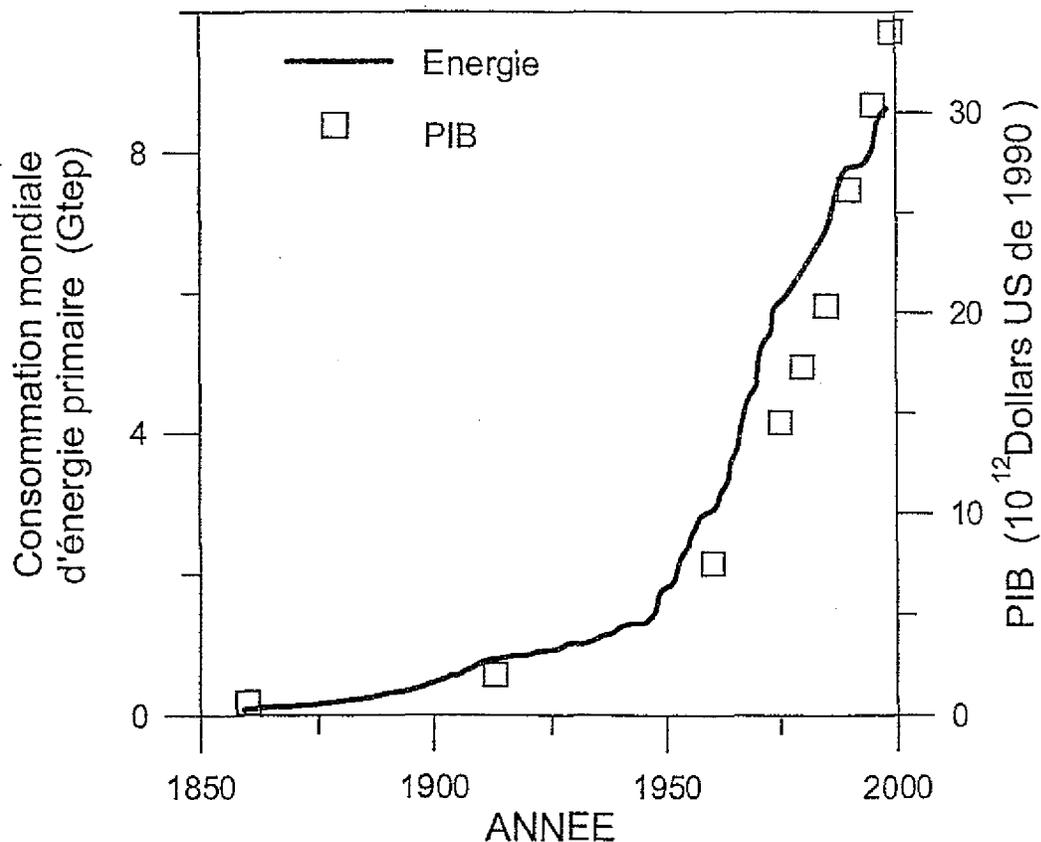


Fig. 0.1 Evolution de la consommation énergétique mondiale et du PIB mondial sur la période 1850-2000 (Jean-Baptiste Ph. *et al.*, 2001)

De même qu'ils avaient cherché à améliorer leur efficacité énergétique propre, les hommes ont alors cherché à améliorer l'efficacité des systèmes énergétiques qu'ils ont inventés, au point que leur capacité à mieux gérer la ressource énergétique au travers de ces systèmes est

devenue un des fondements de leur capacité à créer une forte dynamique de croissance économique, voire de leur hégémonie ...

Mais, si on met de côté les exigences d'hygiène évidentes de la pratique du feu ou de la combustion, qui consiste d'abord à éviter la formation d'oxyde de carbone, le rejet des produits de combustion n'est devenu une préoccupation que très récemment. D'abord soucieux d'une minorité écologique dans les années 60, l'impact sur l'environnement des rejets d'oxydes de soufre, puis d'oxydes d'azote, puis d'anhydride carbonique, est une préoccupation nouvelle.

85 à 90% des besoins énergétiques mondiaux sont couverts par la combustion d'énergie primaire fossile, produisant 22 milliards de tonnes de CO₂ chaque année, soit 78% des rejets atmosphériques totaux de CO₂, auxquels on peut ajouter une centaine de polluants, tous responsables d'impacts environnementaux susceptibles de mettre en cause ce qu'il est devenu commun d'appeler le *développement durable*.

Aujourd'hui, il y a prise de conscience d'une problématique majeure, même s'il y a quelquefois dichotomie entre les uns pour lesquels le problème de l'énergie est resté uniquement un problème de ressource et les autres pour lesquels il s'agit avant tout d'un problème d'environnement.

Dans le contexte de notre réflexion, nous retiendrons que tout ce qui relève des économies d'énergie ou de l'efficacité énergétique, ou encore, selon les économistes, de l'intensité énergétique ou rapport de l'énergie consommée au produit intérieur brut, apporte un élément de réponse aux deux préoccupations...

Il devient alors intéressant d'évoquer les scénarios retenus pour encadrer les *futuribles* selon qu'il y a (ou non) un fort engagement à continuer d'améliorer l'efficacité énergétique et à favoriser une coopération avec les pays du Sud pour qu'ils bénéficient au plus vite des avancées technologiques (Dessus B., 1996) :

- le scénario du Conseil mondial de l'énergie (CME)

Ce scénario extrapole sur la base du connu en intégrant les prévisions démographiques (voir tableau 0.1).

Tableau 0.1 Le scénario CME

<i>En Mtep</i>	1985	2020	2060
Pétrole	2820	2560	2500
Charbon	2140	4300	6930
Gaz	1360	2670	3760
Total fossiles	6320	9530	13190
Nucléaire	330	1710	2910
Hydraulique	450	965	2080
Autres renouvelables	580	1790	3490
Total hors fossiles	1030	2755	5570
Total	7680	13995	21670

- le scénario NOE (Nouvelles options énergétiques)

Ce scénario se distingue par un effort très important et continu pour accroître l'efficacité énergétique des pays industrialisés. Il se fonde également sur la mise à disposition et l'apprentissage rapide des pays du Sud. A noter qu'il s'inscrit dans une disparition du nucléaire à l'échéance 2100 (voir tableau 0.2).

Tableau 0.2 Le scénario NOE

<i>En Mtep</i>	1985	2020	2060
Pétrole	2820	2600	1700
Charbon	2140	2100	1800
Gaz	1360	2200	2000
Total fossiles	6320	6900	5500
Nucléaire	330	450	250
Hydraulique	450	1000	800
Autres renouvelables	580	1750	3950
Total hors fossiles	1030	2750	5750
Total	7680	10100	11500

Nous voyons que l'amélioration de l'efficacité énergétique est porteuse d'espoir. Cet espoir est accru si l'efficacité énergétique se double d'une efficacité écologique intrinsèque aux systèmes qui seront développés pour produire, transporter, utiliser l'énergie...

Dans ce contexte, la *combustion humide* offre une voie , peu explorée jusqu'à ce jour, mais cependant prometteuse en vue de répondre au *challenge énergie* auquel doit faire face le nouveau siècle.

Chapitre I

COMBUSTION ET ENVIRONNEMENT

1.1 COMBUSTION ET POLLUANTS

L'air que nous respirons peut contenir des centaines de polluants. Parmi eux, les plus courants sont le dioxyde de soufre, les oxydes d'azote, le monoxyde de carbone, les composés organiques volatils, l'ozone, les particules, les métaux lourds, l'acide chlorhydrique, l'anhydride carbonique qui intervient de façon plus sournoise et indirecte sur la pollution mais à l'échelle planétaire (Delon S. *et al.*, 1998)...

On peut dire que tous ces gaz polluants sont susceptibles d'être associés à la mise en œuvre d'une combustion, qu'elle soit pratiquée dans les procédés industriels ou domestiques, dans les moteurs thermiques destinés à l'entraînement de machines, la traction ou la propulsion de véhicules.

Le dioxyde de soufre (SO₂)

C'est le principal composant de la *pollution acide*. Il provient à plus de 85% de l'utilisation des combustibles fossiles contenant du soufre (fioul et charbon), notamment lors de la production centralisée d'électricité.

Les oxydes d'azote (NO_x)

Ces oxydes d'azote ont essentiellement la forme de monoxyde d'azote (NO) et de dioxyde d'azote (NO₂), plus rarement de protoxyde (N₂O). Pour les premiers, ils sont le résultat de la combinaison de l'azote et de l'oxygène de l'air à haute température (1800K). 95% des oxydes d'azote sont dus à l'utilisation des combustibles fossiles, notamment dans les moteurs thermiques et on estime à 59% la contribution du trafic routier.

La pollution par les oxydes d'azote prend diverses formes :

- au niveau des individus (voir paragraphe 1.2) ;
- au niveau du proche environnement ;

Les NO_x sont les principaux responsables de la formation d'ozone à basse altitude, notamment dans les *smogs*. Ils ont également une grande responsabilité dans la formation de pluies acides, dues ici à l'acide nitrique et qui représenterait 30% de l'acidité à l'origine du dépérissement de certaines forêts.

- en haute atmosphère ;

- Les oxydes d'azote seraient pour moitié responsables de la destruction de la couche d'ozone. Les NO et NO₂ produits au sol ayant une durée de vie insuffisante pour parvenir en altitude, les NO_x ici incriminés proviennent des moteurs d'avions ou encore du N₂O

produit au sol, cette forme d'oxyde d'azote ayant une durée de vie suffisante pour parvenir en haute atmosphère.

Le monoxyde de carbone (CO)

Ce gaz est le résultat de combustions incomplètes. Il apparaît essentiellement dans les gaz d'échappement des moteurs alternatifs donc, est en grande partie dû au trafic routier (59% des émissions en France) puis ensuite dans les gaz de combustion des chaudières de chauffage (si l'émission unitaire est faible il faut rappeler qu'un tiers de la consommation énergétique global d'un pays comme la France est destiné au chauffage de locaux pour aboutir à 21% des émissions de CO). Dans l'atmosphère, il participe à la formation d'ozone troposphérique.

Les composés organiques volatils (COV)

Ce sont essentiellement des hydrocarbures provenant de l'utilisation de peinture, vernis, colle ou encore de l'évaporation à partir des stockages d'hydrocarbures. Avec le NO et le CO, les COV contribuent à la formation d'ozone troposphérique.

Sous forme aromatique monocyclique on en trouve dans les carburants, donc dans les gaz d'échappement et l'évaporation des stockages.

Aromatiques polycycliques, on en trouve sous forme associée aux particules. Ils proviennent alors de la combustion incomplète du charbon et des fiouls, notamment dans les moteurs Diesel.

L'ozone (O₃)

C'est le polluant secondaire majeur qui se forme au sol par l'action des rayons ultraviolets du soleil sur les polluants primaires que sont les NO_x, les COV et le CO.

Les particules

Les particules ou poussières ont souvent pour origine la combustion (les autres origines étant les carrières et cimenteries, l'usure des pneumatiques et des revêtements de chaussées et plus généralement l'érosion...)

Les métaux lourds

Ils englobent tous les métaux présentant un danger pour la santé publique et l'environnement. Ils proviennent de la combustion du charbon, du pétrole, des ordures ménagères et plus généralement des procédés industriels. On cite le plomb, le mercure, le cadmium, le nickel, le zinc.

L'acide chlorhydrique (HCl)

Ce polluant participe à la formation des pluies acides. Il provient surtout de l'incinération des produits plastiques (PVC).

L'anhydride carbonique (CO₂)

La production de gaz carbonique (et d'eau) est inéluctablement liée à la combustion des hydrocarbures. Le CO₂ est le principal responsable de l'accroissement de l'effet de serre. En France on estime que les transports et le chauffage urbain sont responsables à hauteur de 77% des émissions de CO₂.

1.2 POLLUTION ET SANTE

De nombreux travaux épidémiologiques sont désormais consacrés à l'impact de la pollution sur la santé. Dans le cadre de notre étude nous nous limiterons à des connaissances assez largement diffusées et incriminant les polluants connus du grand public (Delon S. *et al.*, 1998).

Le dioxyde de soufre

Il entraîne une inflammation des bronches qui provoque toux et essoufflement et est considéré comme impliqué dans de nombreuses maladies respiratoires et cardiaques.

Les oxydes d'azote

C'est un gaz irritant pour les bronches, particulièrement néfastes pour les personnes atteintes d'asthmes et pour les enfants chez qui il peut favoriser des infections pulmonaires. Le NO devient dangereux lorsque la teneur dépasse 25 ppm. Le NO₂ devient dangereux au dessus de 5 ppm.

Le monoxyde de carbone

On soulignera ici sa responsabilité dans grand nombre d'asphyxies. Il se fixe sur les globules rouges du sang pour provoquer, à forte dose, des troubles respiratoires mortels. A faible dose, il provoque des maux de tête, vertiges, nausées et troubles cardiaques.

Les particules

Plus elles sont fines, plus elles restent en suspension dans l'air et plus elles séjournent dans les poumons. A moins de 3 microns, elles atteignent les alvéoles pulmonaires et peuvent pénétrer dans le sang. Elles ont aussi un effet indirect en ce qu'elles servent de support au transport d'autres éléments comme les métaux lourds et les hydrocarbures.

Leur interaction avec les pollens pour accroître le sensibilité aux allergènes est également montrée.

L'ozone

Au sol, l'ozone est un gaz très irritant qui réduit la fonction respiratoire. Il crée des irritations des yeux, de la gorge et des bronches et aggrave les maladies asthmatiques.

1.3 LE RECHAUFFEMENT DE LA PLANETE

Après avoir été nié par la plupart des responsables politiques, voire la majorité des scientifiques, le réchauffement planétaire avec ses conséquences dévastatrices (probables)*, est désormais incontesté. Connue sous l'appellation *effet de serre*, le phénomène est imputé essentiellement aux CO₂, CH₄, N₂O et à la vapeur d'eau.

La convention des Nations Unies sur le changement climatique, signée en 1992, puis la conférence de Kyoto en décembre 1997, marquent le premier pas vers une volonté internationale de limiter les rejets de ces gaz.

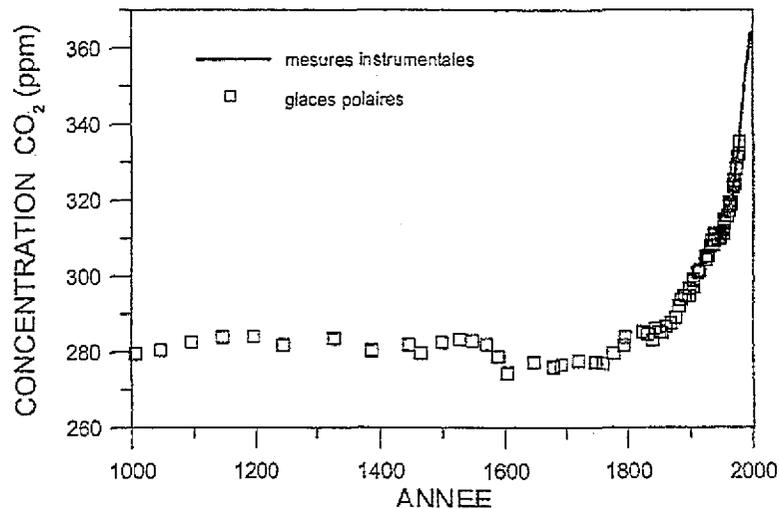


Fig. 1.1 Evolution de la teneur atmosphérique en CO₂ (Jean-Baptiste Ph. *et al.*, 2001)

Si rien n'est fait pour les limiter, on estime que les rejets de CO₂ dépasseront 50 milliards de tonnes par an en 2050, soit un doublement par rapport à aujourd'hui (IPCC, 1995).

A contrario, à l'horizon 2050, il faudrait diminuer les émissions par un facteur deux pour stabiliser à environ 550 ppm la teneur en CO₂ de l'atmosphère (valeur aujourd'hui considérée comme encore admissible).

Pour relever ce défi, les solutions s'appuient sur trois leviers principaux :

- la maîtrise de l'énergie (notre propos s'inscrit ici) ;
- la gestion du cycle du carbone (capture et stockage géologique du CO₂ ; des travaux sont en cours, par exemple à l'IFP, pour étudier la faisabilité du stockage du CO₂ dans les nappes phréatiques profondes**...) ;
- le remplacement des combustibles à forte teneur en carbone par les combustibles les plus hydrogénés (voir le tableau 1.1) + le recours aux énergies non émettrices de CO₂ (hydraulique, nucléaire, éolien, solaire...).

* *Tornades et tempêtes, raccourcissement du cycle de l'eau, inondations et désertifications (voir également figures 1.2 à 1.5)...*

***Alors, on pourra se demander si la perspective de combustion off-shore, sur site de production avec réinjection des gaz de combustion en grande profondeur, voire de combustion sous-marine, ne serait pas plus pertinente, au moins dans le cas de gisements d'hydrocarbures marins.*

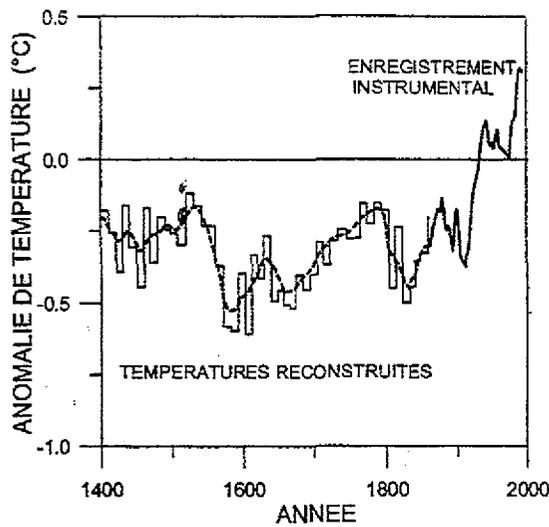


Fig.1.2 Température moyenne du globe (période 1400-2000)

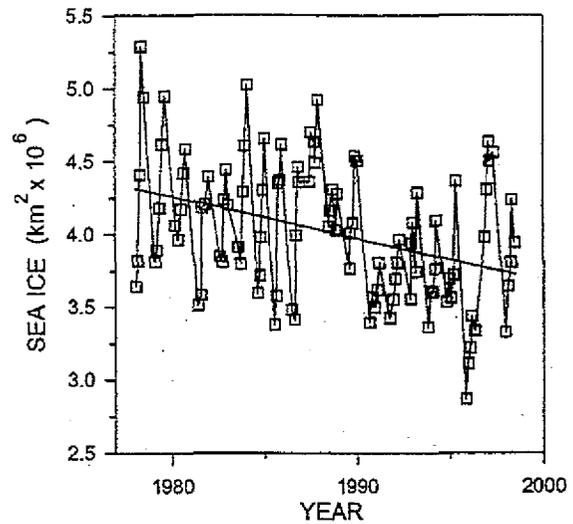


Fig.1.3 Evolution de la surface de la banquise arctique (1975-2000)

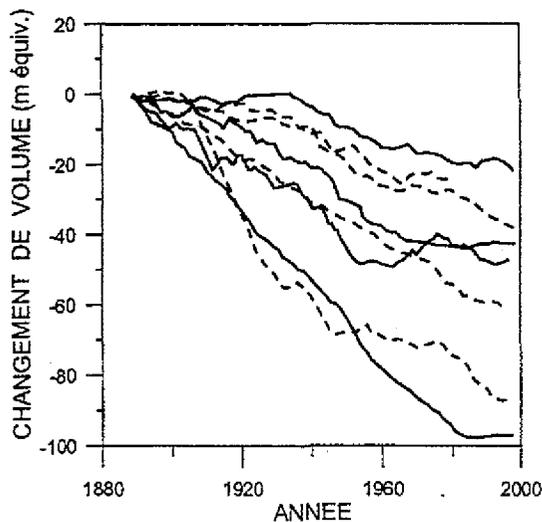


Fig.1.4 Evolution du volume des glaciers de différentes zones géographiques (données relatives à 1890 en hauteur d'eau équivalente).

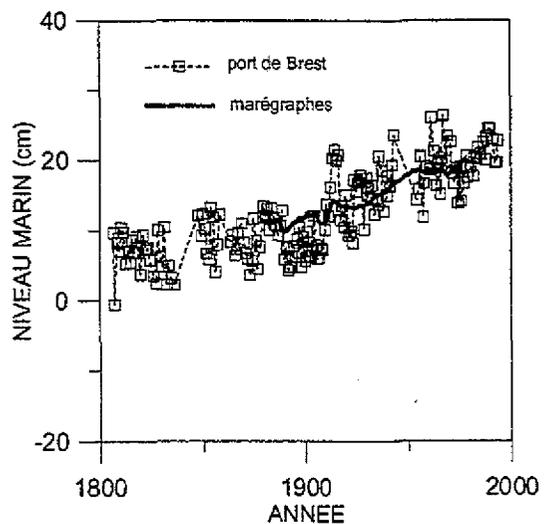


Fig.1.5 Augmentation du niveau des mers (période 1800-2000)
(Jean-Baptiste Ph. *et al.*, 2001)

Fig. 1.2, 1.3, 1.4, 1.5 (Jean-Baptiste Ph. *et al.*, 2001)

Tableau 1.1 : Facteurs moyens d'émission de polluants selon les combustibles en usage sous chaudières et hors production centralisée d'électricité et hors dispositifs de réduction (post), exprimés en kg/tep

	CO2	SO2	NOx	Particules
Comb. solides	4100	30	11	4,2
Fioul lourd	3500	10 à 80	7,5	1,6
FOD	3400	5	4	0,2
Gaz Naturel	2600	0	3	0

(CITEPA, 1993)

1.4 COMBUSTION ET REGLEMENTATION

Les outils dont disposent les pouvoirs publics pour limiter la pollution, sous toutes ses formes, sont traditionnellement réglementaires.

Toutefois, d'autres voies sont aujourd'hui explorées ou discutées. Elles vont de la taxation des émissions polluantes, selon la théorie du pollueur-payeur de l'économiste PIGOU, à l'organisation d'un négoce imaginé par l'économiste COASE. Ce dernier, traitant de la pollution comme d'une marchandise ordinaire, instaurant un droit de propriété sur la pollution, offre la possibilité à chacun d'optimiser la gestion de son droit à polluer, soit une certaine balance entre son usage et une vente permettant un investissement dans des dispositifs assurant une moindre pollution.

Revenant sur l'approche réglementaire, nous ne pourrions passer ici en revue l'ensemble des dispositions nationales et/ou européennes... Nous précisons cependant que, pour le contexte européen, c'est la réglementation européenne qui s'applique dans le cas où elle est plus contraignante que la réglementation nationale. Au contraire, dans le cas de réglementation nationale plus sévère, le pays peut imposer sa réglementation.

1.4.1 Réglementation dans le cas général des installations de combustion

(cf arrêté du 25 juillet 1997 / JO national du 27 septembre 1997)

A ce jour, la réglementation française est plus contraignante que la directive européenne (qui n'intervient que pour les installations de forte puissance, soit au delà de 50 MW).

La réglementation générale française ne s'applique pas aux turbines à combustion terrestres ni aux moteurs à combustion interne et est organisée comme indiqué dans le tableau 1.2.

Tableau 1.2 : Les valeurs limites sont exprimées en milligrammes par normaux m³ (Nm³) sur gaz sec, la teneur en oxygène étant ramenée à 6% en volume des combustibles solides, à 3% pour les combustibles liquides, gazeux et à 11% pour la biomasse. La puissance *Pu* représente la somme des puissances des appareils de combustion sous chaudières qui composent l'ensemble de l'installation.

Combustibles	SO ₂ (équiv.)	NO ₂ (équivalent)		Poussières		
		Pu < 10 (MW)	Pu ≥ 10 (MW)	Pu < 4 (MW)	4 ≤ Pu < 1 (MW)	Pu ≥ 10 (MW)
Gaz naturel	35	150(1)	100	5		
GPL	5	200(1)	150	5		
FOD	350	200(1)	150	50		
Autres liq.	3400	550(1)	500	150	100	
Comb. solides	2000	550(2)		150	100	
Biomasse	200	500		150	100	

(1) Cette limite s'applique aux installations dont la puissance totale est supérieure à 10MW lorsque plus de 50% de la puissance totale de l'installation est fournie par des générateurs à tubes de fumée.

(2) La limite est fixée à 800 mg/Nm³ pour les installations possédant des chaudières automatiques monoblocs ou à tubes de fumée dont la puissance totale est inférieure à 10MW.

1.4.2 Cas des turbines à combustion

(cf arrêté du 11 août 1999 / JO national du 4 décembre 1999)

Pour ces machines, les valeurs limites d'émission indiquées dans les tableaux 1.3, 1.4 et 1.5 sont ramenées à 15% d'O₂ (gaz secs).

Tableau 1.3 : Oxydes de soufre (teneurs exprimées en équivalent SO₂)

Combustible	Valeurs Limites d'Emission
Gaz naturel	10mg/Nm ³
Fioul domestique	120mg/Nm ³
Fioul lourd	550mg/Nm ^{3*}

*tolérance jusqu'au 1^{er} janvier 2003 : 1100mg/Nm³

Tableau 1.4 : Oxydes d'azote (teneurs exprimées en équivalent NO₂)

Combustible	Puissances	Valeurs Limites d'Emission
Gaz naturel	20 < Pu <= 50	80mg/Nm ³
	Pu > 50	50mg/Nm ^{3*}
Fioul domestique	20 < Pu <= 50	120mg/Nm ³
	Pu > 50	120mg/Nm ³
Fioul lourd		**

Pu = puissance en MW thermique

* tolérance jusqu'à 75mg/Nm³ sur autorisation préfectorale

** définie par le préfet sur proposition de l'inspection des installations classées.

Tableau 1.5 : Monoxyde de carbone et poussières

Combustible	CO	Poussières
Gaz naturel	85mg/Nm ³	10mg/Nm ³
Combustibles liquides	85mg/Nm ³	15mg/Nm ³
		20mg/Nm ³ pour le fioul lourd

1.4.3 Cas des moteurs à combustion interne

(cf arrêté du 11 août 1999 / JO national du 4 décembre 1999)

Pour ces machines, les valeurs indiquées dans les tableaux 1.6 et 1.7, sont ramenées à 5% d'O₂ (gaz secs).

Tableau 1.6 : Oxydes de soufre (teneurs exprimées en équivalent SO₂)

Combustible	Valeurs Limites d'Emission
Gaz naturel	35mg/Nm ³
Fioul domestique	300mg/Nm ³
Fioul lourd	1500mg/Nm ^{3*}

**tolérance jusqu'au 1^{er} janvier 2003 : 3000mg/Nm³*

Tableau 1.7 : Oxydes d'azote (teneurs exprimées en équivalent NO₂)

Combustible	Puissances	Valeurs Limites d'Emission	
Gaz naturel	20 < Pu <= 100	350mg/Nm ^{3*}	
	Pu > 100	250mg/Nm ^{3*}	
Combustible liquide**	20 < Pu <= 50	1900mg/Nm ³	1000mg/Nm ^{3****}
	Pu > 50	1900mg/Nm ³	600mg/Nm ^{3****}

Pu = puissance en MW thermique

**sauf dérogation préfectorale autorisant jusqu'à 500mg/Nm³ en cas de grandes difficultés techniques*

*** pour les moteurs dual-fioul, la valeur limite est 1000mg/Nm³ si P <= 100kW et 750 mg/Nm³ au dessus*

**** à partir du 1^{er} janvier 2003 (sauf impossibilités techniques)*

Autres dispositions à propos des monoxyde de carbone, composés organiques volatils (COV) et poussières :

Quel que soit le combustible utilisé, la valeur limite d'émission de CO est 650mg/Nm³. La valeur limite d'émission de COV est 150mg/Nm³ et peut devenir 20mg/Nm³ pour les installations dont la puissance dépasse 50 MW thermiques. La valeur limite en poussières est de 100mg/Nm³.

Lorsque l'installation est équipée d'un dispositif de traitement des oxydes d'azote à l'ammoniac ou ses promoteurs, les émissions d'ammoniac ne doivent pas dépasser la valeur de 20mg/Nm³ pour les turbines (15 % d'O₂) et 30mg/Nm³ pour les moteurs (5 % d'O₂).

Lorsque l'injection d'eau ou de vapeur (d'eau) est utilisée pour diminuer les émissions d'oxydes d'azote, un arrêté préfectoral peut prévoir que des dérogations au respect des valeurs limites soient accordées en période exceptionnelle nécessitant une limitation des consommations d'eau.

1.5 LES MEILLEURES TECHNIQUES D'UTILISATION DE L'ENERGIE FOSSILE

1.5.1 Au plan énergétique

Les machines thermiques à combustion sont destinées, soit à la production de travail (le plus souvent transformé sur le site de production en électricité destinée, à son tour, à de multiples usages), soit à la production de chaleur ou de froid, nécessaire à la transformation

de l'état d'une matière (transformations métallurgiques, chimiques, hygrométriques, élévation ou diminution de la température d'un fluide caloporteur...).

Un autre clivage est à mentionner parmi les machines qui produisent du travail, séparant les machines embarquées destinées à la propulsion (ou la traction) d'un véhicule et les machines fixes. Si les systèmes thermiques embarqués posent des problèmes spécifiques, d'abord concernant le stockage du carburant ou du combustible, ensuite concernant le rapport puissance/poids de la machine thermique, pouvant interdire la mise en oeuvre d'échangeurs ou autres annexes, à l'inverse, les systèmes thermiques fixes sont plus aptes à choisir le type de carburant ou de combustible, pouvant même être connectés à un réseau d'acheminement, à bénéficier de mise en oeuvre d'éléments annexes améliorant leurs performances... Dans ce dernier cas, l'optimisation revient alors autant aux performances d'échangeurs auxiliaires qu'aux performances propres de la machines initiale, des *cycles régénératifs* de turbines à gaz, de chaudières, apparaissent alors comme des références en matière de performances.

Revenant aux observations les plus générales relatives aux performances et mettant de côté le cycle idéal de Carnot pour lequel les séquences isothermes (réversibles) sont irréalisables (en surface d'échange et en temps), le cycle de Rankine et le cycle de Joule sont considérés industriellement comme les plus efficaces pour la production centralisée de travail (électricité) en site fixe. Le cycle de Rankine est ainsi très largement mis en oeuvre lors de production d'électricité, aussi bien à partir des énergies fossiles traditionnelles (charbon, fuel...) qu'à partir d'énergie nucléaire. Toutefois, dans le cas de refus de la filière nucléaire, on voit se développer l'utilisation de *turbines à combustion* (cycle de Joule) pour la production d'électricité à partir de gaz naturel, cycle de Joule qui peut être *combiné* avec un cycle de Rankine pour assurer le meilleur *rendement* à la combustion.

Pour ce qui concerne la production de travail décentralisée à petite échelle, par exemple pour les véhicules terrestres, les différents cycles de moteurs à combustion interne (Beau de Rochas, Otto Diesel) restent les plus utilisés. Il est d'ailleurs à remarquer que ces deux cycles ont fait l'objet d'investissements *intellectuels* si lourds tout au long du XXIème siècle, qu'ils nous semblent avoir atteint une forme de perfection et avoir écarté (pour des raisons liées à l'occupation du marché et à la réduction des coûts concomitante) des cycles qui, dans l'absolu, pouvaient avoir d'autres prétentions (générateurs à pistons libres, cycles Stirling, Ericson, moteurs rotatifs...).

Concernant les moteurs utilisés en aéronautique commerciale, les turbines à gaz se sont imposées depuis les années 60, la qualité première de ce type de moteur étant son très bon rapport puissance/poids. Depuis l'origine de leur développement et aujourd'hui encore, le défi reste le développement de matériaux résistants à des contraintes thermiques et mécaniques toujours plus fortes (concernant notamment les premières aubes des turbines) en vue de performances de plus en plus élevées. Entre les années 1960 et aujourd'hui, le rendement des turbines à gaz aéronautiques est passé de moins de 20% à plus de 30% !

Pour ce qui concerne les machines génératrices de chaleur, les multiples variantes sont issues du génie de l'homme à optimiser le générateur dans sa double fonction, de générateur de chaleur et de générateur de température. On sait que pour certaines applications le niveau de température à atteindre est rédhibitoire (lorsqu'il s'agit d'assurer une transformation de

produit par exemple) et que la *combustion atmosphérique*, a ici des limites intrinsèques en température qui l'écartent de certaines applications dans le traitement de la matière...

Après avoir souligné que les machines génératrices de froid nécessitent la mise en œuvre de travail ou de chaleur et, de ce point de vue, sont des transformateurs d'énergie de combustion de deuxième rang, il n'est pas question d'établir, dans le cadre de ce travail, une présentation complète de toutes les variantes de machines thermodynamiques ou thermiques ayant existé, existantes ou envisageables, mais de nous intéresser à celles les plus susceptibles d'adopter une forme de *combustion humide*, avec la perspective d'apprécier l'apport de ce type de combustion, du point de vue de son efficacité énergétique ou/et écologique.

Le cas des turbines à combustion ou turbines à gaz terrestres

Dérivées des turbines aéronautiques, les turbines à combustion (dites encore turbines à gaz) terrestres (donc utilisées au sol, souvent à poste fixe) ont des performances qui évoluent comme celles de leurs génériques, améliorées au fur et à mesure que des matériaux nouveaux apparaissent, sont *économiquement* accessibles, pour permettre de plus hautes températures dans les chambres de combustion et à l'entrée des turbines de détente. Alors, avec des températures de combustion plus élevées (paramètre T_{cb}), les pressions optimales d'exploitation des cycles augmentent (paramètre t_{cr} ou taux de compression par rapport à l'atmosphère).

Ainsi pour $T_{cb}=1000^{\circ}\text{C}$ et $t_{cr}=10$, le rendement de combustion prévisible W (ou rapport entre l'énergie mécanique produite et l'énergie fossile consommée), pour une machine dont les rendements mécaniques (internes) des compresseur et turbine de détente sont, tous deux, de 0,85 sera de 31,3% du pouvoir calorifique (inférieur) du combustible (P_{ci}).

Faisant varier T_{cb} et t_{cr} , on peut établir le tableau 1.8 ci-après :

Tableau 1.8 : Perspectives de performances pour cycles de Joule

Cycle de Joule			
Taux de compression	$t_{cr} = 5$ $T_{cr}=215^{\circ}\text{C}$	$t_{cr} = 10$ $T_{cr}=339^{\circ}\text{C}$	$t_{cr} = 15$ $T_{cr}=420^{\circ}\text{C}$
$T_{cb} = 600^{\circ}\text{C}$	$W = 19,60\% P_{ci}$ ($T_{dt}=341^{\circ}\text{C}$; $fa = 6,70$)		
$T_{cb} = 800^{\circ}\text{C}$	$W = 24,02\% P_{ci}$ ($T_{dt}=490^{\circ}\text{C}$; $fa = 4,24$)	$W = 26,91\% P_{ci}$ ($T_{dt}=384^{\circ}\text{C}$; $fa = 5,34$)	
$T_{cb} = 1000^{\circ}\text{C}$	$W = 25,55\% P_{ci}$ ($T_{dt}=642^{\circ}\text{C}$; $fa = 3,04$)	$W = 31,35\% P_{ci}$ ($T_{dt}=518^{\circ}\text{C}$; $fa = 3,58$)	$W = 33,15\% P_{ci}$ ($T_{dt}=454^{\circ}\text{C}$; $fa = 4,04$)
$T_{cb} = 1200^{\circ}\text{C}$		$W = 33,24\% P_{ci}$ ($T_{dt}=653^{\circ}\text{C}$; $fa = 2,66$)	$W = 36,35\% P_{ci}$ ($T_{dt}=580^{\circ}\text{C}$; $fa = 2,90$)
$T_{cb} = 1400^{\circ}\text{C}$			$W = 38,22\% P_{ci}$ ($T_{dt}=705^{\circ}\text{C}$; $fa = 2,23$)

T_{cr} = température d'air sortie compresseur ; T_{dt} = température des gaz après détente; fa = facteur d'air

Mais, comme cela a déjà été évoqué, les turbines à combustion terrestres permettent la mise en œuvre d'échangeurs aboutissant à de nouvelles configurations de cycles, d'emblée plus performantes.

Parmi ces configurations, on citera (BAT, 2001, p. 53) :

- *Les cycles régénératifs*, pour lesquels un échangeur placé entre les gaz détendus sortants et l'air comprimé issu du compresseur permet un recyclage d'enthalpie sous forme d'air préchauffé. Le réglage de la quantité de combustible injecté (ou la valeur du facteur d'air fa) assure la production de gaz de combustion au niveau de température souhaité. Selon les hypothèses de rendement mécanique des compresseur et turbine de détente retenues précédemment pour le cycle de Joule (85%), on établit alors que les performances atteignent les valeurs qui apparaissent dans le tableau 1.9, soit pour $T_{cb}=1000^{\circ}C$ et $tcr=10$ un rendement W de $40,7\%P_{ci}$.

Tableau 1.9 : Perspectives de performances pour cycles de Joule avec préchauffage d'air

Cycle de Joule avec récupérateur-préchauffeur			
Taux de compression	$tcr = 5$ $T_{cr}=215^{\circ}C$	$tcr = 10$ $T_{cr}=339^{\circ}C$	$tcr = 15$ $T_{cr}=420^{\circ}C$
$T_{cb} = 600^{\circ}C$	$W = 27,99 \% P_{ci}$ ($T_{dt}=341^{\circ}C$; $fa = 9,92$)		
$T_{cb} = 800^{\circ}C$	$W = 41,85 \% P_{ci}$ ($T_{dt}=490^{\circ}C$; $fa = 7,80$)	$W = 29,30 \% P_{ci}$ ($T_{dt}=384^{\circ}C$; $fa = 5,88$)	
$T_{cb} = 1000^{\circ}C$	$W = 50,33 \% P_{ci}$ ($T_{dt}=642^{\circ}C$; $fa = 6,43$)	$W = 40,70 \% P_{ci}$ ($T_{dt}=518^{\circ}C$; $fa = 4,81$)	$W = 34,88 \% P_{ci}$ ($T_{dt}=454^{\circ}C$; $fa = 4,28$)
$T_{cb} = 1200^{\circ}C$		$W = 48,40 \% P_{ci}$ ($T_{dt}=653^{\circ}C$; $fa = 4,06$)	$W = 43,81 \% P_{ci}$ ($T_{dt}=580^{\circ}C$; $fa = 3,60$)
$T_{cb} = 1400^{\circ}C$			$W = 50,22 \% P_{ci}$ ($T_{dt}=705^{\circ}C$; $fa = 3,09$)

T_{cr} = température d'air sortie compresseur ; T_{dt} = température des gaz après détente; fa = facteur d'air

- *Les cycles avec refroidissement intermédiaire* (intercooling) de l'air au cours de la compression.

Par exemple, dans le cas d'une turbine à combustion caractérisée par une température de combustion T_{cb} de $1000^{\circ}C$ et un taux de compression tcr de 10 , passant d'une compression sans refroidissement intermédiaire (équivalent à $tcr1=1$ dans le tableau 1.10 ci-après) à des cas de compression bi-étagés pour lesquels le refroidissement intermédiaire caractérisé par le taux de compression intermédiaire $tcr1$ est suivi d'un refroidissement de l'air jusqu'à la température ambiante de $15^{\circ}C$ avant entrée dans le deuxième étage de compression (caractérisé par le taux $tcr2$ et tel que $tcr1 \times tcr2 = 10$), on pourra améliorer le rendement W d'environ 5% et la puissance P_u d'environ 15% (le gain en puissance est inversement proportionnel au facteur d'air fa qui assure $1000^{\circ}C$ dans la chambre de combustion).

Tableau 1.10 : Perspectives de performances pour cycles de Joule à compression étagée et refroidissement intermédiaire

<i>tcr1</i>	<i>tcr2</i>	<i>fa</i>	<i>W %Pci</i>	<i>Pu</i>
1	10	3,58	31.3	100
1.66	6	3,21	32.1	110
2	5	3,05	32.9	115
2.5	4	2,93	32.4	118
5	2	2,66	29.1	126

A noter que le refroidissement à l'issue du premier étage de compression peut aussi être obtenu par injection directe d'eau qui se vaporise au contact de l'air chaud. Toutefois le refroidissement obtenu, s'il est efficace, sera limité à la valeur de la température humide correspondant au niveau d'enthalpie atteint par l'air à l'issue du premier étage de compression (par exemple 41°C dans le cas où *tcr1* = 2).

- *Les cycles multi-étages* pour lesquels les gaz détendus issus d'une première turbine subissent une post-combustion alimentant un deuxième étage. Par exemple, partant d'une turbine à combustion caractérisée par une température de combustion de 1000°C, un taux de compression de 10 et un rendement de 31,3%Pci, passant à une détente étagée de 10 à 5, une post-combustion ramenant les gaz à 1000°C, puis une détente de 5 à 1, permettra une légère augmentation de rendement, atteignant alors 32,2%Pci.

- *Les cycles combinés* pour lesquels un cycle de Rankine utilise les gaz détendus comme générateur de vapeur pour augmenter fortement la production d'énergie mécanique issue de la combustion (de 40 à 90% selon les valeurs du tableau 1.11) et atteindre le rendement de combustion *Wcc*.

Tableau 1.11 : Perspectives de performances pour cycles combinés (Joule+Rankine)

Cycles combinés (Joule + Rankine)			
Taux de compression	<i>tcr</i> = 5 <i>Tcr</i> =215°C	<i>tcr</i> = 10 <i>Tcr</i> =339°C	<i>tcr</i> = 15 <i>Tcr</i> =420°C
<i>Tcb</i> = 600°C	<i>W</i> = 19,60 % Pci (<i>Tdt</i> =341°C; <i>fa</i> = 6,70) <i>Wcc</i> =37,30%Pci		
<i>Tcb</i> = 800°C	<i>W</i> = 24,02% Pci (<i>Tdt</i> =490°C; <i>fa</i> = 4,24) <i>Wcc</i> =45,62%Pci	<i>W</i> = 26,91 % Pci (<i>Tdt</i> =384°C; <i>fa</i> = 5,34) <i>Wcc</i> =43,71%Pci	
<i>Tcb</i> = 1000°C	<i>W</i> = 25,55% Pci (<i>Tdt</i> =642°C; <i>fa</i> = 3,04) <i>Wcc</i> =49,75%Pci	<i>W</i> = 31,36% Pci (<i>Tdt</i> =518°C; <i>fa</i> = 3,58) <i>Wcc</i> =51,56%Pci	<i>W</i> = 33,15 % Pci (<i>Tdt</i> =454°C; <i>fa</i> =4,04) <i>Wcc</i> =47,36%Pci
<i>Tcb</i> = 1200°C		<i>W</i> = 33,24% Pci (<i>Tdt</i> =653°C; <i>fa</i> = 2,66) <i>Wcc</i> =54,94%Pci	<i>W</i> = 36,35 % Pci (<i>Tdt</i> =580°C; <i>fa</i> =2,90) <i>Wcc</i> =56,45%Pci
<i>Tcb</i> = 1400°C			<i>W</i> = 38,22 % Pci (<i>Tdt</i> =705°C; <i>fa</i> = 2,23) <i>Wcc</i> =59,22%Pci

Tcr = température d'air sortie compresseur ; *Tdt*= température des gaz après détente; *fa*=facteur d'air

Le cas des moteurs alternatifs

Les améliorations récentes des performances des moteurs alternatifs sont surtout dues à la mise au point de carburants (et de mélanges carburés) capables de subir des taux de compression élevés sans risque d'auto-allumage (et sans plomb pour les plus récents d'entre eux), le développement de gas-oil plus propre assurant une meilleure combustion et ainsi un meilleur rendement, le développement de l'injection directe, l'allumage électronique, la commande numérique...

Côté cycle, de meilleures performances sont aussi dues au développement de la turbo-compression qui a permis d'augmenter la puissance des machines (à pertes mécaniques internes constantes), assurant également l'amélioration du rendement de la machine.

La mise en œuvre de systèmes régénératifs est ici moins intéressante que dans le cas des turbines. En effet, en plus de la perte de puissance volumétrique (puissance rapportée à la cylindrée), le préchauffage d'air complique les problèmes du (nécessaire) refroidissement du bloc moteur. Par ailleurs, on note comme deuxième différence essentielle avec les turbines que, si la part d'énergie disponible sur les gaz d'échappement des turbines représente la quasi totalité de l'énergie non transformée en travail, dans le cas des moteurs alternatifs, elle ne représente en moyenne que la moitié de l'énergie thermique non transformée en travail par le cycle, l'autre moitié étant véhiculée par les circuits d'eau et d'huile nécessaires au refroidissement du bloc moteur et à sa lubrification (Guillet R., 1977).

Les fours et chaudières (Kissel R., 1979)

Pour l'essentiel, les fours se distinguent des chaudières par l'existence d'une charge dont le traitement est séquentiel, pouvant être caractérisé par une phase de pré-traitement (par exemple de *séchage*), une phase de traitement (par exemple de *cuisson*) et une phase de post-traitement (par exemple de *refroidissement*). Les gaz de combustion sont eux-mêmes caractérisés par des températures, voire des concentrations différentes selon la séquence.

Dans certains cas de séquences longues et à fin d'amélioration de performances énergétiques, des systèmes de préchauffage d'air à partir d'échanges avec les gaz de combustion peuvent être mis en œuvre (systèmes régénératifs). Dans d'autres cas le stockage/déstockage peut faire appel à des supports externes (généralement en céramiques) qui permettront alternativement de stocker une part de la chaleur des gaz sortants puis ensuite de préchauffer l'air entrant (deux ballasts, voire deux *brûleurs dits régénératifs*, sont alors nécessaires).

Le gain en rendement de combustion est d'autant plus spectaculaire que la charge est portée à haute température ou que le fluide caloporteur généré entre ou est transformé dans la chaudière à haute température (on pense ici aussi aux chaudières à vapeur, pour lesquelles les températures de vaporisation ou les pressions de la vapeur générées ont une influence importante sur la température des produits de combustion rejetés et donc sur le rendement de la chaudière).

Le cas des lits fluidisés (BAT, 2001, p. 229)

Dans tous les systèmes thermiques, il y a transfert de chaleur (éventuellement accompagné de transfert de masse) et ce transfert implique l'existence de gradients thermiques entre la *source chaude* et le *puits froid* ainsi que des surfaces d'échanges suffisantes...Un optimum d'efficacité est obtenu lorsque les coûts d'investissement en surface d'échange et les coûts d'exploitation, déterminés pour une grande part par la quantité d'énergie consommée, sont minima.

Dans certains cas, le *lit fluidisé* constitue un support intermédiaire entre les gaz de combustion et la charge qui optimise les conditions du transfert thermique entre la source chaude et le puits froid. Circulant, le lit fluidisé offre également, par le jeu du recyclage, la possibilité d'une combustion plus achevée (au moins dans le cas de certains combustibles réputés difficiles).

Par ailleurs, le lit fluidisé constitue une technique de combustion qui homogénéise la température dans le lit à un niveau plus bas que la température stoechiométrique de combustion. Pratiquement, cette température régnante dans le lit pourra être voisine des valeurs limites basses imposées par la règlement pour éviter la formation de polluants majeurs comme les dioxines et furannes (soit dans ce cas 1100°C), voire le CO (850°C pendant au moins 2 secondes), évitant concomitamment la formation des NO_x.

Les générateurs à condensation

La plupart des combustibles fossiles sont des hydrocarbures. Leur combustion libère l'énergie calorifique utilisée par le procédé thermique, en produisant de l'anhydride carbonique et de la vapeur d'eau. Au contact d'une *charge froide* à une température inférieure à la température de rosée (eau) des gaz de combustion, la vapeur d'eau commence sa condensation, mettant la chaleur latente de condensation en situation d'être récupérée par le procédé thermique pour obtenir une quantité d'énergie thermique issue de la combustion pouvant atteindre ce qu'il est convenu d'appeler le pouvoir calorifique supérieur du combustible (Guillet R., 1971,1979 ; Guillet R. *et al.*, 1972 ; Pelloux-Prayer D. *et al.*, 1982).

Malheureusement, dans des conditions de pression voisines de la pression atmosphérique normale, la température de rosée (eau) est très inférieure à 100°C puisque la vapeur d'eau est mélangée avec l'azote de l'air de combustion et le CO₂ également formé lors de la combustion (la température de rosée de la combustion stoechiométrique du méthane est voisine de 60°C - voir figure 1.6 -).

Par ailleurs, en systèmes ouverts comme le sont la plupart des systèmes thermiques à combustion, la vapeur d'eau mélangée aux autres gaz de combustion ne peut subir une condensation isotherme. Il faut pratiquement continuer à refroidir les gaz au fur et à mesure que la pression partielle de vapeur diminue, devant amener les gaz de combustion à la température ambiante pour que la (quasi) totalité de la vapeur d'eau de combustion soit condensée, ayant alors libéré un surplus d'énergie calorifique représentant 11% de la chaleur des réactions de combustion dans le cas du méthane pour atteindre le pouvoir calorifique supérieur (ou Pcs) du combustible.

D'un point de vue quantitatif, la perspective de récupération de chaleur de condensation de l'eau de combustion n'est envisageable que dans les applications de chauffage de charge entrante à basse température (inférieure à 40°C), le cas le plus usuel étant le chauffage d'eau industrielle, sanitaire ou destinée au chauffage résidentiel.

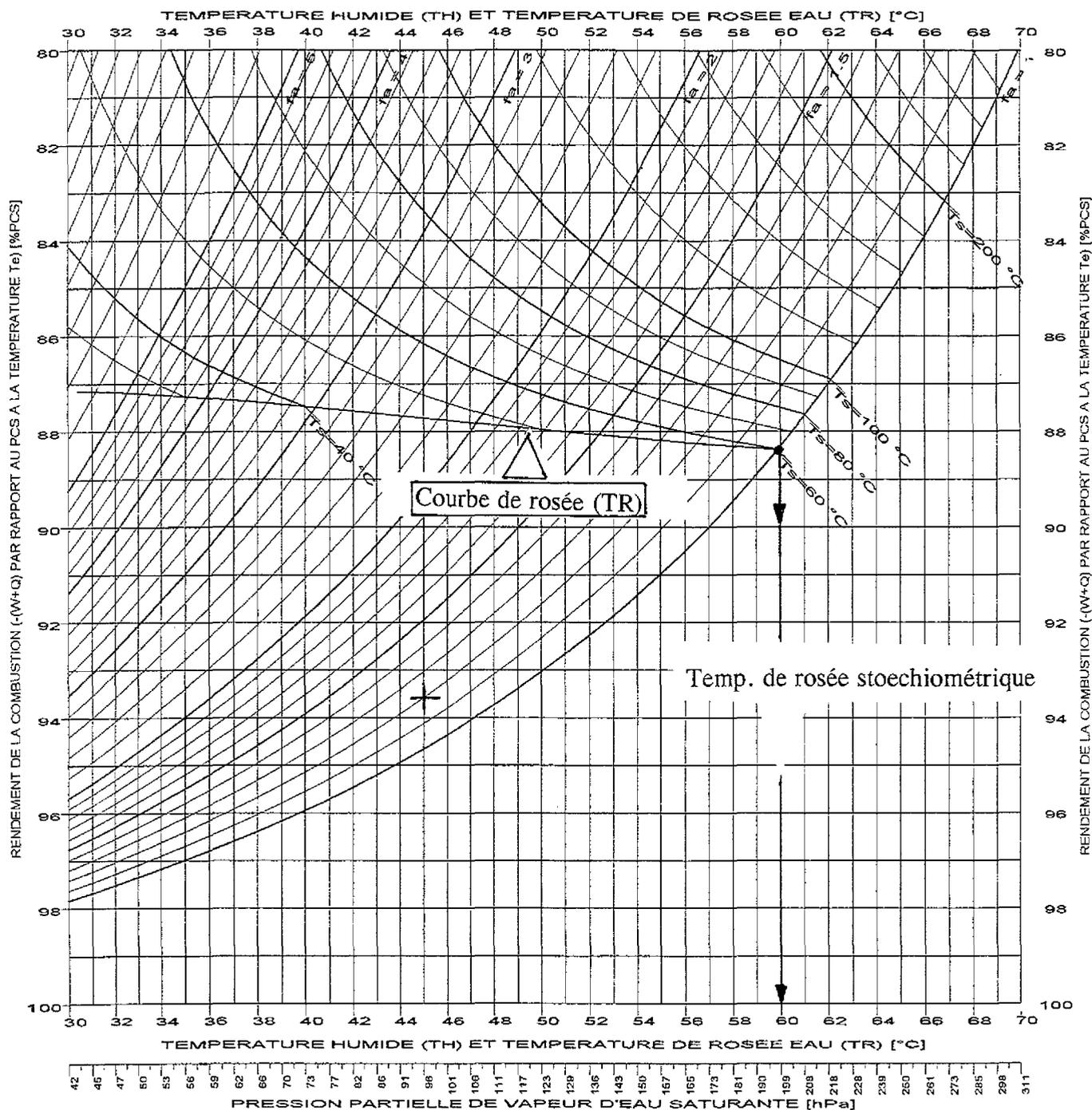


Fig 1.6 Exemple de performance de générateur à condensation : facteur d'air $f_a=1,2$; température des produits de combustion rejetés $TH=45\text{ °C}$, le rendement de combustion représente 93,6% du pouvoir calorifique supérieur (Pcs) du combustible

Les séchoirs en *direct*

Le séchage fait encore très souvent appel au potentiel de transfert de masse existant entre un gaz chaud et *sec* (au moins *relativement*) et une charge humide, voire sursaturée et plus froide. Le gaz chaud et sec peut être de l'air, lui-même chauffé par un système thermique par exemple à combustion. Mais, dans le cas de combustibles propres et pour certaines applications, le gaz chaud et sec peut aussi être constitué des gaz de combustion : on parle alors de séchage *direct*.

Lorsqu'il y a séchage direct, on s'affranchit d'emblée des pertes du générateur d'air chaud (pertes aux fumées, pertes aux parois du système générateur).

Dans tous les cas, le séchoir est un transformateur d'énergie, transformant de l'énergie sensible prise sur les gaz chauds en énergie latente qu'ils accumulent en lieu et place. Dans un séchoir idéal de ce type (et à l'énergie perdue avec la charge sèche sortante près), le bilan énergétique sur les gaz est nul. Par contre, il y a une perte *exergétique*, puisque le niveau de température des gaz sortants est nécessairement (beaucoup) plus bas qu'à leur entrée dans le séchoir (voir paragraphe 3.3.3).

La chaleur latente sortant du séchoir est récupérable par simple condensation. Mais, comme précédemment dans le cas des générateurs à condensation, nécessairement récupérable en dessous de 100°C puisque qu'il s'agit toujours de vapeur d'eau mélangée à d'autres gaz à une pression proche de la pression atmosphérique normale.

L'amélioration des performances des séchoirs à air ou en *direct* par gaz de combustion (soit la quantité d'eau évaporée par unité d'énergie consommée) peut également être obtenue par le préchauffage du fluide de séchage ou par préchauffage d'air comburant en utilisant l'énergie calorifique véhiculée par le fluide humide sortant.

Le cas de la cogénération

Lorsqu'une machine est dédiée à la production de travail, nous savons avec le second principe de la thermodynamique, qu'inéluctablement elle produira de la chaleur (chaleur dite fatale).

Dans certains cas, cette chaleur fatale peut être valorisée, par exemple pour produire de la vapeur, de l'eau chaude, ces vecteurs énergétiques pouvant à leur tour être la source d'énergie utile au fonctionnement d'une machine thermodynamique frigorifique, à absorption, à adsorption. On note que ces dernières sont désormais capables de produire du *petit froid* (températures faiblement négatives), avec une efficacité acceptable au plan technico-économique, à partir d'une source chaude à moins de 80°C (Yanagi H. *et al.*, 2001).

Lorsque l'énergie de combustion d'une machine produisant du travail donne lieu à valorisation plus ou moins complète de la chaleur fatale, on parle de co-génération (on va même jusqu'à employer la terminologie de tri-génération lorsqu'il y a, *in fine*, production de froid).

L'énergie thermique véhiculée par les gaz d'échappement des turbines à gaz ayant un niveau exergetique élevé est aisément valorisable en cas de co-génération. En effet, dans le cas de ces machines, comme cela a déjà été évoqué, l'énergie thermique véhiculée par les gaz d'échappement représente ici la quasi totalité de l'énergie de combustion non convertie en travail par le cycle thermodynamique. Nous avons vu que ces gaz peuvent produire la vapeur utile à un cycle de Rankine. La même vapeur peut également être destinée à d'autres usages industriels, et bien sûr à la production d'eau chaude...

Le diagramme présenté en figure 1.7 permet d'apprécier la récupération d'énergie thermique sur les gaz d'échappement d'un cycle de Joule en fonction du facteur d'air et des températures entrée/sortie des gaz d'échappement du récupérateur. Par exemple, si le facteur d'air est 3 et les températures entrée/sortie sont respectivement 558°C (point A) et 125°C (point B), la récupération est $66,5 - 20,9 = 45,6$ % du pouvoir calorifique (supérieur) du combustible.

Dans le cas des moteurs alternatifs, les formes de cogénération sont pratiquement limitées à la production d'eau chaude par le fait, déjà annoncé, que la moitié des chaleurs fatales (liée au refroidissement du bloc moteur et du circuit d'huile) est disponible en dessous de 100°C.

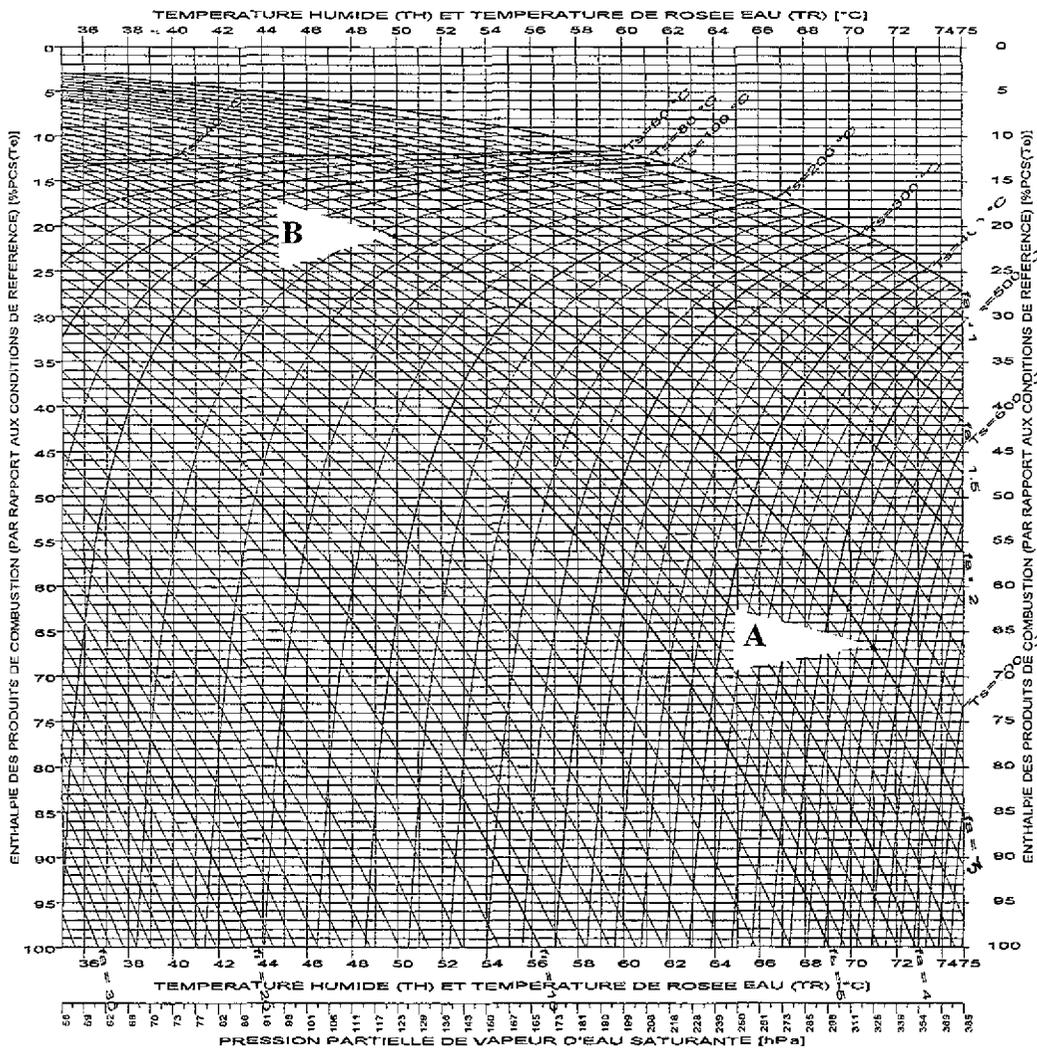


Fig. 1.7 Exemple de récupération d'énergie thermique sur les gaz d'échappement de turbine à gaz

Le cas de l'incinération (BAT, 2001, p. 333-355)

Les procédés d'incinération sont à l'intersection entre les systèmes générateurs thermiques à combustion et les systèmes de traitement thermique de produits polluants.

Dans tous les cas, ils sont tenus à un minimum d'impact sur l'environnement. Pour cela, ils mettent en œuvre des échangeurs de préchauffage, améliorant -le cas échéant- les niveaux de température dans le four pour assurer une combustion *satisfaisante* (du point de vue réglementaire), améliorant -le cas échéant- la récupération calorifique, des filtres à poussières (capables d'arrêter les métaux lourds, les halogènes), des laveurs de fumées, notamment pour le traitement du SO₂, des halogènes sous forme HCl et HF, des refroidisseurs d'eau de lavage avant rejet à la rivière...

1.5.2 Au plan écologique

Combustion et SO₂

La formation de SO₂ est directement liée à la présence de soufre dans le combustible. Par conséquent, la voie la plus évidente pour éviter sa formation passe par la *propreté* des combustibles. La réglementation joue ici un rôle essentiel.

Les techniques de traitement

Les procédés de traitement de gaz de combustion chargés en SO₂ sont nombreux. Toutefois, en raison de la disponibilité de la matière première et de la production de plâtre, qui permet de rentabiliser l'investissement, 80% du marché sont pris par le procédé de lavage sur pierre à plâtre (voir figure 1.8).

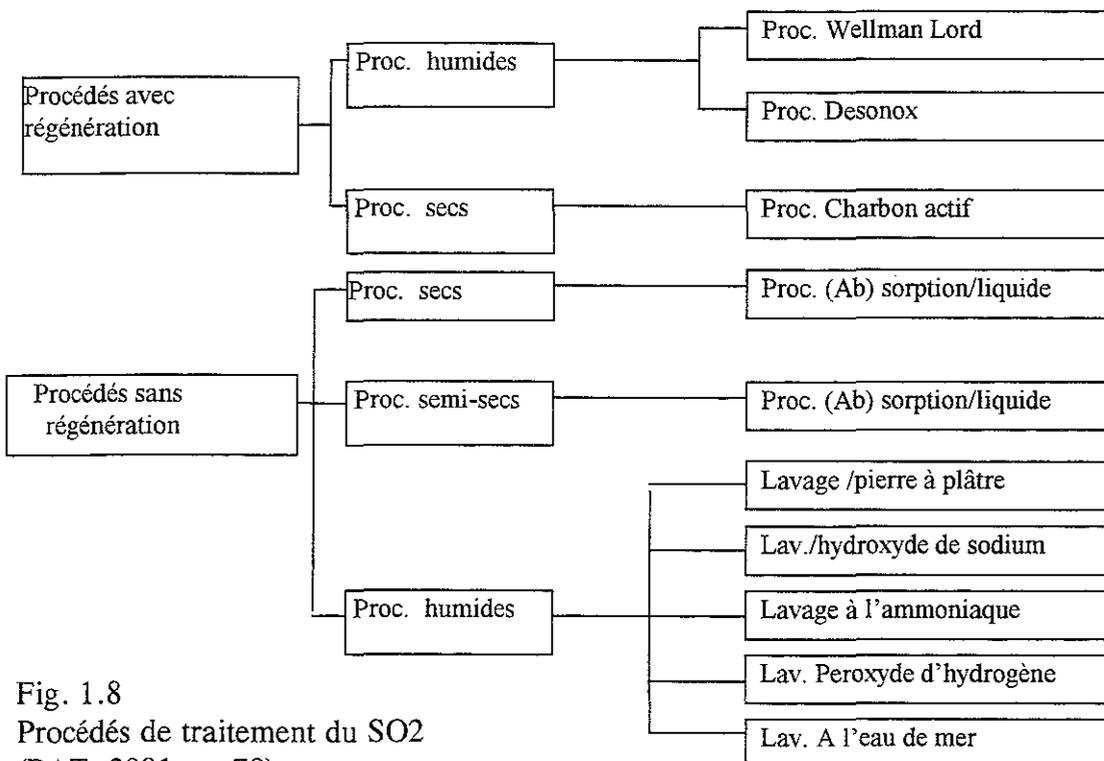


Fig. 1.8
Procédés de traitement du SO₂
(BAT, 2001, p. 78)

Combustion et NO_x

On estime que les NO_x produits par les installations de combustion sont composés de 95 % de NO et de 5 % de NO₂, la proportion de NO₂ ayant tendance à augmenter dans le cas de combustion en mélange pauvre comme celui des turbines à combustion. On voit également apparaître du N₂O dans le cas de combustion en lit fluidisé où la combustion est entretenue à une température inférieure à 1000K.

Les mécanismes impliqués dans la formation des NO_x

Trois mécanismes principaux sont considérés comme responsables de la formation des oxydes d'azote (voir figure 1.9) :

- le NO thermique : il provient de l'oxydation de l'azote moléculaire contenu dans l'agent comburant. Il est donc, à priori, toujours produit quel que soit le combustible. Compte tenu de l'énergie d'activation nécessaire, sa formation suppose un niveau de température élevé (1800K). Par ailleurs, ce type de NO est issu de réactions relativement lentes qui n'apparaissent donc que dans la zone de *post-flamme* ;
- le NO précoce : il provient de l'existence de radicaux libres hydrocarbonés qui réagissent avec le N₂ de l'agent comburant pour former du HCN, pivot de la formation du NO selon ce mécanisme. Mais ces réactions, contrairement aux précédentes, apparaissent dès le front de flamme ;
- le NO combustible : il provient de l'azote présent dans le combustible. Les molécules sont décomposées dans la zone de réaction et ensuite suivent le mécanisme du NO précoce.

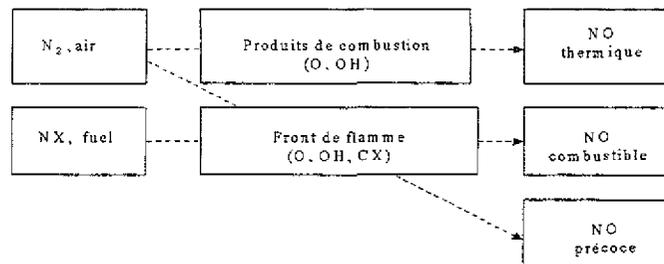


Fig. 1.9 Les processus de formation des NO_x (Caillat S., 1999)

Si les deux premiers mécanismes sont fortement dépendants de la température, la formation de NO combustible dépend peu de la température.

La diminution du NO thermique est donc obtenue par diminution des :

- temps de séjour à haute température ;
- concentration en O₂ et N₂ (voir figure 1.10 et 1.11) ;
- valeur de cette température (voir figure 1.11).

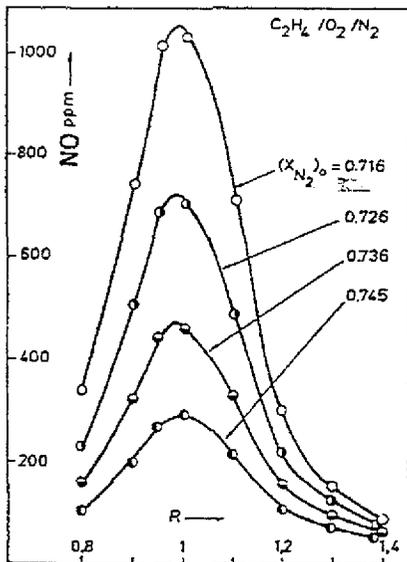


Fig. 1.10

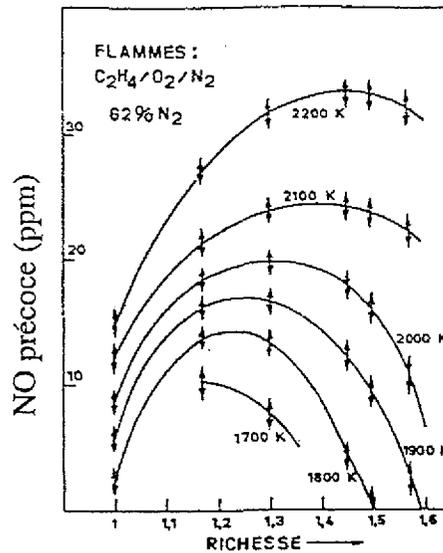


Fig. 1.11

Fig ; 1.10 Emissions totales de NO issues de flammes de prémélange à différentes richesses R (inverses du facteur d'air) et teneurs d'azote $(X_{N_2})_0$ (De Soete G.G., 1989)

Fig ; 1.11 Emissions totales de NO précoce en fonction de la richesse et de la température (De Soete G.G., 1989)

La diminution du NO précoce est également liée à la diminution des température et concentrations en O_2 et N_2 .

Les techniques de réduction de la formation des oxydes d'azote

Les techniques de réduction de la formation des oxydes d'azote issues de la combustion peuvent être classées en deux familles :

- les techniques *amont* qui permettent de diminuer, voire d'annihiler la formation des oxydes d'azote ;
- les techniques *aval* qui, via un retraitement des produits de combustion, permettent de réduire les émissions atmosphériques de ces oxydes.

Les traitements amont

Le plus souvent, il s'agit de défavoriser la formation des NO_x par refroidissement de la zone réactionnelle et par diminution des concentrations en oxygène, obtenus par :

- *recirculation* des gaz brûlés (après refroidissement) ;
- utilisation d'*eau additionnelle* (liquide ou vapeur) ;

- accroissement des transferts thermiques (mise en œuvre d'éléments rayonnants, plaques céramiques, barreaux en matériaux réfractaires pouvant eux-mêmes être refroidis par circulation d'un fluide thermique).

Une autre voie consiste à *étager* la combustion afin d'éviter la température d'une combustion stoechiométrique en développant une combustion en défaut d'air suivie d'une deuxième oxydation du combustible, ou l'inverse, par le développement d'une combustion *pauvre* suivie d'une deuxième injection de combustible.

Enfin, la combustion catalytique, pratiquement combustion sans flamme, à basse température, qui dans certains procédés peut être envisagée et ainsi réduire à néant la formation des oxydes d'azote.

Les traitements aval (BAT, 2001, p.119)

Le plus souvent, il s'agit d'injecter un composé azoté qui, dans certaines conditions de température va transformer le NO en N₂. On citera le procédé Thermal- De-NOX à l'ammoniaque, le RapReNO_x à l'acide cyanhydrique, le NOxout urée.

Tableau 1.12 : Le traitement des NOx

Techniques	Taux de réduction des NO _x	Paramètres déterminants	Valeurs	Observations
Procédé catalytique	80 à 95 %	Température Réactifs NH ₃ /NO _x Consommation de NH ₃ Fiabilité Consommation en élec. suppl.	350 –450°C (a) ou 180-200°C(b) Ammoniaque, Urée 0,8 à 1 <20mg/Nm ³ >98% 0,5%(a) à 2%(b)	La durée de vie du catalyseur est de 4 à 5 ans dans le cas de combustion de charbon, de 7 à 10 ans dans le cas de fiouls et supérieure à 10 ans dans le cas de gaz naturel.
Procédé non catalytique	30 à 80 %	Température Réactifs NH ₃ /NO _x Fiabilité Consommation en élec. suppl. Temps de maintien en température	850-1050°C Ammoniaque, Urée 1,5 à 2,5 >97% 0,1 à 0,3% 0,1 à 0,5 sec.	Toutefois, rares sont les cas où la réduction de 80% est atteinte.

Tableau 1.13 : Les traitements simultanés

Techniques	Taux de réduction SO ₂ /NO _x	Paramètres déterminants	Valeurs	Observations
Carbone actif	98%/60-80%	Température Réactifs Fiabilité Autres substances traitées Consommation en élec. suppl. Produits valorisables	90-150°C Carbone actif/ Ammoniaque 98% HCL, HF, dioxines 1,2 à 3,3% Acide sulfurique, Soufre	Le procédé est aussi capable de traiter le SO ₃ , d'autres substances telles Hg et dioxines Capacité à traiter les gaz de combustion de charbon et fiouls Peu d'eau usées Beaucoup d'installations en Allemagne et au Japon
NO _x SO	97%/70% prévus	Réactifs Fiabilité Cons. en élec. suppl.	Lits d'aluminium imprégné de carbonate de sodium 4%	Le procédé est en cours de test de validation aux USA
WSA-SNO _x	95%/95%	Fiabilité Consommation en élec. suppl.	Ammoniaque 0,2%	Très peu de poussières émises (< 5mg/m ³)
DESONO _x	95%/95%	Réactifs Fiabilité Cons. en élec. suppl.	Ammoniaque 96% à 98% 2%	Des eaux usées acides sont produites ; Production d'acide sulfurique

Observations à propos des conditions d'exploitation des machines thermiques

Comme tout ce qui est demandé aux machines en général, les machines thermiques à combustion doivent répondre sans excès ni défaut à une demande ou à un besoin, de chaleur et/ou de travail dont la quantité évolue dans le temps et selon les circonstances extérieures.

Cela se traduit par des conditions de fonctionnement souvent éloignées des conditions nominales ou optimales d'exploitation de la machine, donnant même souvent lieu à un fonctionnement discontinu. Les temps de mise en régime est souvent un temps de moindre efficacité énergétique et de plus grande pollution pour lequel l'aspect quantitatif est mal connu.

Lorsqu'il s'agit de cogénération, la difficulté à optimiser est accrue et permanente. Plusieurs vecteurs énergétiques sont demandés, selon des critères d'appel indépendants des capacités de cogénération. Alors, un seul élément de la cogénération doit être choisi pour déterminer le point de fonctionnement de la machine thermique et la globalité de son offre.

Dans ce contexte, faut-il privilégier la production de travail (ou d'électricité) ? Faut-il privilégier la valorisation des chaleurs fatales : l'approche économique devient alors déterminante... la problématique écologique restant une conséquence plus ou moins heureuse du choix effectué.

1.6 L'EVOLUTION EN FRANCE

L'évolution des émissions

Globalement, on peut constater que les émissions des polluants issues essentiellement de la combustion tendent à diminuer en France (voir tableaux 1.14 et 1.15). Cette évolution est due principalement à :

- l'amélioration de l'efficacité énergétique et écologique des techniques de combustion et des machines thermiques ;
- la modification des sources d'énergies consommées, avec, notamment, l'utilisation accrue du gaz naturel ;
- la réduction de la teneur en soufre des fiouls ;
- le développement d'équipements de dépollution dans le secteur industriel ;
- les mutations industrielles faisant une part plus faible aux industries lourdes ;
- la réglementation qui impose le pot catalytique sur les nouveaux véhicules (depuis 1993) ;
- la substitution de l'emploi de l'énergie fossile par le développement du parc nucléaire pour la production d'électricité centralisée.

On ne doit pas pour autant oublier les techniques de réduction des besoins, par exemple obtenue par des réglementations plus contraignantes dans le domaine de l'isolation thermique du bâtiment depuis 1973, qui ont permis de réduire de 25 % la consommation énergétique du secteur, 3 fois consécutivement, entre 74 et 82, entre 82 et 89 et sur la période 89, 93, la dernière de ces réglementations étant parue en 2000.

Tableau 1.14 : Evolution de la pollution due au trafic routier en France
(Source CITEPA)

En kilotonnes	1990	1995	Variation en %
SO ₂	144	126	-12,5
NO _x	1071	997	-6,9
CO	7587	5512	-27,3
CO ₂	112200	122800	+9,4
COV	1285	1043	-19

Tableau 1.15 : Evolution des émissions en France
(Source CITEPA)

En kilotonnes	1990	1995	Variation en %
SO ₂	1308	990	-24,3
NO _x	1838	1692	-7,9
CO	11422	9380	-17,9
CO ₂	343200	334600	-2,5
COV	6044	2630	-13,6

L'évolution de l'intensité énergétique I_e

Une évolution favorable est constatée en France (voir figure 1.11 représentant l'évolution de l'intensité énergétique $I_e = \text{Consommation d'énergie}/\text{PIB}$ depuis 1970). Mais on doit compter avec l'évolution dans le reste du monde, ne pas oublier les espoirs de croissance économique et son corollaire énergétique...

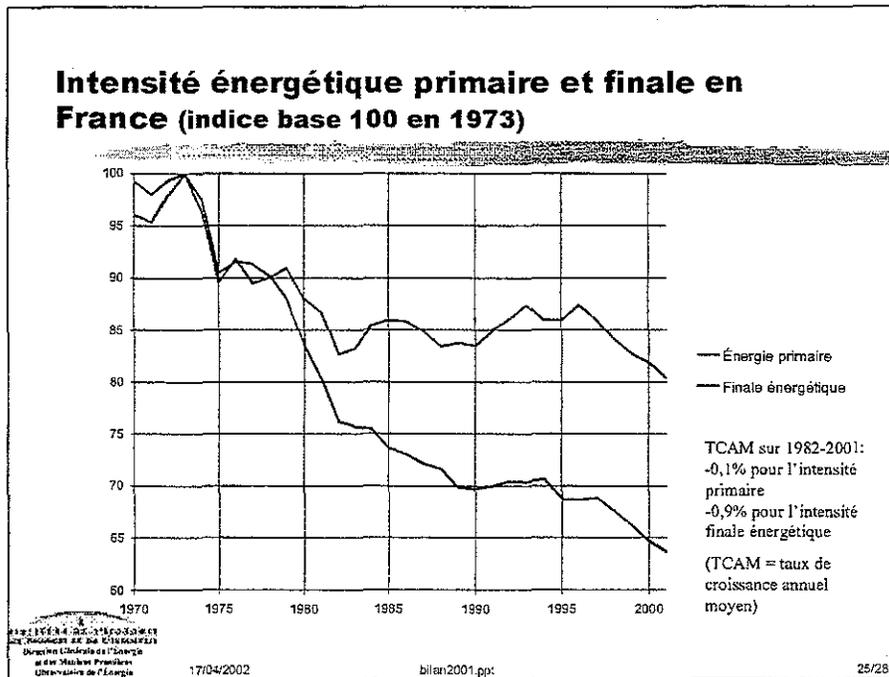


Fig. 1.11 Evolution de l'intensité énergétique I_e en France (Publication de l'observatoire de l'énergie, 2002)

Synthèse du chapitre

Avec cet état rapide de la situation concernant l'évolution des données planétaires et des techniques traitant de l'utilisation des énergies fossiles, confiance et poursuite de l'effort doivent apparaître comme nécessaires.

Nous avons tout à gagner à intensifier notre effort vers une utilisation plus efficace et plus propre des ressources énergétiques fossiles. Il y va de la durabilité d'une ressource non renouvelable, voire de notre capacité à en poursuivre la jouissance.

Dans ce contexte, les chapitres qui suivent sont consacrés aux possibilités offertes par ce que nous avons appelé *la combustion (par voie) humide*. et à la méthode d'investigation que nous avons développée.

Chapitre II

LA COMBUSTION PAR VOIE HUMIDE

Indispensable à la vie, faisant partie de notre environnement, naturellement disponible, l'eau a d'emblée été utilisée comme fluide thermodynamique...et dans cet usage, elle offre des qualités remarquables...

Nous avons évoqué le cycle de Rankine, nous avons vu le *plus* de performance apporté par les générateurs à condensation, nous avons envisagé l'*intercooling* adiabatique par injection d'eau dans l'air en cours de compression et destiné aux turbines à combustion. Plus généralement, nous avons parlé de systèmes thermiques, il est temps de dire que la plupart d'entre-eux nécessitent la mise en œuvre d'eau, pour leur refroidissement, pour transférer vers une destination finale la chaleur de la combustion (circuit de vapeur ou d'eau chaude).

Mais l'eau est aussi un constituant inévitablement introduit au côté des combustible et comburant (hygrométrie de l'air atmosphérique) et surtout, représente un composant majeur issu de la combustion des hydrocarbures.

Le travail présenté ici est avant tout une réflexion consacrée aux attendus (et résultats) de la mise en œuvre d'*eau additionnelle*, au contact direct des combustible et comburant afin de la faire participer aux transformations qui se développent dans la chambre de combustion et d'assurer les meilleures performances énergétiques et écologiques à la combustion.

2.1 DEFINITION ET ATTENDUS

On appelle procédé à *combustion par voie humide* tout procédé utilisant l'eau comme composant additionnel, introduit dans la zone de combustion, au côté du combustible et du comburant (Guillet R., 1998 p. 156 ; Guillet R., 2000 p.3).

L'*eau additionnelle* peut être introduite :

- séparément, en phase liquide ou vapeur ;
- mélangée à l'air comburant, l'eau étant alors le plus souvent en phase vapeur ;
- mélangée au combustible, l'eau étant alors généralement en phase liquide, pour constituer une émulsion.

L'addition d'eau constitue un ballast thermique qui diminue nécessairement la température adiabatique de combustion. Alors il y a d'emblée perspective de réduction de formation des oxydes d'azote...

De ce point de vue, l'utilisation d'eau liquide est plus efficace que l'utilisation d'eau vapeur puisque, compte tenu des niveaux de température nécessaires à la combustion, l'eau liquide se vaporise obligatoirement, empruntant la chaleur latente à la flamme.

Si le bilan énergétique de cette vaporisation est nul (transformation adiabatique), il y a perte *exergétique*. Et on se rappellera que la récupération de l'énergie ainsi convertie en chaleur latente de vaporisation ne peut être effectuée que lors d'une condensation dans le procédé.

Restant sur l'aspect NO_x, on peut donc établir dès maintenant que l'introduction d'eau vapeur dans la zone de combustion est préférable du point de vue thermodynamique. On peut aussi dire que si cette vapeur est produite par des chaleurs fatales ou perdues par le système, il y a recyclage d'enthalpie, équivalent du point de vue thermodynamique à un préchauffage d'air par les gaz sortants d'un four par exemple et donc amélioration des performances énergétiques du procédé.

Pour illustrer les avantages de la combustion par voie humide, nous considérerons essentiellement deux types d'applications :

- le cas des turbines à combustion (en applications terrestres) ;
- le cas des procédés à combustion avec pompe à vapeur d'eau.

Toutefois, il sera mentionné l'utilisation de l'eau uniquement comme réducteur de formation de NO_x dans les moteurs alternatifs en fin de chapitre.

2.2 APPLICATIONS DE LA COMBUSTION HUMIDE AUX CYCLES DE TURBINES TERRESTRES

(Les valeurs indiquées dans les tableaux sont issues de calculs faits à partir de la méthode DHC présentée au chapitre 3; les pertes thermiques aux parois sont négligées)

Le refroidissement adiabatique de l'air atmosphérique

Il est bien connu que les turbines à gaz ont des performances (puissance et rendement) sensibles aux conditions environnantes, chutant de façon significative lorsque l'air atmosphérique est très chaud par rapport aux conditions nominales. Par exemple, partant de conditions nominales définies pour 15°C et une hygrométrie moyenne, les puissance et rendement peuvent chuter d'environ 7% lorsque la température ambiante atteint 40°C (cas où la pression et la température d'entrée dans la turbine sont voisines respectivement de 10 bars et 1000°C, les rendements de compression et détente étant proches de 85%).

On peut alors être amené à (sur)dimensionner une machine susceptible d'être soumise à de telles variations pour assurer la production attendue en configurations extrêmes et, par conséquent, à pénaliser la machine pour son exploitation la plus fréquente, à moins que le refroidissement de l'air atmosphérique soit envisageable...

Alors, sur certains sites, l'humidification de l'air atmosphérique entrant dans le compresseur peut assurer un refroidissement (adiabatique) pour en revenir à des conditions de fonctionnement proches des conditions nominales, évitant le surdimensionnement et ses inconvénients.

Cette *technique* peut être considérée comme une première utilisation avantageuse d'eau additionnelle (Ansari M.R., 1998).

Mais l'utilisation de l'eau nous ouvre d'autres perspectives pour une exploitation plus performante des turbines terrestres en configuration atmosphérique nominale (Stecco S., 1993)...

2.2.1 Le cycle à injection de vapeur ou cycle STIG (steam in gas turbine)

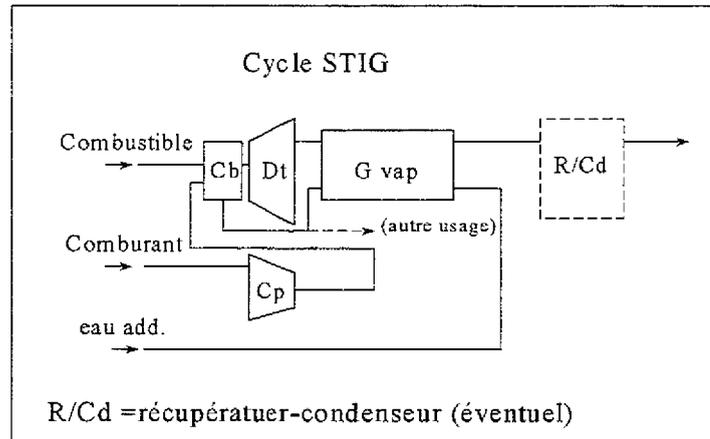


Fig. 2.1 Cycle steam in gas turbine

Ce cycle est un cycle de Joule caractérisé par la mise en place d'un générateur de vapeur G_{vap} placé sur les gaz détendus. L'eau *additionnelle* nécessaire est introduite en phase liquide, portée à la pression souhaitée, préchauffée, vaporisée puis surchauffée par récupération sur les gaz sortant de la turbine dans ce générateur, avant de rejoindre la chambre de combustion à l'entrée de l'unique turbine de détente (voir figure 2.1).

L'eau additionnelle joue le rôle de vecteur de recyclage d'enthalpie, améliorant ainsi de façon importante l'efficacité de la turbine à gaz.

On notera que la vapeur d'eau générée par le récupérateur est *pure* et peut indifféremment être déviée vers d'autres applications, offrant ainsi à ce cycle de nombreuses variantes d'exploitation pour co-générer force et vapeur, voire alimenter un cycle de Rankine et constituer un *cycle combiné*.

Le cycle *STIG* atteint ses performances mécaniques optimales lorsque :

- la surchauffe de la vapeur est maximale (jusqu'à la température de détente des gaz T_{dt} ;
- les produits de combustion et eau additionnelle $PC+Q_{eadd}$ sortent du générateur de vapeur à la température de vaporisation T_v (ce qui est théoriquement possible compte tenu de la capacité thermique, côté vapeur générée) ;
- le refroidissement des produits de combustion et eau additionnelle $PC+Q_{eadd}$ est poursuivi en dessous de T_v , jusqu'à la valeur T_{ge} , en assurant le préchauffage de l'eau liquide introduite de T_e jusqu'à T_v .

Par exemple, partant d'une turbine ayant un rendement selon le cycle traditionnel (Joule) de 30,4% (cas où la température de combustion $T_{cb}=1000^{\circ}\text{C}$ et le taux de compression $tcr = 10$, les rendements de compression et détente de 85%), l'exploitation de la même machine selon le cycle STIG permettra d'atteindre un rendement W de 42,2% Pci, soit un gain de 39%, la consommation d'eau additionnelle Q_{eadd} étant de 8,7 moles d'eau/mole de combustible (mol/molc ; voir tableau 2.1).

Tableau 2.1 : Perspectives de performances de cycles STIG

Cycle STIG			
Taux de compression	$tcr = 5$	$tcr = 10$	$tcr = 15$
$T_{cb} = 600^{\circ}\text{C}$	W = 27,1% Pci fa = 6,0 Q _{eadd} = 9,0 mol/molc		
$T_{cb} = 800^{\circ}\text{C}$	W = 32,8% Pci fa = 3,6 Q _{eadd} = 10,2 mol/molc	W = 36,4 % Pci fa = 4,4 Q _{eadd} = 7,9 mol/molc	
$T_{cb} = 1000^{\circ}\text{C}$	W = 36,3% Pci fa = 2,4 Q _{eadd} = 10,6 mol/molc	W = 42,2% Pci fa = 2,8 Q _{eadd} = 8,7 mol/molc	W = 43,6% Pci fa = 3,2 Q _{eadd} = 7,6 mol/molc
$T_{cb} = 1200^{\circ}\text{C}$		W = 45,8% Pci fa = 1,9 Q _{eadd} = 9,0 mol/molc	W = 48,3% Pci fa = 2,1 Q _{eadd} = 8,1 mol/molc
$T_{cb} = 1400^{\circ}\text{C}$			W = 51,5% Pci fa = 1,5 Q _{eadd} = 8,3 mol/molc

2.2.2 Le cycle régénératif en combustion humide ou cycle HAT (humidified air turbine)

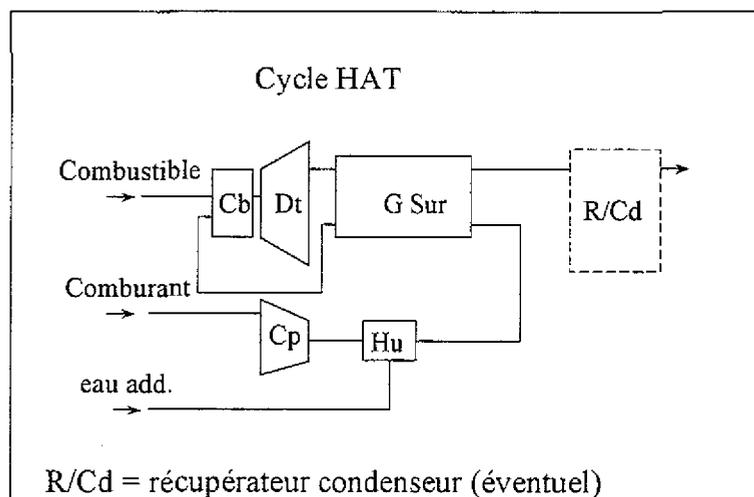


Fig. 2.2 Cycle humidified air turbine

Ce cycle est un cycle de Joule caractérisé par l'introduction, après mise en pression, d'eau additionnelle liquide dans l'air chaud sortant du compresseur. L'air comprimé est ainsi humidifié jusqu'à saturation pour atteindre sa température humide de fin de compression. Fortement refroidi et saturé en vapeur d'eau, l'air comprimé offre alors un fort potentiel de récupération sur les gaz détendus (voir figure 2.2).

La récupération thermique sur les gaz sortant de la turbine de détente assure la surchauffe de l'air comburant humide avant son introduction dans la chambre de combustion.

Le cycle *HAT* atteint ses performances mécaniques optimales lorsque :

- l'injection d'eau liquide en sortie de compresseur aboutit à la saturation en vapeur d'eau de l'air comprimé à température humide constante, l'enthalpie de l'air comprimé étant augmentée de l'enthalpie de l'eau liquide préchauffée à la température de saturation T_{es} ainsi obtenue ;
- l'air humide est ensuite surchauffé jusqu'à la température de détente T_{dt} des gaz sortant de la turbine de détente ;
- les gaz de combustion sortants continus d'être refroidis en assurant le préchauffage de l'eau liquide jusqu'à T_{es} .

Par exemple, partant toujours d'une turbine ayant un rendement selon le cycle traditionnel (Joule) de 30,4% (cas où la température de combustion $T_{cb}=1000^{\circ}\text{C}$ et le taux de compression $tcr = 10$, les rendements de compression et détente de 85%), l'exploitation de la même machine selon le cycle HAT permettra d'atteindre un rendement W de 48,9% Pci, soit un gain de 61%, la consommation d'eau additionnelle Q_{eadd} étant de 6,7 moles d'eau/mole de combustible (voir tableau 2.2).

Tableau 2.2 : Perspectives de performances de cycles HAT

Cycle HAT			
Taux de compression.	$tcr = 5$	$tcr = 10$	$tcr = 15$
$T_{cb} = 600^{\circ}\text{C}$	W = 34,2% Pci fa = 8,9 Q _{eadd} = 8,3 mol/molc		
$T_{cb} = 800^{\circ}\text{C}$	W = 47,8% Pci fa = 6,8 Q _{eadd} = 6,4 mol/molc	W = 39,5 % Pci fa = 5,0 Q _{eadd} = 8,2 mol/molc	
$T_{cb} = 1000^{\circ}\text{C}$	W = 54,0% Pci fa = 5,8 Q _{eadd} = 5,4 mol/molc	W = 48,9% Pci fa = 4,1 Q _{eadd} = 6,7	W = 46,4% Pci fa = 3,5 Q _{eadd} = 7,4
$T_{cb} = 1200^{\circ}\text{C}$		W = 54,9% Pci fa = 3,4 Q _{eadd} = 5,7 mol/molc	W = 53,3% Pci fa = 2,9 Q _{eadd} = 6,2
$T_{cb} = 1400^{\circ}\text{C}$			W = 58,8% Pci fa = 2,5 Q _{eadd} = 5,3 mol/molc

A propos des cycles régénératifs, nous avons évoqué au chapitre 1 la possibilité d'un refroidissement entre deux étages de compression (intercooling), en notant que ce refroidissement pouvait être adiabatique, dû à une injection d'eau. Une telle disposition est évidemment envisageable en cas de cycle HAT, pour en améliorer encore les performances.

2.2.3 Les performances comparées des différents cycles de turbines à combustion

Tableau 2.3 : Performances comparées des différents cycles de turbines à combustion

T comb. = T_{cb}	Tx de comp. = $t_{cr} = 5$	=10	=15	
600°c	J	19,6%Pci		
	J+Re	28,0%Pci		
	STIG	27,1%Pci		
	HAT	34,2%Pci		
	CC	37,3%Pci		
800°c	J	24,0%Pci	J 26,9%Pci	
	J+Re	41,8%Pci	J+Re 29,3%Pci	
	STIG	32,8%Pci	STIG 36,4%Pci	
	HAT	47,8%Pci	HAT 39,5%Pci	
	CC	45,6%Pci	CC 43,7%Pci	
1000°C	J	25,5%Pci	J 31,4%Pci	J 33,1%Pci
	J+Re	50,3%Pci	J+Re 40,7%Pci	J+Re 34,9%Pci
	STIG	36,3%Pci	STIG 42,2%Pci	STIG 43,6%Pci
	HAT	54,0%Pci	HAT 48,9%Pci	HAT 46,4%Pci
	CC	49,7%Pci	CC 51,6%Pci	CC 47,4%Pci
1200°C			J 33,2%Pci	J 36,3%Pci
			J+Re 48,4%Pci	J+Re 43,8%Pci
			STIG 45,8%Pci	STIG 48,3%Pci
			HAT 54,9%Pci	HAT 53,3%Pci
			CC 54,9%Pci	CC 56,4%Pci
1400°C				J 38,2%Pci
				J+Re 50,2%Pci
				STIG 51,5%Pci
				HAT 58,8%Pci
				CC 59,2%Pci

Supposant que les rendements des compresseur et turbine de détente sont toujours identiques ($=0,85$), que l'efficacité des échangeurs est toujours de 100% et les conditions atmosphériques normales, le tableau 2.3 ci dessus nous permet d'apprécier plus complètement les performances des turbines à combustion humide en les comparant aux cas des cycles de Joule (J), Joule avec préchauffage d'air ou régénératif (J+Re) et au cas des cycles combinés associant le cycle de Rankine au cycle de Joule (CC).

Nous voyons que pour des conditions de température T_{cb} et pression de combustion déterminée par le taux de compression t_{cr} , les turbines à combustion terrestres sont

susceptibles de performances très variables selon le cycle d'exploitation retenu. Le classement est pratiquement toujours le même à la faveur des cycles à combustion humide, ceux-ci atteignant les performances des cycles combinés lorsque la température de combustion est 1200°C et la pression 10 bars.

Par ailleurs, nous reviendrons au chapitre 6 sur l'impact du choix du cycle sur la taille des machines : une caractéristique déterminante de l'investissement nécessaire et donc déterminant sur le choix final (le coefficient de taille dont il sera alors question est aussi à corrélérer avec l'inverse de la puissance de l'élément considéré).

2.2.4 Turbines à gaz en combustion humide et cogénération

Nous avons montré l'efficacité énergétique de cycles de turbines à combustion humide pour la seule production de travail. Cette efficacité se traduit par le rejet de gaz relativement froids, chargés en vapeur d'eau. Nous avons souligné la capacité de ces cycles à concurrencer les cycles combinés. Mais nous avons également pu constater, dans les deux cas, une forte consommation d'eau ...qui se traduit par le rejet de gaz fortement chargés en vapeur d'eau.

On verra par ailleurs, au chapitre 6, que cette *eau additionnelle* doit répondre à des exigences techniques précises...

Alors, la condensation de vapeur d'eau, visant une quantité égale à celle utile au fonctionnement du *cycle humide* optimisé devient un objectif pertinent du point de vue technique et économique.

Si la chaleur latente de condensation de la vapeur est valorisable, la pertinence du projet sera meilleure.

Avec la mise en place d'un cycle de *pompe à vapeur d'eau* sur une turbine en combustion humide, le niveau de la température de condensation des gaz rejetés peut être augmenté, rendant ainsi la valorisation de la chaleur de condensation plus aisée.

Mais auparavant le cycle de *pompe à vapeur d'eau* doit être décrit : un cycle qui peut être adapté à la plupart des machines thermiques avec combustion, pour leur offrir des possibilités de performances thermiques et écologiques maximales...

2.3 LA POMPE A VAPEUR D'EAU

2.3.1 Principe

On appelle *pompe à vapeur d'eau* (PAVE), un échangeur de masse et de chaleur, *ultime*, donc placé en fin de procédé thermique avec combustion, chargé de recycler - au moins en partie - l'énergie sensible et latente résiduelle contenue dans les gaz de combustion sortants (voir figure 2.3 ; Guillet R., 1978, 1979).

Cet échangeur utilise comme puits (ou *source froide*) et vecteur de recyclage d'enthalpie, le comburant, pris dans les conditions ambiantes environnantes, pour le soumettre à un préchauffage et une humidification simultanés. Côté gaz sortants, il y a refroidissement et condensation de vapeur d'eau, côté air entrant, il y a préchauffage et humidification (par évaporation).

Ainsi ces échanges donnent lieu à un transfert de chaleur et de masse essentiellement dû, d'un côté, au refroidissement et à la condensation ultimes de la vapeur d'eau encore contenue dans les produits de combustion sortants, de l'autre, à l'évaporation engendrée par le *préchauffage humide* de l'air entrant.

Pour l'essentiel, tout se passe comme s'il y avait *pompage de vapeur d'eau* dans les gaz sortants et ré - injection de cette vapeur dans le comburant entrant. La combustion avec l'air préchauffé et humidifié engendre des produits de combustion dont la teneur en vapeur d'eau est augmentée par rapport au cas d'une combustion avec l'air atmosphérique. Ce qui signifie une température de condensation débutante (température de rosée eau) plus élevée pour ces gaz de combustion. L'échange de chaleur latente n'est performant que si, pour équilibrer la chaleur latente de condensation, l'air comburant entrant est humidifié pratiquement jusqu'à saturation en vapeur, en même temps que sa température augmente, prélevant ainsi, côté air entrant et à fin d'évaporation, l'équivalent de la chaleur sensible et latente de condensation des gaz sortants.

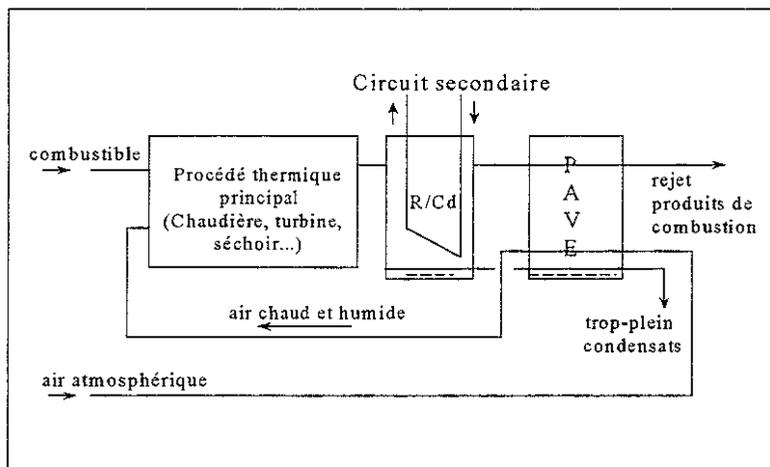


Fig 2.3 Mise en œuvre de la pompe à vapeur d'eau

Le comburant (air atmosphérique le plus souvent) étant dans les conditions ambiantes environnantes, l'échange qui s'opère dans la pompe à vapeur d'eau peut théoriquement refroidir les produits de combustion jusqu'aux dites conditions ambiantes environnantes et ainsi aboutir à la récupération de la quasi totalité du pouvoir calorifique supérieur du combustible, sans que le procédé qui reçoit l'énergie thermique produite par la combustion ait à offrir une zone d'échange maintenue à cette température ambiante environnante.

Toutefois, la récupération effective d'énergie latente pour le compte d'une utilité, impose l'existence d'un récupérateur-condenseur R/Cd, situé en amont de la pompe à vapeur d'eau

sur le circuit des gaz sortants et dont le rôle est d'extraire, la chaleur recyclée par l'échangeur final (PAVE).

Si la température de rosée des produits de combustion est augmentée par l'effet PAVE, la température d'entrée du fluide secondaire du récupérateur-condenseur R/Cd doit nécessairement être inférieure à cette température de rosée (respectant par ailleurs un écart de température compatible avec l'efficacité du récupérateur-condenseur et la quantité de chaleur à récupérer).

Ainsi, la quasi totalité du *pouvoir calorifique supérieur* (100% Pcs) du combustible peut théoriquement être piégée dans le procédé (aucun rejet thermique à la cheminée), tandis que la combustion s'effectue avec un air chaud, pratiquement saturé en vapeur d'eau à la température de préchauffage de cet air.

En pratique, l'efficacité de la pompe à vapeur d'eau - ou rapport entre l'enthalpie recyclée par le comburant et l'enthalpie des produits de combustion entrant dans la pompe à vapeur d'eau (exprimée par rapport aux conditions ambiantes) atteint 70% (voir également chapitre 6). L'eau qui humidifie l'air est alors soumise au contact direct des produits de combustion, se confondant avec les condensats recyclés (si on souhaite humidifier le comburant entrant avec une eau *neuve*, la nécessaire mise en œuvre d'un échangeur eau/eau supplémentaire - en pointillés sur la figure 2.4 - diminue l'efficacité de la pompe à vapeur d'eau.

On peut aussi comparer l'effet *PAVE* à celui d'une compression mécanique de vapeur, permettant une récupération de chaleur latente à une température plus élevée (le taux de compression équivalent atteignant 2 dans le cas d'une pompe à vapeur d'eau sur chaudière).

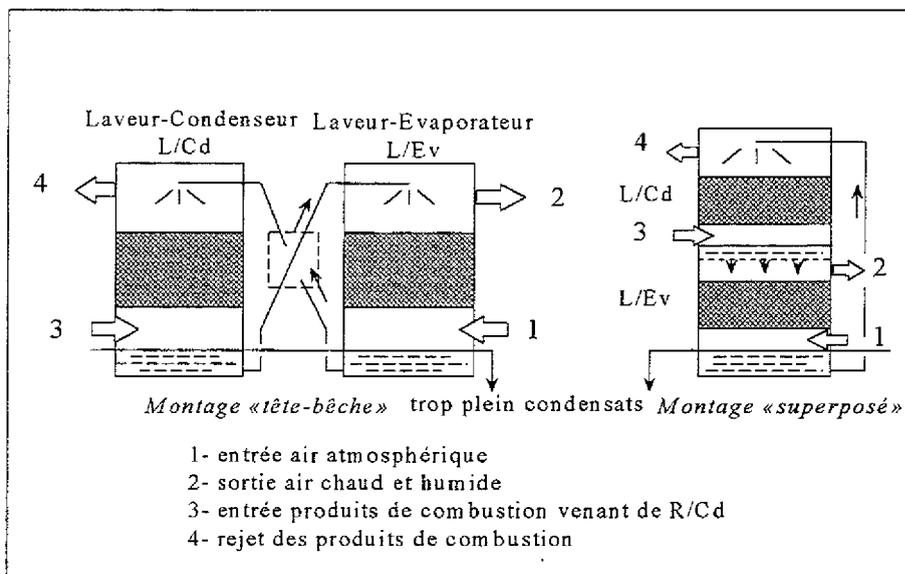


Fig. 2.4 Pompe à vapeur selon la Société Seccacier

Par exemple, dans le cas des deux montages ci-dessus qui mettent en œuvre deux laveurs de gaz, le transfert thermique et massique est assuré par une boucle d'eau de lavage de gaz. Partant du point bas (le plus proche de l'entrée d'air atmosphérique, donc le plus froid) du laveur-évaporateur L/Ev, l'eau arrose le point haut (le plus proche de la sortie des gaz de

combustion) du laveur-condenseur L/Cd et retombe après échange à contre-courant avec les gaz sortants au bas (point le plus chaud) de L/Cd avant d'être introduite en partie haute de L/Ev où elle procède à un échange à contre courant avec l'air comburant entrant pour revenir au bas de L/Ev...

Il s'agit là aussi d'une forme de combustion humide pour laquelle, au niveau de la chambre de combustion et, comme ce fut le cas avec le cycle HAT, l'eau est introduite sous forme de vapeur associée à l'agent comburant.

2.3.2 Application aux générateurs à condensation

Permettant d'accroître d'environ 12°C la température de rosée des produits issus d'une combustion proche de la combustion stoechiométrique (telle que pratiquée en chaudières), le concept de pompe à vapeur d'eau a d'abord été imaginé puis développé pour accroître le champ d'application (et/ou augmenter le rendement de combustion) des *générateurs à condensation* (voir tableau 2.4). Ce type de chaudières à eau chaude a alors pu être plus largement proposé en chauffage résidentiel (pour lequel on sait que la température nominale de l'eau en retour chaudière atteint 70°C, alors que la température de rosée des produits de la combustion ne dépasse pas 60°C dans le cas le plus favorable du gaz naturel en combustion stoechiométrique) (Guillet R., 1979).

Ainsi, depuis les années 1985, des installations dont la puissance va de quelques centaines de kilowatts jusqu'à quelques dizaines de mégawatts mettent en œuvre ce concept en France et Europe, aux USA (Guillet R., 1988, 1990, 1995).

Tableau 2.4 Exemple de performance de chaudière à eau chaude équipée de PAVE (Cas du générateur à condensation ALTAREX de Seccacier)

Puissance	Facteur d'air f_a	t_{ecd} (°C)	Efficacité PAVE E_f (%)	Rendement Générateur (% Pcs)
510 kW	1,19	37,2	71	97,4
	1,14	50,0	66	96,5
	1,19	70,1	70	92,8
340 kW	1,23	43,9	72	97,8
	1,30	61,5	69	94,4
	1,30	65,1	72	93,0

Le gain en rendement est surtout apprécié lorsque la température t_{ecd} dépasse 50°C et est alors de l'ordre de 6% par rapport à un générateur à condensation non équipé de PAVE et de 12% par rapport à une chaudière à eau chaude traditionnelle.

Plus récemment, ce concept a été appliqué aux générateurs de chaleur à *contact direct* (contact direct entre une boucle d'eau liquide utilisée comme fluide caloporteur qui vient se réchauffer dans le générateur et les produits de combustion).

En effet, ce type de générateurs – bien qu’assez largement utilisé dans le contexte industriel en Amérique du Nord – ne peut être proposé pour le chauffage résidentiel. Nous l’avons écrit plus haut, la température de l’eau fluide calorporteur entrant pouvant atteindre 70°C, aboutissant alors à un rejet de produits de combustion saturés à une température au moins égale à 70°C, le générateur d’eau chaude à contact direct voit ses performances chuter très vite, se transformant en véritable *bouilloire* (expression québécoise), véritable générateur de nuages qui, par temps froid, resteront au sol avec risque de formation de verglas et ses dangers...Déplaçant la température de rosée au dessus de la température *critique* de 70°C, le concept de pompe à vapeur d’eau a alors pu être valorisé dans ce contexte et les premières unités de générateurs à contact direct ainsi équipés sont en service au Canada (Brunet S., *et al.* 1998).

2.3.3 Le cas des turbines STIG et HAT équipées de PAVE

Nous avons vu que, par principe, la pompe à vapeur d’eau augmente la température de rosée eau des produits de combustion et ainsi rend possible la récupération de chaleur latente de condensation à une température plus élevée. Il est donc intéressant de préciser l’apport de ce concept dans le cas des cycles de turbines à gaz décrits précédemment (Guillet R., 1992).

Nous apprécierons l’effet PAVE en comparant les performances des cycles STIG et HAT précédents à celles obtenues en les équipant d’une pompe à vapeur d’eau, l’air sortant de la PAVE étant saturé à 50°C (voir tableau 2.5).

La comparaison est toujours faite en supposant que la température de consigne à l’entrée de la turbine de détente est 1000°C, le taux de compression 10, les rendements polytropiques du compresseur d’air et de la turbine de détente égaux à 85%. Les conditions atmosphériques sont les conditions normales, le combustible est le méthane. Le cycle de référence reste le cycle de Joule.

On constate que la mise en œuvre de la pompe à vapeur d’eau fait légèrement chuter les performances de la production de travail. Comme attendu, lorsque la configuration vise la suppression de consommation d’eau additionnelle (externe), la quantité d’eau condensée équilibrant l’eau utile à la turbine en combustion humide, les conditions de la valorisation de la chaleur latente de condensation, disponible en grande quantité respectivement 49,5%Pcs pour le cycle STIG et 45,4%Pcs pour le cycle HAT, sont améliorées de façon significative par la mise en œuvre de la pompe à vapeur d’eau.

Supposant toujours une efficacité du récupérateur-condenseur de 100%, les températures possibles sur le circuit secondaire sont maintenant 60,0°C/76,3°C (contre 41,7°C/69,7°C sans PAVE) pour le cycle STIG et 57,8°C/71,8°C (contre 35,6°C/61,4°C sans PAVE) pour le cycle HAT.

Le rendement exergétique global est amélioré d’environ 3% du Pcs lorsque la valorisation de la chaleur (essentiellement latente) récupérée se fait à niveau de température de retour du fluide thermique imposé (ici à 58°C) (voir chapitre 3).

Côté *dimensionnement*, on retient, comme cela sera précisé au chapitre 7, que le coefficient de taille du compresseur (C) des cycles STIG et HAT est augmenté par rapport à celui des

mêmes cycles sans PAVE (multiplié respectivement par 1,18 et 1,14), en restant cependant bien inférieur aux cas des cycles Joule et Joule régénératif.

Toutefois, on retiendra aussi que la comparaison entre les cycles Joule avec et sans PAVE n'est pas favorable à la mise en œuvre d'une PAVE sur un cycle de Joule.

Il est également à noter que la PAVE peut constituer un nouvel élément de régulation pour l'exploitation des turbines à gaz. En effet, sans modifier les vitesses de rotation, la seule action sur l'efficacité de la PAVE (obtenu par réglage d'un débit d'eau de lavage) modifie la répartition et les quantités de travail et de chaleur produites, pouvant aussi, par simple arrêt du lavage des gaz, en revenir à l'exploitation du cycle sans PAVE.

Nous pouvons alors retenir que, sous ses différentes formes, pour les turbines à gaz de petites et moyennes puissances, donc susceptibles d'être proposées en cogénération, la combustion par voie humide offre des perspectives de performances optimales, pouvant notamment concerner les applications dans les secteurs tertiaires et résidentielles.

Tableau 2.5 : Perspectives de performances de cycles STIG et HAT équipés de pompe à vapeur d'eau

Tb=1000°C tcr=10	Cycle STIG		Cycle HAT	
	Sans PAVE	Avec PAVE 50	Sans PAVE	Avec PAVE 50
fa =	2,78	2,50	4,05	3,43
Qeadd =	8,51	9,30	6,62	7,83
W (%Pcs) =	38,0*	37,6	44,0**	41,2
Hge =	61,3	83,5	55,5	86,2
T _s =	86,4	103,4	94,2	114,2
T _H =	69,7	76,3	61,4	71,8
T _R =	69,1	75,6	59,4	70,3
Q(%Pcs) =	48,9	49,5	42,8	45,4
Tee/Tes =	41,6/69,7	60,0/76,3	35,6/61,4	57,8/71,8

*ou 42,2%Pci ; **ou 48,9%Pci

PAVE 50 signifie que l'air sortant de la PAVE est saturé à 50°C

avec :

fa=facteur d'air

Qeadd=eau additionnelle utilisée par le cycle de la turbine à combustion et ensuite condensée (molH2O/molc)

W =rendement (mécanique) de la combustion, ici rapporté au Pcs (%)

Hge=enthalpie des gaz d'échappement avant récupération thermique/conditions atmosphériques standard et rapportée au Pcs (%)

T_s = température au bulbe sec des gaz d'échappement avant récupération thermique (°C)

T_H = température au bulbe humide des gaz d'échappement avant récupération thermique (°C)

T_R = température de rosée eau des gaz d'échappement avant récupération thermique (°C)

Q = rendement de la récupération thermique rapporté au Pcs (%)

Tee/Tes = Températures maximales entrée/sortie du fluide secondaire au récupérateur-condenseur (°C)

2.3.4 Autres procédés co-générateurs pouvant bénéficier de l'effet PAVE

(Guillet R., 2000)

Hormis le cas des générateurs à condensation pour lesquels le récupérateur-condenseur assure la même fonction de production que le système principal, il est utile, comme nous l'avons fait avec les turbines, d'examiner comment évolue le rendement du système principal...

Le cas des chaudières à vapeur

Nous observons ici des performances sur la production de vapeur plus ou moins favorables selon les caractéristiques de la vapeur produite et l'efficacité de la PAVE.

Les résultats présentés en tableau 2.6 supposent à nouveau que le combustible est le méthane, le réglage du facteur d'air est 1,15. Le rendement maximal possible pour la chaudière à vapeur seule et le gain par rapport à la configuration sans PAVE sont exprimés en % Pcs. Trois configurations (efficacités) de PAVE sont examinées, correspondant à trois températures de préchauffage d'air (toujours supposé saturé), soit $(T^*)_a=48^\circ\text{C}$; 55°C ; 62°C et trois températures de gaz de combustion à l'entrée du récupérateur-condenseur soit $T_{ge} = 100^\circ\text{C}$; 200°C ; 300°C pour signifier 3 différentes configurations de production de vapeur.

Tableau 2.6 : Perspectives de performances de chaudières à vapeur équipées de pompe à vapeur d'eau

Gain exprimés en % Pcs	$T_{ge}=100^\circ\text{C}$	$T_{ge}=200^\circ\text{C}$	$T_{ge}=300^\circ\text{C}$
$(T^*)_a=48^\circ\text{C}$			
Rt chaudière vapeur (%Pcs)	87,45	82,72	77,82
Gain (%Pcs)	+0,95	+0,45	-0,06
$(T^*)_a=55^\circ\text{C}$			
Rt chaudière vapeur (%Pcs)	87,62	82,64	77,48
Gain (%Pcs)	+1,12	+0,37	-0,40
$(T^*)_a=62^\circ\text{C}$			
Rt chaudière vapeur (%Pcs)	87,78	82,42	76,86
Gain (%Pcs)	+1,28	+0,15	-1,02

On constate que la chaudière à vapeur peut bénéficier d'un léger accroissement de performances (0,45 à 1,28%) lorsqu'elle produit de la vapeur basse pression et rejette les produits de combustion à la température T_{eg} comprise entre 200 et 100°C , offrant alors des perspectives intéressantes dans les procédés industriels susceptibles de valoriser l'énergie disponible au récupérateur-condenseur associé, par exemple en applications agro-alimentaires.

Les séchoirs à contact direct

Ici encore, mise en oeuvre sur des séchoirs à contact direct équipés de récupérateur-condenseur, la pompe à vapeur d'eau offre la perspective de récupérer l'énergie latente contenue dans les gaz humides sortant du séchoir à température plus élevée que dans le cas d'une installation traditionnelle avec combustion atmosphérique.

A nouveau, il est intéressant de préciser comment simultanément évoluent les performances du séchoir avec le recyclage d'enthalpie et l'utilisation d'air comburant préchauffé et saturé en vapeur d'eau.

Le tableau 2.7 apporte ces précisions pour le cas de séchage à partir de gaz de combustion à 200°C. Différentes configurations avec mise en place d'une pompe à vapeur d'eau saturant l'air respectivement à $(T^*)_a = 48^\circ\text{C}$, 55°C , 62°C sont comparées à la configuration traditionnelle avec combustion atmosphérique. A noter que cette configuration traditionnelle, dans le cas de l'utilisation de méthane comme combustible dans un séchoir idéal (sans pertes thermiques), mènerait à une évaporation de 14,523 moles d'eau par mole de combustible et une température maximale du fluide secondaire en sortie de récupérateur-condenseur de $47,8^\circ\text{C}$.

La mise en place d'une pompe à vapeur d'eau aboutit ici à des perspectives de gain en pouvoir séchant comprises 16,9 % et 23,0 %, tandis que les gains de températures possibles au circuit secondaire du récupérateur-condenseur atteignent 20°C ($68,8^\circ\text{C}$ contre $47,8^\circ\text{C}$), rendant plus aisée la valorisation de l'importante quantité de chaleur latente contenue dans les gaz sortants.

Tableau 2.7 : Perspectives de performances de séchoirs *directs* équipés de pompe à vapeur d'eau

Configurations	facteur d'air	Gain pouvoir séchant	temp.max.récup.
Réf. air ambiant 15°C ; hyg:1013hPa;8hpa	17,171	$(Q_{\text{évap}})_{\text{Max}} = 14,523$ (mol/molc)	$47,8^\circ\text{C}$
$(T^*)_a = 48^\circ\text{C}$	16,256	+16,9 %	$60,2^\circ\text{C}$
$(T^*)_a = 55^\circ\text{C}$	16,051	+20,0 %	$64,2^\circ\text{C}$
$(T^*)_a = 62^\circ\text{C}$	15,506	+23,0 %	$68,8^\circ\text{C}$

L'incinération avec lavage des gaz (cf figure 2.5)

Les procédés d'incinération actuels sont désormais contraints d'épurer les gaz issus des fours avant leur rejet à l'atmosphère.

Ce traitement met alors le plus souvent en oeuvre des laveurs dans lesquels des échanges thermiques et massiques entre l'eau de lavage et les gaz chauds aboutissent :

- d'une part, à une forte évaporation de l'eau de lavage (pour le moins, peu esthétique, puisque la condensation atmosphérique des gaz fortement chargés en eau et saturés est systématique ; on peut estimer que le panache atmosphérique représente de 1 à 2 kg d'eau par kg de déchets incinérés et 15 à 25 % de l'énergie libérée par la combustion) ;

- d'autre part, à la nécessaire mise en œuvre d'un échangeur (R2), refroidisseur de l'eau issue du laveur à une température trop élevée pour être rejetée directement à la rivière (température dépassant 40°C).

Par ailleurs, afin de compenser la faiblesse du pouvoir calorifique des déchets incinérés et d'assurer une température de combustion suffisante pour une incinération respectant la réglementation, voire d'améliorer les performances du générateur de vapeur (R1), un préchauffeur d'air (Pr) est également souvent installé.

Alors et dans un contexte de co-génération (vapeur produite par la chaudière R1 + eau chaude produite par R2), une modification de l'agencement des laveur, échangeurs Pr et R2, suffit pour rendre le procédé bénéficiaire du principe de la pompe à vapeur d'eau.

Conformément à la figure 2.5, le préchauffeur Pr sera remplacé par le préchauffeur-humidificateur que constitue le laveur-évaporateur d'une PAVE selon la technologie du double laveur (voir figure 2.4 ou 7.11 au chapitre 7). De son côté, la tour de lavage (préexistante) sera exploitée sur deux niveaux :

- la partie basse associée à R2 constituera le récupérateur-condenseur associé au procédé. L'eau chaude récoltée en partie basse de la tour de lavage ayant traversée R2 sera orientée, pour une partie, à mi-hauteur de la tour de lavage, pour l'autre partie, en haut du laveur évaporateur (LEv) placé sur l'air de combustion ;
- la partie haute constituera le laveur-condenseur de la PAVE (LCd), irrigué au point le plus haut par l'eau récoltée au bas du laveur LEv.

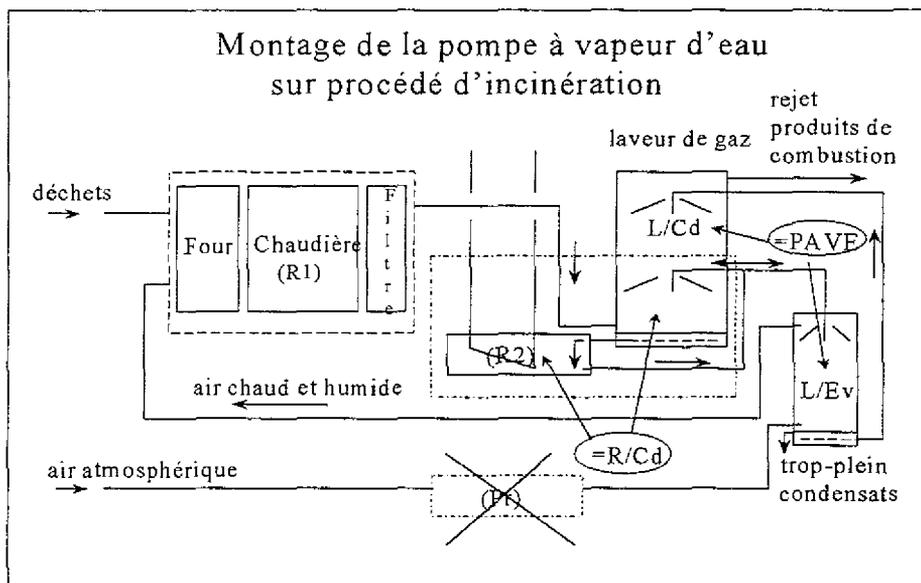


Fig. 2.5 Mise en œuvre de PAVE en incinération

Alors, en même temps qu'il y a perspective de récupération énergétique optimale sur le procédé d'incinération, les rejets d'eau liquide et vapeur à l'atmosphère sont minimisés...

A noter que le passage de la configuration d'incinérateur traditionnelle à la configuration PAVE que nous venons de présenter peut servir de modèle à d'autres configurations* de combustion mettant en œuvre des laveurs.

*Nous avons été consulté au milieu des années 1990 par le Pr Ass. I.C. Ilyev de l'Université bulgare Angel Kanchev de Rousse, lui-même conseillé par le Pr G. Stedberg du Royal Institute de Stockholm et qui connaissait alors le principe de la PAVE, pour un projet de combustion humide de tourbe. Malheureusement nous n'avons pu obtenir d'information récente sur l'évolution de ce projet.

2.4 AVANTAGES ECOLOGIQUES DE LA COMBUSTION PAR VOIE HUMIDE

Selon les configurations indiquées, la combustion par voie humide améliore le rendement de combustion, par conséquent elle diminue dans le rapport inverse l'émission de gaz polluants répertoriés. Plus particulièrement, on insiste ici sur la diminution du CO₂ pour lequel la formation est incontournable... comme l'est celle de la vapeur d'eau !

Regardant maintenant l'impact sur la combustion, on retiendra que l'eau intervient favorablement pour assurer, via des mécanismes physico-chimiques complexes, un meilleur achèvement de la combustion (notamment du à des phénomènes de micro explosions et à la plus forte concentration en radicaux OH produits par la présence d'eau). Ces résultats ont été mis en valeur dans la combustion des fiouls lourds par Rao V. K, *et al.*, 1984 et Sjögren A., 1976 (voir figures 2.5 et 2.6).

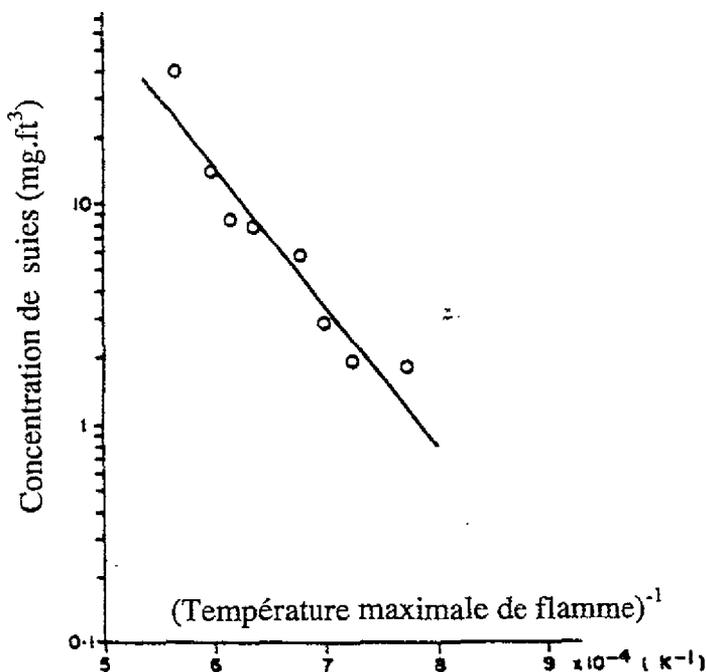


Fig 2.6 Emissions de suies en fonction de la température de flamme (Rao *et al.*, 1984)

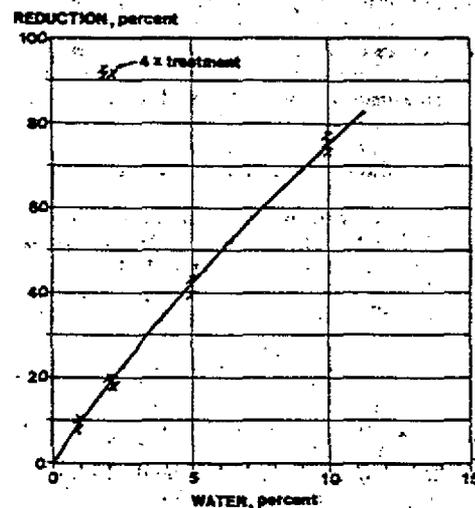


Fig. 2.7 Réduction des suies avec une émulsion fioul lourd/eau (Sjögren, 1976)

Mais le principal atout de la combustion par voie humide est la diminution de la formation des oxydes d'azote...

Comme déjà signalé, l'addition d'eau, implicite en cas de combustion humide, reste un facteur d'autant plus favorable à la réduction des NO_x qu'elle agit pour réduire la température de flamme et les concentrations en oxygène et azote.

Comme cela a été dit plus haut, son efficacité sur la réduction des oxydes d'azote est plus grande lorsqu'elle est introduite en phase liquide dans la zone des réactions en raison de la capacité d'absorption thermique de sa vaporisation.

2.4.1 Cas de turbines à gaz

Dans le cas des cycles STIG et HAT l'eau arrive sous forme de vapeur dans la chambre de combustion, pré-mélangée à l'air ou non, offrant, dans le premier cas, la possibilité du choix des points d'injection dans les zones les plus enclines à la formation des oxydes d'azote (voir figure 2.8).

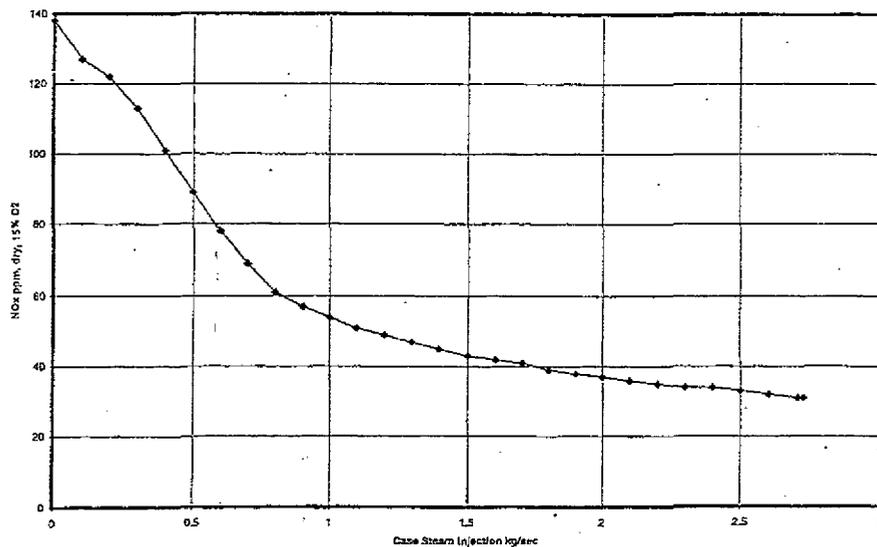


Fig. 2.8 Réduction des NO_x par injection de vapeur (Turbine 501-KH7 - Allison)

Mais l'eau à l'état liquide peut aussi être injectée directement dans les chambres de combustion de turbines à gaz pour réduire la température des zones les plus chaudes ou les plus propices à la formation des oxydes d'azote (Molière M., *et al*, 1991 - voir figure 2.9)

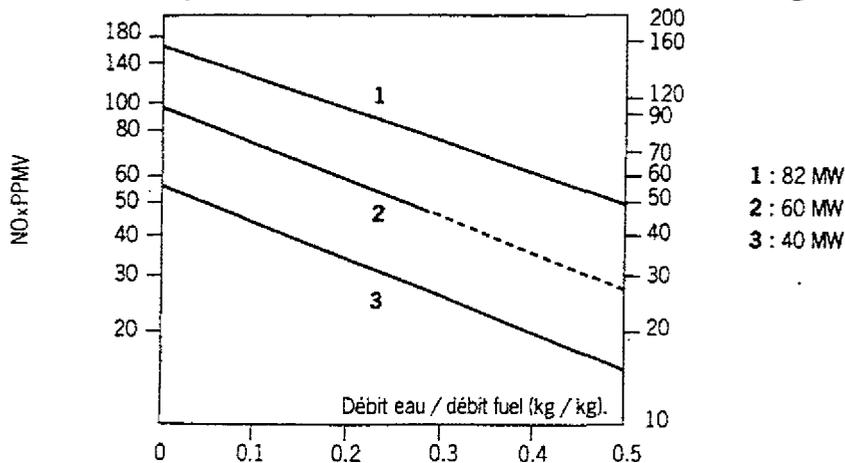


Fig. 2.9 Réduction des émissions de NO_x en fonction du taux d'eau émulsionnée et pour différentes puissances - Cas de la TAG 9000B GEC Alsthom

Contrairement aux cas des cycles STIG ou HAT pour lesquels les quantités d'eau mises en œuvre sont très importantes (de 5 à 7 fois la masse de combustible), les injections directes d'eau liquide dans la chambre de combustion des turbines à gaz à fin de réduction de NO_x sont beaucoup plus faibles (à peine une unité de masse d'eau pour une unité de masse de combustible). Cette injection de liquide aboutit généralement à une légère perte de rendement tandis que l'injection directe de vapeur aura un effet inverse. Dans les deux cas il y aura une légère augmentation de puissance (Cannon *et al*, 1996 ; Caillat S., 1999 – voir tableau 2.8).

Tableau 2.8 : Injection d'eau et performances de turbines à gaz

<i>Eau injectée</i>	<i>non</i>	<i>vapeur</i>	<i>vapeur</i>	<i>liquide</i>
ratio eau/fuel(kg/kg)	0	0.55	1.10	0.55
NO _x (ppm à 15 % O ₂)	150	75	42	60
Accroissement de puissance %	0	3.0	5.5	3.0
Accroissement de consommation %	0	1.5	2.3	4.8
Accroissement de rendement %	0	1.5	3.2	-1.8

2.4.2 Cas de chaudières

Des observations ont été faites en laboratoire et sur équipements industriels (figure 2.10). Par exemple, des travaux de laboratoire ont reproduit la configuration de la combustion avec mise en œuvre de pompe à vapeur d'eau (Caillat S., 1999) tandis que nous avons effectué des mesures sur site réel (Guillet R., 1995 - voir tableau 2.9).

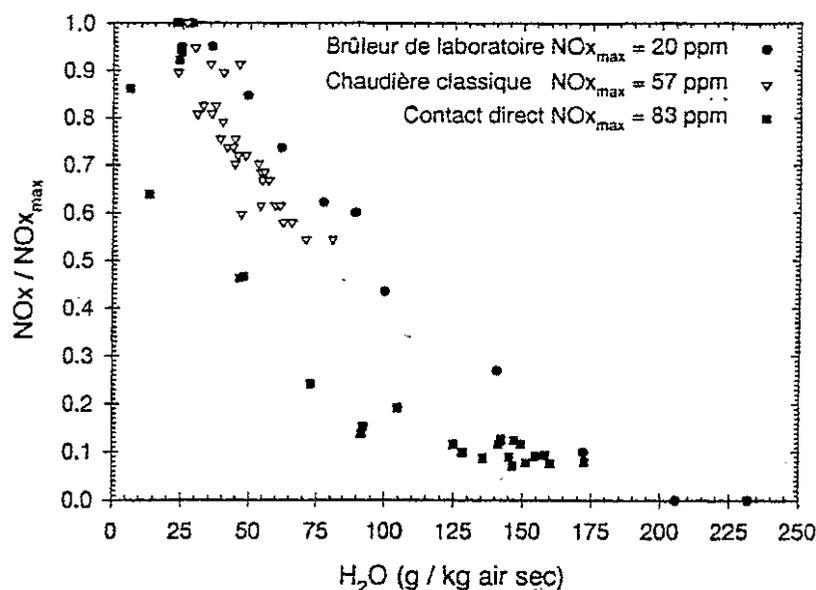


Fig 2.10 Emissions de NO_x en fonction de la quantité d'eau injectée en laboratoire puis sur générateurs à condensation à tubes et à contact direct équipés de pompe à vapeur d'eau (Caillat S., 1999)

Ces résultats sont confirmés sur chaudière équipée de pompe à vapeur d'eau à membrane (ALTAREX de Seccacier).

Tableau 2.9 : Résultats enregistrés sur la chaudière ALTAREX

Puissance Pu	t_2 (°C) ou $(T^*)_a$ température de l'air saturé	CO ₂ %	CO ppm	NO _x mg.(Nm ³ PC à 3 % O ₂) ⁻¹ (x 0,28 → mg.MJ ⁻¹) (P.c.i.)
Max. (≈ 510 kW)	34.2	9.8	< 5	78.7
	45	10.3	< 5	63.1
	64	9.8	7	15
Moy. (≈ 300 kW)	38.2	9.5	< 5	70.5
	54	8.9	< 5	30.3
	62.8	8.9	30	14.8
Mini (≈ 160 kW)	10(conditions atm)	9	< 5	150.0
	24	8.3	< 5	126.3
	33.5	8.6	< 5	103.7
	43.7	8.2	8	75.2

De même, les travaux de Boschan E. *et al* , 1990 confirment ces résultats, la capacité thermique que représente le ballast de vapeur d'eau l'emportant toujours sur le préchauffage qui, seul, serait néfaste (voir figure 2.11).

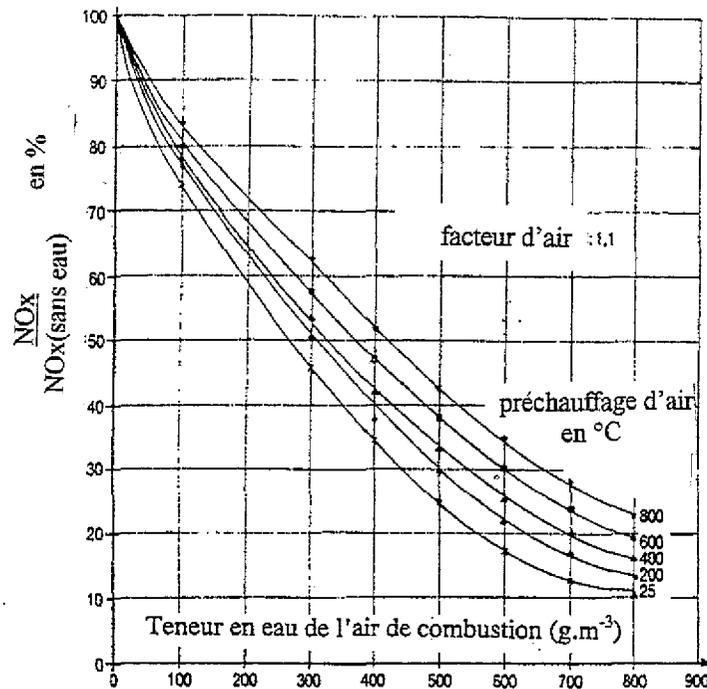


Fig 2.11 Réduction des émissions de NO_x en chaudières en fonction de la température de l'air et sa teneur en eau (Boschan E. *et al* , 1990)

2.4.3 Cas de moteurs alternatifs

Les résultats disponibles concernent essentiellement le cycle Diesel (par réputation, considéré comme plus polluant) (voir tableau 2.10). Il apparaît que les NO peuvent être ici réduits jusqu'à 70% par injection d'eau, avec le fioul ou avec l'air comburant. Cependant, considérant l'évolution de la formation du CO et des imbrûlés qui ont tendance à croître lorsque l'eau est introduite avec l'air, il est préférable de choisir l'injection avec le fioul qui permet concomitamment la réduction des CO et particules jusqu'à 50% (Greeves G. *et al.*, 1976).

Tableau 2.10 : Synthèse de résultats enregistrés sur moteurs alternatifs

Moteurs	Vitesse (rad/s : $\times 2\pi/60$)	Eau/fioul *	Ratio avec eau/sans eau			
			NO	HC	Suies	CO
ID	2000tr/min	0,21	0,62	1,0	1,3	1,5
ID	2000tr/min	0,5	0,53	1,0	0,5	0,6
ID	2000tr/min	0,8	0,32	2,0	0,25	0,45
ID	2000tr/min	0,8	0,34		0,63	0,4
ID	2600tr/min	0,5	0,72	2,8	0,63	0,69
ID	2000tr/min	0,21	0,81			
ID	2000tr/min	0,55	0,59			
ID	2000tr/min	0,21	0,67		0,25	0,77
ID	2000tr/min	0,55	0,28		0,12	0,81
ID	1500tr/min	0,21	0,68		0,64	0,6
ID	2500tr/min	0,21	0,76			
ID	2000tr/min	0,21	0,83		0,35	
	1500tr/min	0,21	0,85		0,68	
IDI	2500tr/min	0,21	0,62		1	1,67
IDI	2500tr/min	0,36	0,51			1,73

ID injection directe ; IDI injection indirecte ; *ratio en volume

Le cas d'injection *stratifiée* (voir figure 2.12 et chapitre 7) en cycle Diesel a été étudié par Kohketsu *et al.*

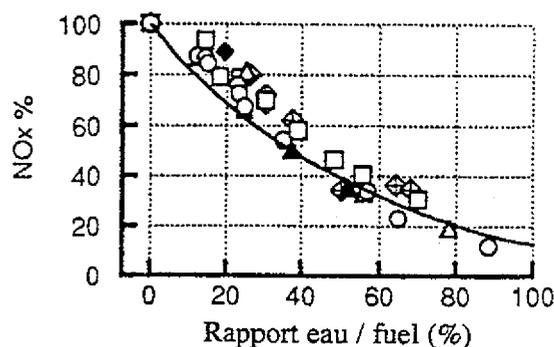


Fig. 2.12 Réduction des NO_x en cycle Diesel par injection stratifiée (Kohketsu S. *et al.*, 1996)

Synthèse du chapitre

Les cycles de combustion humide offrent des performances remarquables. Ce sont d'abord des cycles de turbines à combustion qui voient leurs performances s'accroître jusqu'à 60% par rapport au cycle de Joule. Ensuite, avec le cycle de pompe à vapeur d'eau, cycle adaptable sur la plupart des systèmes thermiques avec combustion, ce sont des rendements cogénératifs de combustion atteignant 100% du Pcs du combustible, partout où il y a possibilité de valoriser de la chaleur sous forme d'eau chaude aux environs de 70/90°C.

Côté environnement, la combustion humide offre des perspectives de combustion plus achevée, avec une forte diminution de la formation des NOx. Des nombreux travaux effectués sur ce thème on peut retenir les tendances ci-après (Caillat S., 1999) :

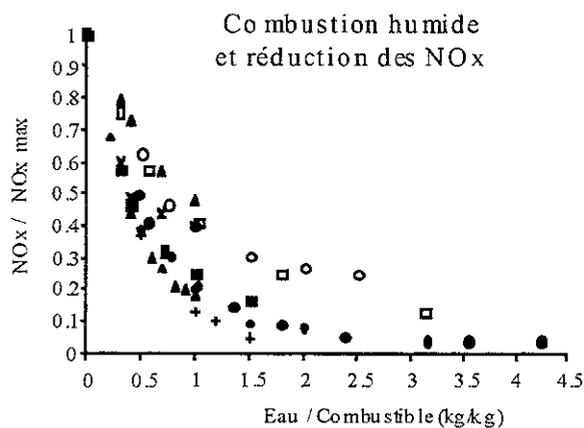


Figure 2.13

Et pour les émulsions :

Tableau 2.11 (Guillet R., 2000)

Bitume + 30% d'eau (orimulsion)	NOx Particules	-20% -60%
Fioul lourd + 20% d'eau	NOx Particules	-15% -80%
Carburant Diesel + 13% d'eau (aquazole)	NOx Particules	de -15 à -30% de -10 à -50%

Chapitre III

POUVOIRS CALORIFIQUES D'UN COMBUSTIBLE ET RENDEMENT DE COMBUSTION

La combustion par voie humide a pour défi des performances énergétiques maximales, allant jusqu'à la récupération de la chaleur latente de condensation de la vapeur d'eau issue de la combustion des hydrocarbures, voire d'autres combustibles. Des échanges massiques peuvent alors se développer en même temps que des échanges thermiques...

Afin de préparer les chapitres dédiés à l'analyse des performances des machines thermiques à combustion humide, il est utile de rappeler les définitions et d'établir les pouvoirs calorifiques dits inférieur et supérieur d'un combustible, la température de rosée eau des produits de combustion ainsi que le *rendement de la combustion* dans un système thermique.

La présentation faite s'appuie pour une grande part sur des considérations relatives à l'enthalpie, sans oublier que la pression a une influence sur les échanges massiques.

Il est également utile d'être précis et rigoureux, sur les considérations d'état de référence, notamment pour ce qui concerne l'eau, sur une stricte application du principe de l'état initial (état des éléments entrants dans le système considéré) et de l'état final (état des éléments sortants dudit système).

Les applications numériques et les valeurs décimales retenues dans ce chapitre et le chapitre 5 rendent également compte de ce souci de rigueur.

3.1 APPLICATION DU PREMIER PRINCIPE DE LA THERMODYNAMIQUE AUX PROCEDES AVEC COMBUSTION

Les machines thermiques à combustion interne sont des systèmes *ouverts*. Les flux de matière entrants sont soumis aux forces de pression extérieure (pressions généralement identiques à l'entrée et à la sortie). La fonction d'état à considérer ici est donc, a priori, l'enthalpie H .

Considérant l'unité de masse d'éléments entrants, si :

A représente l'état des éléments entrant dans le système ;

B représente l'état des éléments sortant du le système ;

W et Q représentent respectivement les énergies mécanique (autre que celles dues au travail des forces de pression extérieure) et thermique échangées avec l'extérieur ;

Si, par ailleurs, le concept d'enthalpie totale H_t tient compte des énergies cinétique et potentielle d'une unité de masse traversant le système (Feidt M., 1987), soit (avec $vit.$ vitesse de l'unité de masse considérée, g accélération de la pesanteur et z altitude) :

$$H_t = H + \frac{(vit.)^2}{2} + g_r \cdot z$$

le régime étant stationnaire, le flux de matière entrant est égal au flux de matière sortant et,

appliquant le premier principe de la thermodynamique, on peut écrire :

$$W_A^B + Q_A^B = H_{t,B} - H_{t,A}$$

La somme du travail et de la chaleur $W_A^B + Q_A^B$ fournie par un système ouvert évoluant entre deux états A et B est donc égale à la variation d'enthalpie totale des flux sortants et entrants $H_{t,B} - H_{t,A}$.

Les changements relatifs aux termes $\frac{(vit.)^2}{2} + g_r \cdot z$ étant maintenant assimilés à un échange de type W , on pourra revenir à l'écriture,

$$W_A^B + Q_A^B = H_B - H_A$$

On rappelle alors que, dans le cas des gaz parfaits ou semi-parfaits, l'expression de l'enthalpie ne dépend que de la température.

3.1.1 Les pouvoirs calorifiques à pression constante d'un combustible

Définition

Par définition, le *pouvoir calorifique* d'un combustible Pc est la quantité de chaleur dégagée par la combustion complète, sous la pression atmosphérique normale P_0 de 1013,25 hPa de l'unité de masse de ce combustible, les éléments intervenant dans la combustion étant pris initialement à 0°C (état A), et les produits issus de la combustion étant ramenés à 0°C (état B) (Biard E., 1950).

Cette définition est donc conforme aux transformations qui se produisent en système ouvert, les conditions initiales et finales étant imposées.

Et, appliquant le premier principe, nous pouvons écrire (a priori, ici il n'y a pas de travail) :

$$(Q_A^B)_{p_0, 0^\circ\text{C}} = (H_B - H_A)_{p_0, 0^\circ\text{C}} = -(Pc)_{p_0, 0^\circ\text{C}}$$

Le signe *moins* qui précède le pouvoir calorifique nous rappelle que les réactions de combustion sont exothermiques et son utilisation permet de donner une valeur positive au pouvoir calorifique.

Par contre, pour un système évoluant entre A et B et échangeant avec l'extérieur le travail (autre que celui dû aux forces de pression extérieure) W_A^B et la chaleur Q_A^B , on écrirait :

$$(W_A^B + Q_A^B)_{p_0, 0^\circ\text{C}} = -(Pc)_{p_0, 0^\circ\text{C}}$$

Nous intéressant à la combustion des hydrocarbures, nous rappellerons également les définitions des pouvoirs calorifiques *inférieur* et *supérieur*, respectivement Pci et Pcs d'un combustible.

La combustion des éléments hydrocarbonés donne lieu à la formation de dioxyde de carbone et d'eau (vapeur).

Le cycle qui ramène les produits de combustion jusqu'aux conditions initiales usuelles - température généralement comprise entre $- 50^{\circ}\text{C}$ et $+ 50^{\circ}\text{C}$ et pression proche de la pression atmosphérique normale ($1013,25 \text{ hPa}$) - peut, dans certains cas, donner lieu à la condensation plus ou moins totale de la vapeur d'eau formée lors de la combustion, le changement de phase apparaissant, par définition, à la température de rosée eau T_R .

Si on imagine que toute la vapeur d'eau formée lors de la combustion se condense lors du refroidissement jusqu'aux conditions initiales, le changement de phase est à l'origine d'une libération de chaleur complémentaire - chaleur latente de condensation - dont la quantité dépend uniquement de la teneur en hydrogène simple ou combiné, dite aussi *hydrogène total* du combustible.

Alors on obtient, à l'issue de la combustion, une quantité de chaleur totale (sensible et latente) égale, par définition, au *Pouvoir Calorifique Supérieur* du combustible (Pcs).

Au contraire, si on écarte la perspective de la condensation de la vapeur d'eau provenant de la combustion, le pouvoir calorifique ne peut plus être que la chaleur strictement libérée par les réactions chimiques d'oxydation qui se développent pendant la combustion : le pouvoir calorifique est alors dit *Pouvoir Calorifique Inférieur* du combustible (Pci).

La température de rosée eau des produits de combustion

Afin de la différencier du point de rosée acide (notamment lorsqu'il y a présence de soufre dans le combustible), la température à partir de laquelle apparaît la condensation de la vapeur d'eau contenue dans les produits de combustion est dite *température de rosée eau* T_R .

Cette température T_R dépend de la pression partielle (absolue) de la vapeur d'eau dans le mélange gazeux, comprenant les produits de la combustion et les éléments inertes associés et est telle que cette pression partielle devient saturante à ladite température de rosée eau.

Avec, en appliquant la loi de Dalton (la pression partielle de chaque composant d'un mélange de gaz est la pression qu'aurait ce composant si, seul, il occupait tout le volume occupé par le mélange; la pression totale du mélange est la somme des pressions partielles des divers composants du mélange) :

$$P_{\text{H}_2\text{O}_i} = P_{\text{gcs}} \cdot \frac{Z_{\text{H}_2\text{O}} \cdot N(\text{H}_2\text{O})_t}{Z_{\text{gcs}} \cdot N(\text{gcs}) + Z_{\text{H}_2\text{O}} \cdot N(\text{H}_2\text{O})_t}$$

où :

P_{tgc} est la pression totale des produits de combustion ;

$N(\text{H}_2\text{O})_t$ est le nombre total des moles d'eau associées à la combustion d'une mole de combustible ;

$N(\text{gcs})$ est le nombre de moles de produits de combustion déshydratés associées à la combustion d'une mole de combustible ;

Z_{H_2O} est le facteur de compressibilité de la vapeur d'eau à saturation ;
 Z_{gsc} est le facteur de compressibilité des produits de combustion déshydratés.

Ainsi, la température de rosée eau est telle que :

$$P_{PH_2O} = P_{sat}(T_R) = P_{tgc} \cdot \frac{Z_{H_2O} \cdot N(H_2O)_t}{Z_{gcs} \cdot N(gcs) + Z_{H_2O} \cdot N(H_2O)_t}$$

où $P_{sat}(T_R)$ est la pression saturante de vapeur d'eau correspondant à la température T_R .

Dans le cas d'une combustion complète et stoechiométrique (qui, pour des raisons d'efficacité, est la configuration de combustion toujours recherchée dans les générateurs d'énergie), T_R dépend donc des :

- pression totale des produits de combustion P_{tgc} ;
- teneur en vapeur d'eau du mélange gazeux, elle même fonction de :
 - la quantité d'eau issue de l'oxydation (c'est à dire de l'hydrogène total du combustible,
 - l'état hygrométrique des combustible et comburant utilisés,
 - l'eau additionnelle associée aux produits de combustion dans le procédé ;
- facteur d'air ;
- coefficients de compressibilité des composants.

Dans le contexte qui nous intéresse la température de rosée eau des gaz est pratiquement toujours comprise entre 30 et 90°C, nous pourrions admettre que la totalité des composants des produits de combustion et notamment la vapeur d'eau à saturation se comportent comme des gaz parfaits ou semi-parfaits et que leur coefficient de compressibilité Z est égal à l'unité (voir tableau 3.1).

Tableau 3.1 Coefficient de compressibilité de la vapeur d'eau saturée

T_R (°C)	$Z_{H_2O(vapeur)}$
0	1,012
30	1,0115
50	1,0094
90	1,0011
100	0,9975
150	0,9697
200	0,9182

Alors, les pressions partielles (relatives) de la vapeur d'eau dans les produits de combustion se confondent avec les concentrations molaires et pratiquement on retiendra :

$$P_{sat}(T_R) = P_{tgc} \cdot \frac{N(H_2O)_t}{N(gcs) + N(H_2O)_t}$$

Pour établir la valeur de la température de rosée eau recherchée, il est possible de se référer à une table de tension de vapeur saturante $T_R \Leftrightarrow (P_{PH_2O})$ ou d'utiliser une

expression mathématique comme celle indiquée ci dessous et valable entre -50 et $+150^{\circ}\text{C}$ (Borel L., 1984).

$$T_R = \frac{-3928,5}{\text{Log} \frac{P_{PH2O_t}}{140974}} - 231,667$$

ou,

$$P_{PH2O_t} = 140974 e^{\frac{-3928,5}{T_R + 231,667}}$$

avec P_{PH2O_t} en bar et T_R en $^{\circ}\text{C}$.

Pouvoir calorifique inférieur sous la pression normale p_0 et à la température tin (température initiale de la combustion)

Les conditions expérimentales ou industrielles de la combustion peuvent s'écarter des conditions exprimées dans la définition du pouvoir calorifique. Il est alors nécessaire de préciser l'influence de la température initiale tin sur la valeur du pouvoir calorifique, soit la relation existant entre $(Pci)_{p_0, tin}$ et $(Pci)_{p_0, 0^{\circ}\text{C}}$.

Pour cela imaginons une première transformation (I) effectuée à la pression constante p_0 , qui prend les éléments réactifs Re intervenant dans la combustion à 0°C (état A), chauffe ces éléments à pression constante p_0 de 0°C à la température tin (état C_I), procède à la combustion à la température tin , puis refroidit les produits de combustion jusqu'à la température tin (état B).

Pour cette première transformation, nous pourrions écrire, par unité de masse de combustible :

$$(Q_A^B)_I = (H_B - H_A)_I = \Delta_{0^{\circ}\text{C}}^{tin} H_{Re} - (Pci)_{p_0, tin}$$

où $\Delta_{0^{\circ}\text{C}}^{tin} H_{Re}$ représente la différence d'enthalpie des éléments réactifs Re entre 0°C et tin .

Soit, en considérant une mole de combustible (indice Cb) et en faisant appel aux capacités thermiques ou encore aux enthalpies molaires des éléments réactifs (oxygène stoechiométrique et combustible) :

$$\begin{aligned} (Q_A^B)_I &= (H_B - H_A)_I = \int_{0^{\circ}\text{C}}^{tin} (N(O_2)_0 \cdot C_{p,O_2} + C_{p,Cb}) dt - (Pci)_{p_0, tin} = N(O_2)_0 \cdot \Delta_{0^{\circ}\text{C}}^{tin} h_{O_2} - \Delta_{0^{\circ}\text{C}}^{tin} h_{Cb} - (Pci)_{p_0, tin} \\ &= N(O_2)_0 \cdot \Delta_{0^{\circ}\text{C}}^{tin} h_{O_2} + \Delta_{0^{\circ}\text{C}}^{tin} h_{Cb} - (Pci)_{p_0, tin} \end{aligned}$$

où :

$N(O_2)_0$ représente le nombre de moles d'oxygène nécessaire à la combustion stoechiométrique d'une mole de combustible ;

C_{p,O_2} représente la capacité thermique molaire à pression atmosphérique constante de l'oxygène ;

$\Delta_{0^{\circ}\text{C}}^{tin} h_{O_2}$ représente l'enthalpie molaire de l'oxygène entre 0°C et tin ;

$C_{p,Cb}$ représente la capacité thermique molaire à pression atmosphérique constante du combustible ;

$\Delta_{0^{\circ}C}^{tin} h_{Cb}$ représente l'enthalpie molaire du combustible entre $0^{\circ}C$ et tin .

Imaginons une deuxième transformation (II) effectuée à la pression atmosphérique constante p_0 qui prend les éléments réactifs intervenant dans la combustion à $0^{\circ}C$ (état A), procède à la combustion à $0^{\circ}C$ puis refroidit les produits issus de la combustion Pr jusqu'à la température $0^{\circ}C$ (état C_{II}), puis réchauffe ces produits de $0^{\circ}C$ à la température tin (état B).

Pour cette deuxième transformation, nous pouvons écrire, par mole de combustible :

$$(Q_A^B)_{II} = (H_B - H_A)_{II} = -(Pci)_{p_0, 0^{\circ}C} + \Delta_{0^{\circ}C}^{tin} H_{Pr}$$

ou encore, en faisant appel aux capacités thermiques molaires $(C_{p,Pr})_j$ ou aux enthalpies molaires $(\Delta_{0^{\circ}C}^{tin} h_{Pr})_j$ des $(N_{Pr})_j$ moles des n éléments produits :

$$\begin{aligned} (Q_A^B)_{II} &= (H_B - H_A)_{II} = -(Pci)_{p_0, 0^{\circ}C} + \sum_{j=1}^n \int_{0^{\circ}C}^{tin} N(Pr)_j \cdot (C_{p,Pr})_j dt = -(Pci)_{p_0, 0^{\circ}C} + \sum_{j=1}^n (N_{Pr} \cdot \Delta_{0^{\circ}C}^{tin} h_{Pr})_j \\ &= -(Pci)_{p_0, 0^{\circ}C} + \sum_{j=1}^n (N_{Pr} \cdot \Delta_{0^{\circ}C}^{tin} h_{Pr})_j \end{aligned}$$

L'application du premier principe de la thermodynamique qui nous enseigne que la différence des enthalpies entre deux états ne dépend pas du chemin suivi entre ces deux états permet d'écrire :

$$(H_B - H_A)_I = (H_B - H_A)_{II}$$

soit :

$$(Q_A^B)_I = (Q_A^B)_{II}$$

expression qui devient, par unité de masse de combustible :

$$(Pci)_{p_0, tin} = (Pci)_{p_0, 0^{\circ}C} + \Delta_{0^{\circ}C}^{tin} H_{Re} - \Delta_{0^{\circ}C}^{tin} H_{Pr}$$

et, par mole de combustible :

$$(Pci)_{p_0, tin} = (Pci)_{p_0, 0^{\circ}C} + N(O_2)_o \cdot \Delta_{0^{\circ}C}^{tin} h_{O_2} + \Delta_{0^{\circ}C}^{tin} h_{Cb} - \sum_{j=1}^n (N_{Pr} \cdot \Delta_{0^{\circ}C}^{tin} h_{Pr})_j$$

L'équation ci dessus rappelle aussi qu'il suffit de considérer les éléments dont la composition est modifiée par la réaction de combustion pour l'établissement du pouvoir calorifique. En effet, tous les autres éléments pouvant être associés retrouvent leur enthalpie initiale à l'issue de la transformation. Ainsi la prise en compte des éléments inertes est inutile.

Influence de la pression sur le pouvoir calorifique inférieur

Nous référant au pouvoir calorifique établi à la pression normale p_0 , nous considérerons deux transformations qui aboutissent à la définition du pouvoir calorifique à la pression P et à la température tin , soit $(Pci)_{P, tin}$:

- la transformation (I) qui est le résultat d'une compression isotherme à la température t_{in} des éléments intervenant dans la combustion de p_0 jusqu'à P (état C_I), suivie d'une combustion à la pression P puis d'un refroidissement des produits de combustion jusqu'à la température initiale t_{in} ;
- la transformation (II) qui, partant de la température t_{in} , est le résultat d'une combustion à la pression p_0 , suivie d'un refroidissement des produits de combustion jusqu'à la température initiale t_{in} (état C_{II}), suivie d'une compression isotherme à la température t_{in} des produits de combustion de p_0 jusqu'à la pression P .

Ecrivons que, dans les deux cas, la différence d'enthalpie $H_B - H_A$ est la même, soit :

$$(H_B - H_A)_I = (H_B - H_A)_{II}$$

qui s'écrit également :

$$(H_B - H_C)_I - (H_A - H_C)_I = (H_B - H_C)_{II} - (H_A - H_C)_{II}$$

En supposant que les divers éléments se comportent comme des gaz parfaits ou semi-parfaits, l'enthalpie ne dépend que de la température :

$$(H_A - H_C)_I = 0 \text{ (transformation isotherme)}$$

$$(H_B - H_C)_{II} = 0 \text{ (transformation isotherme)}$$

et ,

$$(H_B - H_C)_I = (Pci)_{P, t_{in}}$$

$$(H_A - H_C)_{II} = (Pci)_{p_0, t_{in}}$$

soit, finalement :

$$(Pci)_{P, t_{in}} = (Pci)_{p_0, t_{in}}$$

Considérant qu'il en est ainsi nous ne ferons plus apparaître que l'indice *température* pour écrire désormais $(Pci)_{t_{in}}$.

Le pouvoir calorifique inférieur d'un combustible avec un comburant aboutissant à la formation de produits de combustion tels que l'ensemble des gaz se comportent comme des gaz parfaits ou semi-parfaits est indépendant de la pression de la combustion.

Détermination du pouvoir calorifique supérieur d'un combustible

Par définition, le pouvoir calorifique supérieur du combustible à la température t_{in} s'écrit :

$$(Pcs)_{t_{in}} = (Pci)_{t_{in}} + N(H_2O)_O \cdot C_{\phi, t_{in}}$$

où, considérant (par exemple) une mole de combustible :

$N(H_2O)_O$ est le nombre de moles de vapeur d'eau issues de la combustion d'une mole de combustible ;

$C_{\phi, tin}$ est la chaleur latente de condensation d'une mole d'eau à la température tin (le chemin suivi peut effectivement supposer une condensation isotherme à la température tin).

Ainsi, nous observons que cette définition impose de considérer que la quantité de vapeur à prendre en compte est exclusivement déterminée par la chimie de la combustion (comme ce fut le cas pour le Pci , la prise en considération de l'eau inerte associée aux éléments réactifs est inutile pour le calcul du Pcs), tandis que la chaleur latente se réfère à la température tin .

Toutefois, du point de vue de la pratique industrielle, nous soulignons que :

- la condensation ne peut apparaître que si la température des gaz de combustion est inférieure à leur température de rosée eau, cette dernière étant aussi fonction de la pression totale des produits de combustion ($Ptgc$) ;
- les gaz de combustion refroidis jusqu'à la température tin ont une teneur en vapeur d'eau résiduelle effective correspondant à la tension de vapeur saturante à cette température.

Par ailleurs, la vapeur d'eau qui est présente à l'état de mélange dans les produits de combustion ne peut se condenser de manière isotherme dans un système maintenu à pression (totale) constante. Au contraire, le phénomène suit la courbe de rosée eau. Au fur et à mesure que la vapeur d'eau se condense, la teneur résiduelle en vapeur décroît et la tension de vapeur continue de décroître seulement si le refroidissement du mélange gazeux résiduel se poursuit.

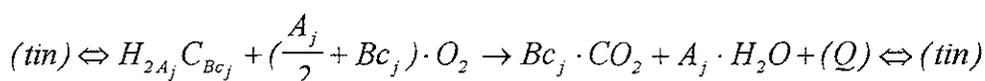
Il existe cependant des cas pour lesquels, à l'issue du refroidissement des produits de combustion jusqu'à tin , la quantité des condensats correspond à la quantité d'eau formée par la combustion, le combustible ayant alors dissipé la totalité de son pouvoir calorifique supérieur $(Pcs)_{tin}$.

3.1.2 Pouvoir calorifique à pression contante et enthalpies de formation

Le pouvoir calorifique est aussi une caractéristique liée à la transformation thermochimique qui s'opère dans le système avec combustion. Cette caractéristique peut donc s'appréhender à partir de la nature des *éléments initiaux* et *finaux*...

Un des grands intérêts offerts par le principe de l'état initial et de l'état final est de permettre le calcul des chaleurs de réaction Q à partir des enthalpies de formation des éléments réactifs (état *Re*) et des enthalpies de formation des éléments produits (état *Pr*).

Par exemple, lors de la combustion à pression constante d'une mole de l'hydrocarbure saturé $H_{2A_j}C_{Bc_j}$, partant de la température tin et ramenant les produits de combustion à la même température tin , nous pouvons écrire :



Si l'état *Re* représente l'état des éléments avant la réaction chimique à la température tin (soit les réactifs $H_{2A_j}C_{Bc_j}$, O_2 à tin),

si l'état *Pr* représente l'état des éléments après la réaction chimique et après refroidissement des produits de combustion jusqu'à la température *tin* (soit les produits de combustion CO_2 et H_2O , à *tin*),

nous pouvons écrire d'après le premier principe de la thermodynamique :

$$(Q)_{tin} = (H_{Pr} - H_{Re})_{tin}$$

où le changement d'état ayant donné lieu à la libération de chaleur $(Q)_{tin}$ est uniquement imputable à la formation, par la réaction chimique, des éléments *produits* à partir des éléments *réactifs* et par conséquent, en vertu du premier principe, peut être explicité à partir de la différence des *enthalpies de formation* des éléments réactifs et produits. Soit,

$$(Q)_{tin} = (Hf_{Pr})_{tin} - (Hf_{Re})_{tin}$$

Ainsi, en nous référant aux enthalpies de formation molaires de chaque composant $(\Delta_{comp}^f h)_{tin}$, nous pouvons écrire à propos du *Pci* :

$$(Hf_{Pr})_{tin} = Bc_j \cdot (\Delta h_{CO_2}^f)_{tin} + A_j \cdot (\Delta h_{H_2O,v}^f)_{tin} \text{ (où l'indice } v \text{ nous rappelle que l'eau est ici à l'état vapeur puisque nous nous intéressons au } Pci),$$

$$(Hf_{Re})_{tin} = (\Delta h_{H_2,AjC_{Bcj}}^f)_{tin} + \left(\frac{A_j}{2} + Bc_j \right) \cdot (\Delta h_{O_2}^f)_{tin} \text{ (où } (\Delta h_{O_2}^f)_{tin} = 0 \text{ puisque, par convention, l'oxygène en qualité de corps simple a une enthalpie de formation nulle).}$$

Et,

$$(Pci)_{tin} = - (Q)_{tin} = (\Delta h_{H_2,AjC_{Bcj}}^f)_{tin} - (Bc_j \cdot (\Delta h_{CO_2}^f)_{tin} + A_j \cdot (\Delta h_{H_2O}^f)_{tin})$$

L'enthalpie de changement de phase de la vapeur d'eau sera ajoutée pour obtenir le pouvoir calorifique supérieur du combustible :

$$(Pcs)_{tin} = - (Q)_{tin} = (\Delta h_{H_2,AjC_{Bcj}}^f)_{tin} - (Bc_j \cdot (\Delta h_{CO_2}^f)_{tin} + A_j \cdot ((\Delta h_{H_2O}^f)_{tin} + C_{\phi,tin}))$$

Exemple

Etablissement du Pci du méthane (H_4C_1) à 25°C

(ici $A = 2$; $Bc = 1$)

Nous repérerons les enthalpies de formation des éléments réactifs et produits en nous référant à deux sources (*JANAF handbook* et *TRC de TEXAS A&M University System de l'API*) et indiquerons la valeur du pouvoir calorifique recommandée par la norme *ISO 6976*.

Tableau 3.2 : Pci du méthane calculé à partir des enthalpies de formation selon différentes sources

	<i>JANAF</i>	<i>TRC</i>	<i>ISO</i>
$(\Delta h_{H_4C_1}^f)_{25^\circ C}$	-74,873 kJ.mol ⁻¹	-74,52 kJ.mol ⁻¹	
$(\Delta h_{CO_2}^f)_{25^\circ C}$	-393,522 kJ.mol ⁻¹	-394,38 kJ.mol ⁻¹	
$(\Delta h_{H_2O}^f)_{25^\circ C}$	-241,826 kJ.mol ⁻¹	-241,81 kJ.mol ⁻¹	
$(Pci)_{25^\circ C}$	802,301 kJ.mol ⁻¹	803,48 kJ.mol ⁻¹	802,60 kJ.mol ⁻¹

3.1.3 Pouvoir calorifique à volume constant

Ayant été très longtemps à la base de la détermination du pouvoir calorifique des combustibles solides (expérience de la bombe calorimétrique), étant également proche de la configuration de combustion en moteur alternatif à explosion (combustion isochore), partiellement pour les moteurs Diesel (transformation isochore puis isobare), nous rappellerons la relation entre le pouvoir calorifique à volume constant et le pouvoir calorifique à pression constante.

Par définition, le pouvoir calorifique à volume constant à la température t_{in} d'un combustible, $(Pc)_{v,tin}$, est la quantité de chaleur dégagée par la combustion complète de l'unité de masse de ce combustible lors d'une combustion effectuée à volume constant dans un système n'échangeant que de la chaleur avec l'extérieur et tel que les produits de combustion sont ramenés à la température initiale t_{in} .

$$(Q_A^B)_{v,tin} = -(Pc)_{v,tin} = U_B - U_A$$

où $U_B - U_A$ représente, par définition, la variation de la fonction d'état appelée *énergie interne*, associée aux états B et A avec :

- A état avant la réaction de combustion à volume constant ;
- B état après la réaction de combustion à volume constant (les gaz de combustion ayant été ramenés à la température initiale).

Relation entre $(Pc)_{p,tin}$ et $(Pc)_{v,tin}$

On peut écrire,

$$U_B - U_A = H_B - H_A - (P \cdot V_B - P \cdot V_A) = -(Pc)_{v,tin} = -(Pc)_{p,tin} - (P \cdot V_B - P \cdot V_A)$$

Soit (pour une mole de combustible) :

$$(Pc)_{p,tin} = (Pc)_{v,tin} + P [V(O_2)_0 + V(Cb) - V(Pr)]_{tin}$$

où,

$V(O_2)_0$ est le volume de l'oxygène stoechiométrique nécessaire par mole de combustible ;

$V(Cb)$ est le volume d'une mole de combustible ;

$V(Pr)$ est le volume des produits de combustion associés à une mole de combustible.

Si on considère le pouvoir calorifique inférieur, l'eau de combustion est en phase vapeur et $V(Pr, evap)$ représente le volume des produits de combustion. Et :

$$(Pci)_{p,tin} = (Pci)_{v,tin} + P [V(O_2)_0 + V(Cb) - V(Pr, evap)]_{tin}$$

Si on considère le pouvoir calorifique supérieur, l'eau de combustion est considérée en phase liquide et $V(Pr, liq)$ représente le volume des produits de combustion. Et :

$$(Pcs)_{p,tin} = (Pcs)_{v,tin} + P [V(O_2)_0 + V(Cb) - V(Pr, liq)]_{tin}$$

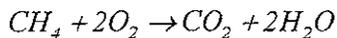
Travail des forces de pression extérieure engendré par le phénomène de condensation

La condensation de vapeur entraîne une réduction du volume occupé par l'eau initialement à l'état de vapeur. Il y a un rapport de 1244 entre le volume de l'eau vapeur dans les conditions normales et le volume des condensats.

Le travail We des forces de pression extérieure à l'issue de la condensation de la vapeur d'eau de la combustion représente pratiquement l'écart entre le pouvoir calorifique à pression constante et le pouvoir calorifique à volume constant.

Exemple

Cas du méthane pour $P = p_0$ (pression normale = 1013,25hPa) et $t_{in} = 0^\circ C$



signifie, par mole de combustible :

$$N(O_2)_0 = 2 \text{ mol.molc}^{-1}$$

$$N(Pr)_1 = N(CO_2) = 1 \text{ mol.molc}^{-1}$$

$$N(Pr)_2 = N(H_2O) = 2 \text{ mol.molc}^{-1}$$

et,

$$V(Cb)_{0^\circ C} = 22,414 \cdot 10^{-3} \cdot 1 = 22,414 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V(O_2)_{0^\circ C} = 22,414 \cdot 10^{-3} \cdot 2 = 44,828 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V(Pr, \text{evap})_{0^\circ C} = 22,414 \cdot 10^{-3} \cdot 3 = 67,242 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V(Pr, \text{liq})_{0^\circ C} = 22,414 \cdot 10^{-3} \cdot 1 + 18,015 \cdot 10^{-6} \cdot 2 = 22,450 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$(Pci)_{p_0, t_{in}} = (Pci)_{v, t_{in}} + 101325 \cdot 22,414 \cdot 10^{-3} (1+2-3)$$

Soit, sur cet exemple :

$$(Pci)_{p_0, t_{in}} = (Pci)_{v, t_{in}}$$

et,

$$(Pcs)_{p_0, t_{in}} = (Pcs)_{v, t_{in}} + 101325 \cdot 10^{-3} (22,414 \cdot 3 - 22,450) = (Pcs)_{v, t_{in}} + 4538,57 \text{ J.molc}^{-1}$$

tandis que,

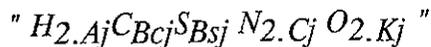
$$We = 101325 \times (22,414 \cdot 10^{-3} - 18,015 \cdot 10^{-6}) = 2269,28 \text{ J.mole}^{-1} \text{ d'eau condensée.}$$

3.2 CALCUL DES POUVOIRS CALORIFIQUES ET TEMPÉRATURE DE ROSÉE EAU DES PRODUITS DE COMBUSTION DANS LE CAS GENERAL

Nous nous référons toujours à une mole de combustible...

Nous considérons alors que le combustible (déshydraté) est un mélange constitué par un ensemble de fractions molaires d'éléments réactifs et d'éléments inertes dont la somme est égale à 1.

Chaque réactif (*Rej*) dont la fraction molaire est x_j a une équation molaire virtuelle du type :



Il est admis que :

- la part de l'azote oxydé est toujours négligeable ainsi que les valeurs des enthalpies de transformation associées ;
- de l'azote moléculaire (N_2) peut apparaître à l'issue de la combustion de molécules contenant de l'azote atomique sous forme combinée ;
- les molécules combustibles peuvent contenir de l'oxygène atomique donnant naissance à K_j moles d'oxygène (O_2) qui participent aux réactions.

Les éléments combustibles sont donc :

- l'hydrogène (coefficient indiciel $2A_j$)
- le carbone (coefficient indiciel B_{cj})
- le soufre (coefficient indiciel B_{sj})

De leur côté, les éléments inertes susceptibles d'être associés sont :

- le CO_2 (fraction molaire x_{131})
- le SO_2 (fraction molaire x_{132})
- le N_2 (fraction molaire x_{133})
- l'*Ar* et autres gaz rares (fraction molaire x_{134})

Ainsi :

$$x_{131} + x_{132} + x_{133} + x_{134} + \sum_{j=1}^n x_j = 1$$

Nous présentons les calculs des :

- température de rosée eau des produits de combustion ;
- pouvoir calorifiques à $0^\circ C$;
- pouvoirs calorifiques à la température initiale *tin* quelconque.

3.2.1 Établissement de La température de rosée eau

L'expression de la température de rosée eau T_R nous amène à expliciter la pression partielle de la totalité de la vapeur d'eau contenue dans les produits de combustion. Si la combustion est complète :

$$P_{PH_2O_t} = P_{sat}(T_R) = P_{tgc} \cdot \frac{N(H_2O)_t}{N(gcs) + N(H_2O)_t} = P_{tgc} \cdot \frac{N(H_2O)_t}{N_{O_2} + N_{N_2} + N_{CO_2} + N_{SO_2} + N_{Ar} + N(H_2O)_t}$$

et,

$$T_R = \frac{-3928,5}{\text{Log} \frac{P_{PH_2O_t}}{140974}} - 231,667$$

Nous noterons alors que, les combustible et comburant ainsi que leur hygrométrie étant connus, la température de rosée eau des produits de combustion peut devenir l'indicateur de la quantité d'eau additionnelle Q_{eadd} puisqu'on peut aussi écrire :

$$N(H_2O)_t = N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R) = N(H_2O)_0 + e + Q_{eadd}$$

et,

$$P_{sat}(T_R) = P_{igc} \cdot \frac{N(H_2O)_0 + e + Q_{eadd}}{N_{O_2} + N_{N_2} + N_{CO_2} + N_{SO_2} + N_{Ar} + N(H_2O)_0 + e + Q_{eadd}}$$

avec (voir également le tableau *composition des produits de combustion* donné en fin de document - annexe 1-) :

$N(H_2O)_0 = \sum_{j=1}^n x_j \cdot A_j =$ nombre de moles d'eau formées lors de la combustion d'une mole de combustible ;

$e = e_c + e_a =$ nombre de moles de vapeur d'eau introduites sous forme vapeur avec les combustible et comburant (hygrométrie d'une mole de combustible et d'hygrométrie de comburant associé) et,

$$e_c = 1 \cdot \frac{P_{PH_2O_c} / P_{t_c}}{1 - P_{PH_2O_c} / P_{t_c}}$$

$$e_a = \frac{N(O_2)_0}{s} \cdot fa \cdot \frac{P_{PH_2O_a} / P_{t_a}}{1 - P_{PH_2O_a} / P_{t_a}} ;$$

$Q_{eadd} = Q_{eaddl} + Q_{eaddv} =$ nombre total de moles d'eau additionnelle introduites dans le système à l'état liquide et à l'état vapeur, par mole de combustible (hormis la vapeur d'eau ou *hygrométrie* associée aux comburant et combustible) ;

$N_{O_2} = N(O_2)_0 \cdot (fa - 1) =$ nombre de moles de O_2 apportées par le comburant en excès et associées à une mole de combustible ;

$N_{CO_2} = \sum_{j=1}^n x_j \cdot Bc_j + x_{131} + \frac{N(O_2)_0}{s} \cdot t \cdot fa =$ nombre total de moles de CO_2 apportées par les combustible et comburant ou formées lors de la combustion d'une mole de combustible ;

$N_{SO_2} = \sum_{j=1}^n x_j \cdot Bs_j + x_{132}, =$ nombre total de moles de SO_2 apportées par le combustible ou formées lors de la combustion d'une mole de combustible ;

$N_{N_2} = c_c + c_a =$ nombre total de moles de N_2 apportées par une mole de combustible ou formées par sa combustion " c_c " et apportées par le comburant associé c_a et,

$$c_c = x_{133} + \sum_{j=1}^n x_j \cdot C_j$$

$$c_a = \frac{N(O_2)_0}{s} \cdot u \cdot fa$$

$N_{Ar} = x_{134} + \frac{N(O_2)_0}{s} \cdot (1 - t - s - u) \cdot fa$ = nombre de moles d'argon et autres gaz rares assimilables à l'argon du point de vue enthalpique apportées par le combustible et le comburant associées à une mole de combustible.

Expressions pour lesquelles,

$N(O_2)_0$ = nombre de moles d'oxygène nécessaire à la combustion stoechiométrique d'une mole de combustible ;

s = fraction molaire d' O_2 dans le comburant déshydraté ;

u = fraction molaire de N_2 dans le comburant déshydraté ;

t = fraction molaire de CO_2 dans le comburant déshydraté ;

$1-s-u-t$ = fraction molaire de *Ar et autres gaz rares* dans le comburant déshydraté ;

fa = facteur d'air (ou comburant) ;

$P_{PH_2O_c}$ = pression partielle absolue de vapeur d'eau dans le combustible entrant ;

$P_{PH_2O_a}$ = pression partielle absolue de vapeur d'eau dans le comburant entrant ;

P_{tc} = pression totale du combustible entrant ;

P_{ta} = pression totale du comburant entrant.

Exemple

Nous traiterons le cas de la combustion du gaz de Groningue dont la composition en fraction molaire est :

- 84% de méthane

- 4% d'éthane

- 1% de gaz carbonique ($x_{131} = 0,01$)

- 11% d'azote moléculaire ($x_{133} = 0,11$)

Le facteur d'air $fa = 1,15$ et les gaz de combustion sont portés à une pression P_{tgc} de 1009 hPa.

Par ailleurs nous supposons que ce gaz supporte une légère humidité, soit 0,1 hPa de pression partielle d'eau à la pression de distribution du gaz qui est de 1031 hPa :

$$P_{PH_2O_c} = 0,1 \text{ hPa}$$

$$P_{tc} = 1031 \text{ hPa}$$

De son côté, l'air comburant est défini comme suit :

$$P_{PH_2O_a} = 8 \text{ hPa}$$

$$P_{ta} = 1013 \text{ hPa}$$

Composition molaire de l'air déshydraté (air atmosphérique standard) :

fraction molaire d'oxygène : $s = 0,20946$
fraction molaire d'azote : $u = 0,78102$
fraction molaire d'anhydride carbonique : $t = 0,00033$
fraction molaire d'argon et autres gaz rares : $1-s-u-t = 0,00919$

Nous supposons que le procédé n'introduit pas d'eau additionnelle ($Q_{eadd}=0$).

Nous établirons :

$$\begin{aligned}
N(O_2)_0(G.Groningue) &= 0,84.(2/2+1) + 0,04.(3/2+2) = 1,82 \text{ mol.molc}^{-1} \\
N(H_2O)_0 &= 0,84.2 + 0,04.3 = 1,80 \text{ mol.molc}^{-1} \\
e &= 0,1/(1031-0,1) + 1,82.1,15.8/[0,20946.(1013-8)] = 0,0796 \text{ mol.molc}^{-1} \\
N_{O_2} &= 1,82.0,15 = 0,2730 \text{ mol.molc}^{-1} \\
N_{N_2} &= 0,11 + 1,82.0,78102.1,15/0,20946 = 7,9142 \text{ mol.molc}^{-1} \\
N_{CO_2} &= 0,84.1 + 0,04.2 + 0,01 + 1,82.0,00033.1,15/0,20946 = 0,9333 \text{ mol.molc}^{-1} \\
N_{SO_2} &= 0 \\
N_{Ar} &= 1,82.1,15.(1-0,20946-0,78102-0,00033)/0,20946 = 0,0918 \text{ mol.molc}^{-1} \\
Q_{eadd} &= 0 \text{ (rappel)}
\end{aligned}$$

$$P_{tgc} = 1009 \text{ hPa,}$$

$$\begin{aligned}
P_{PH20t} &= 1009.(1,8 + 0,0796)/(0,9333 + 0,2730 + 7,9142 + 0,0918 + 1,80 + 0,0796) \\
&= 170,98 \text{ hPa} = 0,17098 \text{ bar}
\end{aligned}$$

et,

$$T_R = \frac{-3928,5}{\text{Log} \frac{0,17098}{140974}} - 231,667 = 56,72^\circ\text{C}$$

3.2.2 Établissement des pouvoirs calorifiques à 0°C à partir des enthalpies de formation

Comme l'enthalpie, le pouvoir calorifique est une grandeur extensive (apte à être additionnée).

Ainsi, après avoir établi le pouvoir calorifique de chaque réactif composant le combustible à partir des enthalpies de formation, nous établirons la somme de ces pouvoirs calorifiques élémentaires pondérée respectivement par chacune des fractions molaires des constituants pour obtenir le pouvoir calorifique de la *mole de combustible*.

Le Pci du combustible réactif (Re)*j*

$$(Pci(Re)*j*)_{0^\circ\text{C}} = (\Delta h_{(Re)*j*}^f)_{0^\circ\text{C}} - (A_j \cdot \Delta h_{H_2O}^f + Bc_j \cdot \Delta h_{CO_2}^f + Bs_j \cdot \Delta h_{SO_2}^f)_{0^\circ\text{C}}$$

Le Pcs du combustible réactif (Re)*j*

$$(Pcs(Re)j)_{0^{\circ}C} = (Pci(Re)j)_{0^{\circ}C} + A_j \cdot C_{\phi, 0^{\circ}C}$$

Le pouvoir calorifique d'une mole de combustible

$$(Pci)_{0^{\circ}C} = \sum_{j=1}^n x_j \cdot (Pci(Re)j)_{0^{\circ}C}$$

$$(Pcs)_{0^{\circ}C} = \sum_{j=1}^n x_j \cdot (Pcs(Re)j)_{0^{\circ}C}$$

ou encore,

$$(Pcs)_{0^{\circ}C} = (Pci)_{0^{\circ}C} + \sum_{j=1}^n x_j \cdot A_j \cdot C_{\phi, 0^{\circ}C}$$

Exemple

Ayant établi les Pci à $0^{\circ}C$ du méthane et de l'éthane, soit respectivement $802,82 \text{ kJ.mol}^{-1}$ et $1429,12 \text{ kJ.mol}^{-1}$, nous obtenons pour la mole de gaz de Groningue :

$$Pci(G.Groningue)_{0^{\circ}C} = 0,84 \cdot 802,82 + 0,04 \cdot 1429,12 = 731,53 \text{ kJ.mol}^{-1}.$$

Concernant le Pcs à $0^{\circ}C$:

$$Pcs(G.Groningue)_{0^{\circ}C} = 731,53 + (0,84 \cdot 2 + 0,04 \cdot 3) \cdot 45,074 = 812,66 \text{ kJ.mol}^{-1}.$$

3.2.3 Établissement des pouvoirs calorifiques à une température initiale quelconque

Concernant le Pci à la température initiale (t_{in})

$$(Pci)_{t_{in}} = (Pci)_{0^{\circ}C} + \sum_{j=1}^n x_j \cdot (\Delta_{0^{\circ}C}^{t_{in}} H_{Re})_j - \sum_{j=1}^n x_j \cdot (\Delta_{0^{\circ}C}^{t_{in}} H_{Pr})_j$$

Pour expliciter l'équation ci dessus, nous devons établir la composition des réactifs et des produits de combustion associés à une mole de combustible.

Ainsi,

- Pour les réactifs

$$\sum_{j=1}^n x_j \cdot (\Delta_{0^{\circ}C}^{t_{in}} H_{Re})_j = N(O_2)_o \cdot \Delta_{0^{\circ}C}^{t_{in}} h_{O_2} + \sum_{j=1}^n x_j \cdot (\Delta_{0^{\circ}C}^{t_{in}} h_{Re})_j$$

avec $N(O_2)_{o,j}$ nombre de moles d'oxygène nécessaires à la combustion stoechiométrique de la mole du réactif $(Re)_j$, soit :

$$N(O_2)_{o,j} = \frac{A_j}{2} + Bc_j + Bs_j - K_j$$

Chaque constituant étant représenté par la fraction molaire x_j , nous obtenons pour la combustion d'une mole de mélange combustible (molc) :

$$N(O_2)_0 = \sum_{j=1}^n x_j \left(\frac{A_j}{2} + Bc_j + Bs_j - K_j \right)$$

- Pour les produits issus de la combustion

$$\sum_{j=1}^n x_j \cdot (\Delta_{0^\circ C}^{tin} H_{Pr})_j = \sum_{j=1}^n x_j \cdot (A_j \cdot \Delta_{0^\circ C}^{tin} h_{H_2O,v} + Bc_j \cdot \Delta_{0^\circ C}^{tin} h_{CO_2} + Bs_j \cdot \Delta_{0^\circ C}^{tin} h_{SO_2} + C_j \cdot \Delta_{0^\circ C}^{tin} h_{N_2})$$

Concernant le Pcs à la température initiale (tin)

$$Pcs)_{tin} = (Pcs)_{0^\circ C} + \sum_{j=1}^n x_j \cdot (\Delta_{0^\circ C}^{tin} H_{Re})_j - \sum_{j=1}^n x_j \cdot (\Delta_{0^\circ C}^{tin} H_{Pr})_j + N(H_2O)_0 \cdot [C_{\phi,tin} - C_{\phi,0^\circ C}]$$

Exemple

Calcul des pouvoirs calorifiques à 25°C du gaz de Groningue défini précédemment.

Nous reprendrons la composition précédente, soit en fraction molaire :

- 84% de méthane
- 4% d'éthane
- 1% de gaz carbonique ($x_{131} = 0,01$)
- 11% d'azote moléculaire ($x_{133} = 0,11$)

et,

$$N(O_2)_0(G. Groningue) = 1,82 \text{ mol.mol}^{-1}$$

$$N(H_2O)_0 = 0,84.2 + 0,04.3 = 1,80 \text{ mol.mol}^{-1}$$

En admettant que les capacités thermiques molaires sont rigoureusement constantes sur l'intervalle de température 0°C, 25°C, soit :

$$C_{p,CH_4} = 35,69 \cdot 10^{-3} \text{ kJ} \cdot ^\circ\text{C}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$$

$$C_{p,C_2H_6} = 52,47 \cdot 10^{-3} \text{ kJ} \cdot ^\circ\text{C}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$$

$$C_{p,O_2} = 29,38 \cdot 10^{-3} \text{ kJ} \cdot ^\circ\text{C}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$$

$$C_{p,CO_2} = 37,13 \cdot 10^{-3} \text{ kJ} \cdot ^\circ\text{C}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$$

$$C_{p,H_2O,v} = 33,59 \cdot 10^{-3} \text{ kJ} \cdot ^\circ\text{C}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$$

$$C_{\phi,t} \text{ étant la chaleur latent molaire de l'eau à 0 et 25°C}$$

alors :

$$\sum_{j=1}^n x_j \cdot (\Delta_{0^\circ C}^{tin} H_{Re})_j =$$

$$25 \cdot 10^{-3} (1,82 \cdot 29,38 + 0,84 \cdot 35,69 + 0,04 \cdot 52,47) = 2,14 \text{ kJ.mol}^{-1}$$

$$\sum_{j=1}^n x_j \cdot (\Delta_{0^\circ C}^{tin} H_{Pr})_j = 25 \cdot 10^{-3} (1,80 \cdot 33,58 + 0,92 \cdot 37,13) = 2,37 \text{ kJ.mol}^{-1}$$

$$Pci(G. Groningue)_{25^\circ C} = 731,53 + 2,14 - 2,37 = 731,30 \text{ kJ.mol}^{-1}$$

$$Pcs(G. Groningue)_{25^\circ C} =$$

$$812,66 + 2,14 - 2,37 + 1,80 \cdot (44,016 - 45,074) = 810,63 \text{ kJ.mol}^{-1}$$

3.3 RENDEMENT DE LA COMBUSTION DANS UN SYSTEME THERMIQUE

3.3.1 Cas général

Dans la réalité industrielle, les éléments utiles à la combustion, voire l'eau additionnelle sont introduits dans des conditions de température souvent différentes.

De leur côté, les produits de combustion sont rejetés à une température d'abord fonction du procédé industriel concerné puis ensuite de son *efficacité* dans sa catégorie...

Nous ferons alors appel à la propriété d'extensivité (aptitude à être additionnée) de l'enthalpie pour appréhender les performances énergétiques dudit procédé.

Considérant un système ouvert où se développe une combustion dont le pouvoir calorifique supérieur est $(Pcs)_{T_e}$, susceptible d'échanger avec l'extérieur le travail W et la chaleur Q , de donner naissance à des échanges massiques dus au contact direct entre les produits de combustion et une charge ch caractérisée à l'entrée du système par son état ent et la quantité d'eau associée $Qeadd$, caractérisée à la sortie du système par son état sor , nous écrirons conformément aux attendus du premier principe et en régime permanent :

$$-(W + Q) + \Delta_{ent}^{sor} \sum m \cdot \left(\frac{(vit.)^2}{2} + g_r \cdot z \right) + \Delta_{ent}^{sor} H_{ch} =$$

$$(Pcs)_{T_e} + \Delta_{ref}^a H_a + \Delta_{ref}^c H_c + \Delta_{ref}^{T_{Qeaddl}} H_{Qeaddl} + \Delta_{ref}^{T_{Qeaddv}} H_{Qeaddv} - \Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd} \quad (3.1)$$

équation pour laquelle la température de référence T_e est arbitraire (entraînant la valeur correspondante $(Pcs)_{T_e}$) et où (les valeurs étant rapportées à une mole de combustible) :

ref représente l'état de référence choisi pour exprimer les enthalpies (définissant T_e) ;

$W+Q$ est la somme du travail et de la chaleur échangée avec l'extérieur ;

$\Delta_{ent}^{sor} H_{ch}$ est l'accroissement de l'enthalpie de la charge (éventuelle) en contact avec les éléments concernés par la combustion et traversant le système ;

$\Delta_{ent}^{sor} \sum m \cdot \left(\frac{(vit.)^2}{2} + g_r \cdot z \right)$ représente l'écart des énergies cinétiques et potentielles entre les

éléments entrants et sortants ;

ΔH représente une différence d'enthalpie entre deux états, avec les indices et exposants :

- a représentant la température et l'hygrométrie réelles de l'air comburant à l'entrée du système ;
- c représentant la température et l'hygrométrie réelles du combustible à l'entrée du système ;
- $Qeaddl$ représentant la quantité d'eau additionnelle introduite liquide dans le système ;
- $Qeaddv$ représentant la quantité d'eau additionnelle introduite sous forme de vapeur dans le système ;
- $Qeadd (=Qeaddl+Qeaddv)$ représentant la totalité de l'eau additionnelle introduite dans le système et associée aux produits de combustion ;
- T_{Qeaddl} représentant la température de l'eau additionnelle introduite en phase liquide dans le système ;

- T_{Qeaddv} représentant la température de l'eau additionnelle introduite en phase vapeur dans le système ;
- PC signifiant *produits de combustion* hormis l'eau additionnelle ;
- E signifiant état des produits de combustion en sortie de système.

Nous rappellerons alors que :

$-\Delta_{ent}^{sor} \sum m \cdot \left(\frac{(vit.)^2}{2} + g_r \cdot z \right)$ (en général négligeable) peut être intégré à W ;

- " $\Delta_{ent}^{sor} H_{ch}$ " peut être intégré à Q .

Par ailleurs, dans le contexte de ces travaux, il y a perspective de récupération de la chaleur latente de condensation de l'eau formée lors de la combustion, ainsi le pouvoir calorifique que nous privilégions est naturellement le pouvoir calorifique supérieur.

Exprimant maintenant le Pcs et les enthalpies sous forme adimensionnelle (rapportée au $(Pcs)_{Te}$ d'une mole de combustible), $W+Q$ représente une grandeur adimensionnelle qui, *par définition*, est le rendement de la combustion dans le système considéré, soit :

$$W + Q = -1 - \Delta_{ref}^a H_a - \Delta_{ref}^c H_c - \Delta_{ref}^{Q_{eaddv}} H_{Q_{eaddv}} - \Delta_{ref}^{T_{Q_{eaddv}}} H_{Q_{eaddv}} + \Delta_{ref}^E H_{PC+Q_{eaddv}} \quad (3.2)$$

ou encore, regroupant l'enthalpie des flux d'eau additionnelle entrants, changeant les signes de part et d'autre pour donner une valeur positive au rendement (pour signifier son utilité industrielle) et simplifiant l'écriture, conformément à la figure 3.1 :

$$-(W+Q) = 1 + Ha + Hc + He - Hpc \quad (3.2 \text{ bis})$$

Ainsi, les équations précédentes permettent :

- d'établir le bilan des échanges massiques et thermiques de tout système selon une approche dite *indirecte* ;
- de choisir des états de référence les plus adaptées aux configurations de système étudiées.

A noter que, selon cette approche des échanges (souvent dite *indirecte*), les pertes thermiques dues aux échanges aux frontières avec l'extérieur et souvent dites pertes thermiques aux parois, sont également comptabilisées avec la grandeur Q .

1er Principe...

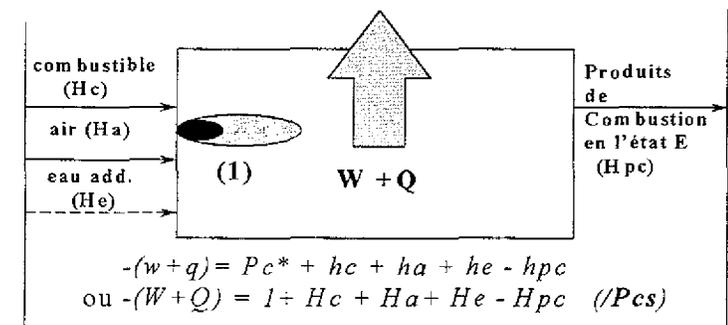


Fig. 3.1 Le bilan enthalpique

3.3.2 Etat de référence et cas particulier

Le rappel du premier principe et du principe de l'état initial et de l'état final, le rappel des concepts de fonctions d'état, doivent aussi nous rappeler que nous sommes libres du choix de l'état de référence utile à l'attribution d'une valeur aux enthalpies...

L'état de référence, à préciser pour exprimer l'enthalpie des éléments entrant et sortant, est d'abord la valeur de la température de référence T_e .

Ensuite, des changements de phase concernant l'eau pouvant se produire, il est nécessaire de préciser l'état de référence de l'eau associée au combustible et au comburant entrants. Ainsi, on devra préciser préalablement l'état hygrométrique du comburant et éventuellement du combustible pris comme référence (il n'est pas nécessaire de prendre l'hygrométrie nulle). S'agissant de l'eau additionnelle, on choisira systématiquement ici (pour le modèle et le logiciel de calcul qui a été développé) de prendre comme référence, l'état liquide.

A noter également que, si l'équation (3.1) explicite le premier principe, rappelant que $W+Q$ ne dépend que de l'état initial et de l'état final, l'équation (3.2) qui exprime les échanges travail-chaleur sous forme adimensionnelle (rapportés au Pcs), rend la valeur obtenue dépendante de la température de référence T_e choisie (voir tableau 3.3).

Par exemple, dans le cas d'une chaudière utilisant du méthane à $8^\circ C$, de l'air pris en chaufferie à $30^\circ C$ (pression totale normale de $1013,25 \text{ hPa}$, pression de vapeur d'eau de 8 hPa), le facteur d'air étant $1,15$, les gaz de combustion étant rejetés à $198,5^\circ C$, on relève:

Tableau 3.3 : Dépendance des échanges rapportés au Pcs à la température de référence

T_e ($^\circ C$)	$(Pcs)T_e \text{ kJ/molc}$	$W+Q$ % ($(/Pcs)T_e$)	$W+Q \text{ (kJ/molc)}$
8	892,20	82,829	738,915
15	891,55	82,880	738,915
30	890,14	83,011	738,915
60	887,21	83,285	738,915

Par ailleurs, l'analyse proposée s'appuyant sur les bilans enthalpiques, la répartition entre W et Q n'est pas traitée d'emblée. Aussi, l'utilisateur de la méthode d'analyse présentée tentera préférentiellement de procéder à un découpage du procédé en modules ou sous-systèmes ne donnant lieu qu'à des échanges du type *travail* ou *chaleur*.

Cas particulier

Lorsque les conditions d'entrée de chaque éléments peuvent se confondre avec l'état de référence retenu pour exprimer l'enthalpie, alors l'expression (3.2) se simplifie pour devenir :

$$W + Q = -1 + \Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd} \quad (3.3)$$

Dans la pratique industrielle, l'équation 3.3 peut souvent être utilisée. En effet, dans le cas de combustion traditionnelle, à partir d'air atmosphérique, l'enthalpie sensible et latente véhiculée par le flux de combustible étant pratiquement toujours négligeable, il suffit de

prendre les conditions atmosphériques environnantes comme référence pour exprimer les enthalpies, aboutir à l'équation (3.3) et ainsi parvenir à une analyse à la fois simple et rigoureuse du rendement de combustion dans le système considéré.

3.3.3 A propos des performances exergetiques...

Connaissant la température T à laquelle est produite l'énergie calorifique Q , le rendement exergetique d'un système thermique à combustion peut se définir par l'expression

$Ex = W + Q \cdot \left(1 - \frac{T_e}{T}\right)$, soit une grandeur adimensionnelle égale à la valeur de l'exergie

rapportée au pouvoir calorifique du combustible à la même température de référence T_e .

On notera que, dans le cas de mise en œuvre de pompe à vapeur d'eau, le défi énergétique de la combustion par voie humide est d'optimiser les conditions de la récupération de la chaleur latente de condensation de la vapeur d'eau contenue dans les produits de combustion, notamment en augmentant la valeur de la température de rosée.

Dans ce contexte, il est intéressant de rappeler que l'expression de l'exergie est moins valorisante en cas de récupération de chaleur latente que dans celui de récupération de chaleur sensible... En effet, la chaleur latente étant récupérée à basse température, sa valeur exergetique est faible, plafonnée dans tous les cas par sa valeur énergétique, alors que la chaleur sensible, associée à un différentiel de températures (généralement situées au dessus de celle du changement de phase), a une valeur exergetique plus élevée, toujours croissante avec le niveau de température (on observe que la dérivée seconde, par rapport à la température, de l'exergie latente est négative, alors qu'elle est positive pour l'exergie sensible).

Synthèse du chapitre

Ce chapitre est un rappel du premier principe de la thermodynamique appliqué à la combustion et aux échanges thermiques et massiques qui peuvent se développer dans les systèmes thermiques avec combustion.

L'influence de la pression de la combustion et des produits de combustion a été rappelée. Si pratiquement la pression est sans influence sur les pouvoirs calorifiques, par contre elle intervient sur la température de rosée des produits de combustion. On peut donc déjà souligner que les échanges massiques dans un générateur à condensation sont sensibles à la pression atmosphérique...

De même pour l'humidité associée aux combustibles et comburant, voire l'eau additionnelle introduite dans le système et ensuite associée aux produits de combustion, qui interviennent également sur la température de rosée...

Par ailleurs, il a été établi qu'un bon usage des degrés de liberté que laisse le premier principe et qui autorisent le libre choix des conditions de référence pour exprimer l'enthalpie, permet un accès rigoureux et simple à ce qu'il est usuel d'appeler le rendement de la combustion dans un système thermique.

Chapitre IV

ENTHALPIE ET TEMPERATURE HUMIDE

Nous avons vu que l'enthalpie des produits de combustion rejetés par un système thermique avec combustion est un élément déterminant du rendement de la combustion dans ledit système...

L'essentiel de ce chapitre est consacré à établir les différentes expressions de l'enthalpie des produits de combustion, à montrer la pertinence de l'emploi de la *température humide* dans le contexte d'échanges massiques et thermiques relatifs à l'eau et à établir le Diagramme Hygrométrique de Combustion (DHC).

Dans sa *version 3D*, nous verrons que le DHC et la méthode d'analyse qui s'en inspire constituent un outil dédié aux systèmes thermiques susceptibles de combustion humide.

A l'instar des expressions proposées pour l'écriture de l'enthalpie des produits de combustion, il sera proposé l'écriture des enthalpies des flux entrants (comburant, combustible, eau additionnelle).

Par ailleurs, le concept d'hygrométrie relative des produits de combustion sera défini, tandis que des expressions dérivées de l'enthalpie par rapport à la température humide seront établies en vues d'aider au dimensionnement d'échangeurs biphasiques, comme cela sera vu au chapitre 6.

L'ensemble des points abordés dans ce chapitre a fait l'objet de nombreuses publications auxquelles on pourra se reporter (Guillet R., 1996, 2000, 2001) tandis qu'un premier logiciel s'appuyant sur la méthode DHC a été établi en coopération avec l'INSA-Rouen (Guillet R. et al., 1998). L'annexe 2 explicite la méthodologie suivie dans ce logiciel pour le calcul des paramètres représentatifs de l'état *E* des produits de combustion et peut servir d'aide à l'établissement de logiciels semblables valorisant la température humide des gaz de combustion.

4.1 ENTHALPIE DES PRODUITS DE COMBUSTION

Les conditions de référence (rappel)

La température de référence

Bien que pouvant être quelconque, la première grandeur thermodynamique à choisir pour donner une valeur à l'enthalpie est la *température de référence* T_e .

L'hygrométrie de référence des combustible et comburant

La perspective d'établissement de bilans d'échanges thermiques et massiques concernant l'eau impose ensuite de préciser l'état hygrométrique retenu pour les différents éléments

entrants, soit les quantités d'eau vapeur associée au combustible et au comburant ou *hygrométrie du combustible* et *hygrométrie du comburant* dans l'état hygrométrique de référence choisi.

De même une hygrométrie de référence du combustible e_{ce} est à définir à partir des valeurs des paramètres P_{PH2Oce} et P_{tce} , respectivement pression partielle de vapeur d'eau et pression totale du combustible. Soit (en nombre de moles de vapeur d'eau par mole de combustible) :

$$e_{ce} = 1 \cdot \frac{P_{PH2Oce} / P_{tce}}{1 - P_{PH2Oce} / P_{tce}}$$

De son côté, l'hygrométrie de référence du comburant e_{ae} doit être définie à partir de valeurs données aux paramètres P_{PH2Oae} et P_{tae} , respectivement pression partielle de vapeur d'eau de référence et pression totale de référence choisies pour le comburant. Soit (en nombre de moles de vapeur d'eau par mole de comburant) :

$$e_{ae} = \frac{N(O_2)_o}{s} \cdot fa \cdot \frac{P_{PH2Oae} / P_{tae}}{1 - P_{PH2Oae} / P_{tae}}$$

Par convention, l'eau éventuellement introduite à l'état liquide avec les combustible et comburant est toujours considérée comme eau additionnelle.

Par convention, l'état de référence de l'eau additionnelle est toujours l'état liquide.

Le choix des unités (rappel)

L'ensemble des valeurs calculées est rapporté à une unité de quantité de combustible. Dans ce contexte de *physico-chimie*, la mole de combustible (*molc*) sera préférée.

Afin d'appréhender les performances énergétiques des systèmes étudiés sous la forme du rendement de combustion, les enthalpies des produits de combustion associés à une mole de combustible, ainsi que le Pcs , sont donc exprimés de manière adimensionnelle, rapportés au pouvoir calorifique supérieur du combustible à la température T_e .

Les hypothèses

Nos préoccupations étant orientées vers les applications énergétiques de la combustion, la combustion complète sera toujours le premier objectif à atteindre, aussi nous nous attacherons à traiter les configurations de combustion complète et avec excès d'air comburant (facteur d'air $fa \geq 1$).

Considérant que la vapeur d'eau est toujours associée en quantité relativement faible avec d'autres gaz, on admettra que :

- Les éléments en présence, y compris l'eau en phase vapeur, se comportent comme des gaz parfaits ou semi-parfaits. Ainsi, pour une composition donnée, les pressions n'interviennent que pour déterminer la quantité de condensats (eau en phase liquide dans les produits de combustion) ou d'évaporats (vapeur d'eau additionnelle associée aux produits de

combustion). Ensuite, l'écriture de l'enthalpie ne dépend plus que de la température en l'état E considéré.

- Par conséquence, l'enthalpie molaire de la vapeur d'eau (par rapport à l'eau en phase liquide) est indépendante de la pression partielle de cette vapeur (ou de la température du changement de phase) et le calcul de l'enthalpie des produits de combustion peut supposer que le changement de phase s'effectue de façon isotherme à la température de référence retenue.
- Les calculs d'enthalpie de tous les composants des produits de combustion se font en supposant que la pression de chacun d'eux est $0,1 \text{ MPa}$.

4.2 L' EXPRESSION TRADITIONNELLE DE L'ENTHALPIE DES PRODUITS DE COMBUSTION EN PHASE GAZEUSE EN FONCTION DE LA TEMPERATURE (SECHE)

Aussi longtemps qu'il n'y a pas présence de liquide dans les produits de combustion, la totalité de l'eau est en phase gazeuse et l'enthalpie des produits de combustion est véhiculée par cette seule phase gazeuse (indice g) pour laquelle il est usuel de repérer la température.

La phase gazeuse n'étant pas saturée, nous dirons que la température mesurée est la température sèche (T_S).

Alors, pour exprimer l'enthalpie de cette phase gazeuse en fonction de la température sèche, il suffit d'en connaître la composition molaire (notamment l'état de dilution et la quantité d'eau additionnelle). Ayant assimilé les constituants de cette phase gazeuse à des gaz semi-parfaits, l'expression de l'enthalpie en fonction de la température sèche sera indépendante de la pression totale P_{tgc} .

Ainsi, nous supposons que pour une mole de combustible l'ensemble des paramètres $N(H_2O)_0, e, Q_{eadd}, N_{O_2}, N_{N_2}, N_{CO_2}, N_{SO_2}, N_{Ar}$ est connu.

Nos considérations se rapportant au pouvoir calorifique supérieur du combustible, nous devons tenir compte de la chaleur latente véhiculée par les $N(H_2O)_0$ moles d'eau produites (à l'état de vapeur) par la combustion.

Nous écrirons pour les produits de combustion et eau additionnelle $PC+Q_{eadd}$ en l'état E étudié :

$$\begin{aligned} \Delta_{ref}^E H_{PC+Q_{eadd}} &= \Delta_{ref}^{T_S} H_{(PC+Q_{eadd})_g} \\ &= \frac{1}{(Pcs)_{ref}} \cdot \left[(N(H_2O)_0 + Q_{eadd} + e - e_e) \cdot (C_{\phi, T_e} + \Delta_{T_e}^{T_S} h_{H_2O, v}) + e_e \cdot \Delta_{T_e}^{T_S} h_{H_2O, v} \right. \\ &\quad \left. + N_{O_2} \cdot \Delta_{T_e}^{T_S} h_{O_2} + N_{N_2} \cdot \Delta_{T_e}^{T_S} h_{N_2} + N_{CO_2} \cdot \Delta_{T_e}^{T_S} h_{CO_2} + N_{SO_2} \cdot \Delta_{T_e}^{T_S} h_{SO_2} + N_{Ar} \cdot \Delta_{T_e}^{T_S} h_{Ar} \right] \end{aligned}$$

ou encore, faisant apparaître la température de rosée eau T_R ,

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd} = \Delta_{ref}^{Ts} H_{(PC+Qeadd)g}$$

$$= \frac{1}{(Pcs)_{ref}} \cdot \left[(N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R) - e_e) \cdot (C_{\phi,Te} + \Delta_{Te}^{Ts} h_{H_2O,v}) + e_e \cdot \Delta_{Te}^{Ts} h_{H_2O,v} \right. \\ \left. + N_{O_2} \cdot \Delta_{Te}^{Ts} h_{O_2} + N_{N_2} \cdot \Delta_{Te}^{Ts} h_{N_2} + N_{CO_2} \cdot \Delta_{Te}^{Ts} h_{CO_2} + N_{SO_2} \cdot \Delta_{Te}^{Ts} h_{SO_2} + N_{Ar} \cdot \Delta_{Te}^{Ts} h_{Ar} \right]$$

avec e_e eau vapeur contenue dans les combustible et comburant dans les conditions de référence,

soit:

$$e_e = e_{ce} + e_{ae}$$

Exemple

Nous prendrons le cas des gaz sortant à 92°C d'un séchoir à contact direct fonctionnant au gaz naturel de Groningue en imaginant que le procédé fonctionne avec un facteur d'air $fa = 5$ et que l'évaporation d'eau représente 8,5 moles par mole de combustible.

Une mole de combustible déshydraté comprend donc :

- 84% de méthane
- 4% d'éthane
- 1% de gaz carbonique ($x_{131} = 0,01$)
- 11% d'azote moléculaire ($x_{133} = 0,11$)

Nous supposons, comme précédemment, que ce gaz combustible supporte une légère humidité :

$$P_{tc} = 1031 \text{ hPa}$$

$$P_{PH_2O_c} = 0,1 \text{ hPa}$$

De son côté, le comburant est défini comme suit :

$$\text{fraction molaire d'oxygène : } s = 0,20946$$

$$\text{fraction molaire d'azote : } u = 0,78102$$

$$\text{fraction molaire d'anhydride carbonique: } t = 0,00033$$

$$\text{fraction molaire d'argon et autres gaz rares : } 1-s-u-t = 0,00919$$

$$P_{ta} = 1013 \text{ hPa}$$

$$P_{PH_2O_a} = 8 \text{ hPa}$$

En rappelant que $N(O_2)_0 = 1,82 \text{ mol.molc}^{-1}$,

nous obtenons :

$$N(H_2O)_0 = 0,84.2 + 0,04.3 = 1,80 \text{ mol.molc}^{-1}$$

$$e = 0,1 / (1031 - 0,1) + 1,82.5.8 / [0,20946(1013 - 8)] = 0,3459 \text{ mol.molc}^{-1}$$

$$Q_{eadd} = 8,5 \text{ mol.molc}^{-1}$$

$$N_{O_2} = 1,82.4 = 7,28 \text{ mol.molc}^{-1}$$

$$N_{N_2} = 0,11 + 1,82.0,78102.5 / 0,20946 = 34,0415 \text{ mol.molc}^{-1}$$

$$N_{CO_2} = 0,84.1 + 0,04.2 + 0,01 = 0,92 + 0,01 = 0,9443 \text{ mol.molc}^{-1}$$

$$N_{SO_2} = 0$$

$$N_{Ar} = 1,82.5.(1-0,20946-0,78102-0,00033)/0,20946 = 0,3993 \text{ mol.mol}^{-1}$$

Les conditions de référence choisies étant :

- température $T_e = 25^\circ\text{C}$

- hygrométrie de référence du combustible = hygrométrie réelle du combustible

$$e_{ce} = 1 \cdot \frac{P_{PH_{20ce}} / P_{tce}}{1 - P_{PH_{20ce}} / P_{tce}} = 1 \cdot \frac{0,1 / 1031}{1 - 0,1 / 1031} = 0,0001 \text{ mol.mol}^{-1}$$

- hygrométrie de référence du comburant = hygrométrie réelle du comburant

$$e_{ae} = \frac{N(O_2)_o}{s} \cdot fa \cdot \frac{P_{PH_{20ae}} / P_{tae}}{1 - P_{PH_{20ae}} / P_{tae}} = \frac{1,82}{0,20946} \cdot 5 \cdot \frac{8 / 1013}{1 - 8 / 1013} = 0,3458 \text{ mol.mol}^{-1}$$

et,

$$e_e = e_{ce} + e_{ae} = 0,3459 \text{ mol.mol}^{-1}$$

Si,

$$C_{\phi, 25^\circ\text{C}} = 44,016 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$$

Avec,

$$\Delta_{25^\circ\text{C}}^{92^\circ\text{C}} h_{H_2O, v} = 2,271 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$$

$$\Delta_{25^\circ\text{C}}^{92^\circ\text{C}} h_{CO_2} = 2,636 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$$

$$\Delta_{25^\circ\text{C}}^{92^\circ\text{C}} h_{N_2} = 1,954 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$$

$$\Delta_{25^\circ\text{C}}^{92^\circ\text{C}} h_{O_2} = 1,991 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$$

$$\Delta_{25^\circ\text{C}}^{92^\circ\text{C}} h_{Ar} = 1,393 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$$

$$Pcs(G.Groningue)_{25^\circ\text{C}} = 810,63 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$$

et,

$$\begin{aligned} \Delta_{ref}^{Ts=92^\circ\text{C}} H_{(PC+Qeadd)_g} &= [(1,8 + 8,5 + 0,3459 - 0,3459) \cdot (44,016 + 2,271) \\ &+ 0,3459 \cdot 2,271 + 0,9443 \cdot 2,636 + 34,0415 \cdot 1,954 + 7,28 \cdot 1,991 + 0,3993 \cdot 1,393] / 810,63 \\ &= 0,6928 \text{ (/Pcs}_{25}) \end{aligned}$$

Si la phase gazeuse est accompagnée d'une phase liquide (condensats), l'enthalpie du liquide est ajoutée à la précédente. Selon la méthode traditionnelle d'établissement des bilans des échanges thermiques et massiques, son calcul adimensionnel s'appuie sur la mesure directe de la quantité de liquide rapportée à la quantité d'énergie mise en œuvre et sur la valeur de la température des condensats, ce qui suppose toujours des moyens expérimentaux relativement lourds et de mise en œuvre souvent difficile.

4.3 DEFINITION DE LA TEMPERATURE HUMIDE

Aussi longtemps que la température sèche T_S des produits de combustion est supérieure à leur température de rosée eau T_R , la vapeur d'eau est sèche et les produits de combustion peuvent être qualifiés de secs (entendre, non saturés).

Ces produits de combustion ont alors un potentiel d'évaporation qui permet d'imaginer leur saturation par ajout d'eau en phase liquide et de mesurer, à l'équilibre saturant, leur *température humide* T_H (Véron M., 1941 ; Guillet R., 1979).

Ainsi, étant comme la température de rosée eau une température saturante, la température humide est fonction de la pression totale des produits de combustion P_{tgc} . Cela signifie que la pression totale des produits de combustion ne doit pas être modifiée, en tous cas être connue lors de l'opération de saturation aboutissant au repérage de la température humide.

Deux procédures sont intéressantes à envisager pour saturer les produits de combustion par échanges massiques avec de l'eau liquide :

a) Procédure de saturation à enthalpie constante (par rapport aux conditions de référence)

Imaginons que les produits de combustion, objet de cette saturation, soient isolés dans un système maintenu à pression constante et parfaitement calorifugé.

Prenons de l'eau liquide à la température T_e et introduisons cette eau par petites quantités, observant son évaporation et la diminution concomitante de la température T_S à l'intérieur du système en poursuivant l'opération jusqu'à ce que l'eau ne s'évapore plus.

L'opération de saturation ainsi réalisée, du début à la fin, consiste en des échanges massiques et thermiques effectués à *enthalpie constante* (enthalpie exprimée par rapport aux conditions de référence retenues et définissant T_e) puisque l'eau introduite est liquide et prise à ladite température T_e .

Du point de vue de l'enthalpie, la procédure est *non intrusive* et nous dirons que la température limite repérée est la *température humide isenthalpique* T_H^{is} .

Nous pouvons écrire par définition de T_H^{is} :

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd} = \Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g} =$$

$$\Delta_{ref}^{T_H^{is}} H_{gc,sat} = \frac{1}{(PCS)_{T_e}} \cdot \left[\begin{aligned} & \left[N_{H_2O}^{gc,sat}(T_H^{is}) - e_e \right] \cdot (C_{\phi,T_e} + \Delta_{T_e}^{T_H^{is}} h_{H_2O,v}) + e_e \cdot \Delta_{T_e}^{T_H^{is}} h_{H_2O,v} \\ & + N_{O_2} \cdot \Delta_{T_e}^{T_H^{is}} h_{O_2} + N_{N_2} \cdot \Delta_{T_e}^{T_H^{is}} h_{N_2} + N_{CO_2} \cdot \Delta_{T_e}^{T_H^{is}} h_{CO_2} + N_{SO_2} \cdot \Delta_{T_e}^{T_H^{is}} h_{SO_2} + N_{Ar} \cdot \Delta_{T_e}^{T_H^{is}} h_{Ar} \end{aligned} \right]$$

où,

$$N_{H_2O}^{gc,sat}(T_H^{is}) = (N_{O_2} + N_{N_2} + N_{CO_2} + N_{SO_2} + N_{Ar}) \cdot \frac{P_{sat}(T_H^{is})}{P_{tgc} - P_{sat}(T_H^{is})}$$

avec,

$$P_{sat}(T_H^{is}) = 140974 \cdot e^{\frac{-3928,5}{T_H^{is} + 231,667}}$$

Exemple

Pour le cas des gaz sortant du séchoir précédent et supposant que la pression totale de ces gaz est 1009hPa, on obtient pour $\Delta_{ref}^{T_H^{is}} H_{gc,sat} = \Delta_{ref}^{T_S=92^\circ C} H_{PC+Qeadd} = 0,6928$ (/Pcs₂₅) :

$$T_H^{is} = 61,91^\circ C$$

$$P_{sat}(T_H^{is}) = 217,57 \text{ hPa}$$

$$N_{H_2O}^{gc,sat}(T_H^{is}) = 11,7263 \text{ mol.mol}^{-1}$$

Cependant, l'opération que nous venons de décrire est difficile à réaliser, notamment sur site industriel.

Il lui est donc préféré la procédure décrite ci-après.

b) Procédure de saturation avec apport d'enthalpie égale à l'enthalpie de l'eau liquide nécessaire à la saturation des gaz initiaux et portée à la température humide

Dans un système énergétique procédant par combustion, les gaz objet de la mesure de température humide traversent un système ouvert.

Aussi, nous allons nous intéresser à la température indiquée par un thermomètre dont le bulbe a été enveloppé par une mèche préalablement humidifiée avec de l'eau liquide prise à la température T_e et qui aura été placé dans la veine gazeuse objet de la mesure, l'opération de saturation se faisant, sans conteste, à pression constante. Lorsque le régime d'évaporation sera établi, le système étant ouvert donnera lieu à l'observation d'un phénomène isotherme.

Ainsi, la température T_e étant généralement inférieure à la température vers laquelle on se dirige, on observera une montée de la température indiquée par le thermomètre humide depuis T_e jusqu'à un palier correspondant à une température d'évaporation constante, indépendante du mode opératoire si on opère dans un gaz pour lequel la vitesse relative de l'écoulement est suffisante (voir paragraphe 5.3.8). Ce palier durera le temps du séchage de la mèche, puis, prolongeant l'expérience, nous observerons que la température indiquée augmentera pour atteindre un nouveau palier correspondant à la température sèche dans la veine gazeuse.

Pendant le palier d'évaporation, le thermomètre indique la température de la mèche alors imprégnée d'eau liquide portée à une température pour laquelle la tension de vapeur d'eau est saturante : cette procédure aboutit, *par définition*, au repérage de la température humide T_H .

Selon la procédure *b* tout se passe comme si, durant le palier d'évaporation, l'eau liquide qui s'évapore avait été préalablement portée à la température T_H , n'empruntant aux gaz qui échangent avec le bulbe pendant cette séquence isotherme, uniquement l'enthalpie latente d'évaporation à la température T_H , soit C_{ϕ,T_H} par mole d'eau.

Dans ce cas, et du point de vue de l'enthalpie, la procédure est *intrusive* et on peut écrire que, par rapport à l'expérience précédente, les gaz saturés à T_H ont reçu une enthalpie supplémentaire ϵ_{T_e} correspondant à l'enthalpie de préchauffage de T_e à T_H de l'eau liquide évaporée.

Pour expliciter ϵ_{T_e} , nous observerons que pendant la mesure de la température humide T_H , la teneur locale des gaz en vapeur d'eau est telle que ces gaz sont saturés à ladite température humide. Par mole de combustible, on peut écrire :

$$N_{H_2O}^{gc,sat}(T_H) = (N_{O_2} + N_{N_2} + N_{CO_2} + N_{SO_2} + N_{Ar}) \cdot \frac{P_{sat}(T_H)}{P_{igc} - P_{sat}(T_H)}$$

avec,

$$P_{sat}(T_H) = 140974 e^{\frac{-3928,5}{T_H + 231,667}}$$

$$P_{sat}(T_H) < P_{igc}$$

Sans intrusion du thermomètre à bulbe humide, la teneur des gaz en vapeur d'eau est telle que, par définition de la température de rosée eau T_R , ces gaz sont saturés à ladite température de rosée eau.

Et ϵ_{T_e} peut s'écrire (par mole de combustible et relativement au Pcs à la température T_e) :

$$\epsilon_{T_e} = \frac{1}{(Pcs)_{T_e}} \cdot \Delta_{T_e}^{T_H} h_{H_2O,l} \cdot (N_{H_2O}^{gc,sat}(T_H) - N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R)) = \epsilon_{T_e} [T_H, T_R]$$

où $\Delta_{T_e}^{T_H} h_{H_2O,l}$ est l'enthalpie molaire de l'eau liquide à T_H .

En fait, on observe que la température de l'eau liquide qui imprègne le bulbe du thermomètre n'a pas d'influence sur la valeur de la température T_H mesurée puisque les conditions initiales relatives à cette eau liquide sont *oubliées* au moment de la mesure. Il n'est donc pas nécessaire que l'eau utilisée pour mouiller le bulbe de la sonde soit à la température de T_e . Au contraire la température de cette eau liquide peut être quelconque...

Cependant, l'expression de l'enthalpie associée à l'état des gaz considérés, de même que l'expression de ϵ_{T_e} , doivent faire référence à la même valeur de T_e .

Nous noterons pour l'état E étudié :

Procédure (a)

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd} = \Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g} = \Delta_{ref}^{T_H} H_{gc,sat}$$

Procédure (b)

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd} = \Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g} = \Delta_{ref}^{T_H} H_{gc,sat} - \epsilon_{T_e} [T_H, T_R]$$

Par ailleurs, on notera que la température humide, issue d'un processus d'échanges massiques et thermiques entre les gaz et l'eau du bulbe thermométrique jusqu'à saturation des gaz en vapeur d'eau, est en relation univoque avec l'enthalpie des gaz saturés. Elle constitue donc un phénomène qui bénéficie de la superposition des transferts de chaleur et de masse dont on sait l'analogie.

Exemple

Nous poursuivons avec le cas des gaz sortant à 92°C du séchoir à contact direct, fonctionnant au gaz naturel de Groningue...

La pression des produits de combustion à l'endroit considéré est $P_{tgc} = 1009 \text{ hPa}$.

La température humide des produits de combustion à la sortie du séchoir considéré est $T_H = 62,0^\circ\text{C}$ (nous verrons avec les exemples numériques et les diagrammes hygrométriques de combustion que, pour être pertinentes, la température humide et la température de rosée eau doivent être mesurées avec une précision de l'ordre de $\pm 0,2^\circ\text{C}$).

Soit $P_{sat}(T_H=62,0^\circ\text{C}) = 218,5 \text{ hPa}$

$$N_{H_2O}^{gc,sat}(62,0^\circ\text{C}) = (0,9443 + 34,0415 + 7,28 + 0,3993)218,5 / (1009 - 218,5) \\ = 11,7929 \text{ mol.mol}^{-1}$$

$$N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R) = 1,8 + 8,5 + 0,3459 = 10,6459 \text{ mol.mol}^{-1}$$

Et, si $\Delta_{Te}^H h_{H_2O,l} = 2,786 \text{ kJ.mol}^{-1}$

$$\epsilon_{Te} = 2,786 \cdot (11,7929 - 10,6459) / 810,63 = 0,0039 \text{ (} / P_{cs25} \text{)}$$

4.4 EXPRESSION DE L'ENTHALPIE DES PRODUITS DE COMBUSTION EN FONCTION DE LA TEMPERATURE HUMIDE

Pour des produits de combustion non saturés, ou en limite de saturation en vapeur d'eau, définis par leur composition, leur température sèche ou leur enthalpie, la température humide T_H enregistrée correspond à un état de saturation en vapeur d'eau. Correspondant à un état saturé, la température humide dépend de la pression totale P_{tgc} (rappel).

Par ailleurs, nous avons établi que l'enthalpie des gaz saturés au moment de la mesure majore l'enthalpie réelle des gaz (avant intrusion de la sonde) de ϵ_{Te} .

Ainsi, au voisinage du bulbe humide, nous pouvons écrire, par mole de combustible :

$$\Delta_{ref}^H H_{gc,sat} = \frac{1}{(PCS)_{Te}} \left[\left[N_{H_2O}^{gc,sat}(T_H) - e_e \right] \cdot (C_{\phi,Te} + \Delta_{Te}^H h_{H_2O,v}) + e_e \cdot \Delta_{Te}^H h_{H_2O,v} \right. \\ \left. + N_{O_2} \cdot \Delta_{Te}^H h_{O_2} + N_{N_2} \cdot \Delta_{Te}^H h_{N_2} + N_{CO_2} \cdot \Delta_{Te}^H h_{CO_2} + N_{SO_2} \cdot \Delta_{Te}^H h_{SO_2} + N_{Ar} \cdot \Delta_{Te}^H h_{Ar} \right]$$

avec:

$$N_{H_2O}^{gc,sat}(T_H) = (N_{O_2} + N_{N_2} + N_{CO_2} + N_{SO_2} + N_{Ar}) \cdot \frac{P_{sat}(T_H)}{P_{tgc} - P_{sat}(T_H)}$$

Et, pour l'enthalpie des gaz (avant intrusion de la sonde ou en dehors de la zone perturbée) :

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd} = \Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)g} = \Delta_{ref}^{T_H} H_{gc,sat} - \epsilon_{Te} [T_H, T_R]$$

Finalement, pour des produits de combustion présentant une seule phase gazeuse ou à la limite de la saturation, nous pouvons rigoureusement écrire pour l'état E étudié :

$$\begin{aligned} \Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd} &= \Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)g} \\ &= \frac{1}{(Pcs)_{ref}} \cdot \left[\left[N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R) - e_e \right] \cdot (C_{\phi,Te} + \Delta_{Te}^{Ts} h_{H_2O,v}) + e_e \cdot \Delta_{Te}^{Ts} h_{H_2O,v} \right. \\ &\quad \left. + N_{O_2} \cdot \Delta_{Te}^{Ts} h_{O_2} + N_{N_2} \cdot \Delta_{Te}^{Ts} h_{N_2} + N_{CO_2} \cdot \Delta_{Te}^{Ts} h_{CO_2} + N_{SO_2} \cdot \Delta_{Te}^{Ts} h_{SO_2} + N_{Ar} \cdot \Delta_{Te}^{Ts} h_{Ar} \right] \\ &= \frac{1}{(Pcs)_{Te}} \cdot \left[\left[N_{H_2O}^{gc,sat}(T_H) - e_e \right] \cdot (C_{\phi,Te} + \Delta_{Te}^{T_H} h_{H_2O,v}) + e_e \cdot \Delta_{Te}^{T_H} h_{H_2O,v} \right. \\ &\quad \left. + N_{O_2} \cdot \Delta_{Te}^{T_H} h_{O_2} + N_{N_2} \cdot \Delta_{Te}^{T_H} h_{N_2} + N_{CO_2} \cdot \Delta_{Te}^{T_H} h_{CO_2} + N_{SO_2} \cdot \Delta_{Te}^{T_H} h_{SO_2} + N_{Ar} \cdot \Delta_{Te}^{T_H} h_{Ar} \right] \\ &= \frac{1}{(Pcs)_{Te}} \cdot \left[\left[N_{H_2O}^{gc,sat}(T_H) - e_e \right] \cdot (C_{\phi,Te} + \Delta_{Te}^{T_H} h_{H_2O,v}) + e_e \cdot \Delta_{Te}^{T_H} h_{H_2O,v} \right. \\ &\quad \left. + N_{O_2} \cdot \Delta_{Te}^{T_H} h_{O_2} + N_{N_2} \cdot \Delta_{Te}^{T_H} h_{N_2} + N_{CO_2} \cdot \Delta_{Te}^{T_H} h_{CO_2} + N_{SO_2} \cdot \Delta_{Te}^{T_H} h_{SO_2} + N_{Ar} \cdot \Delta_{Te}^{T_H} h_{Ar} \right] \\ &\quad - \frac{1}{(Pcs)_{Te}} \cdot \Delta_{Te}^{T_H} h_{H_2O,l} \cdot (N_{H_2O}^{gc,sat}(T_H) - N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R)) \end{aligned}$$

Expressions pour lesquelles on observera toujours,

$$P_{sat}(T_R) \leq P_{sat}(T_H) < P_{tgc}$$

Exemple

Nous continuons l'étude du cas des gaz sortant du séchoir à contact direct, fonctionnant au gaz naturel de Groningue en imaginant que la grandeur connue à côté du facteur d'air et de la quantité d'eau évaporée soit la température humide $T_H = 62,0^\circ C$ (en remplacement de la température sèche).

Avec les conditions de référence ref représentées par $Te = 25^\circ C$

$$P_{tce} = 0,1hPa ; P_{PH_2Oce} = 1013 hPa ; P_{tae} = 8 hPa ; P_{PH_2Oae} = 1013hPa$$

Rappelant que,

la pression totale locale des produits de combustion est $P_{tgc} = 1009hPa$,

le facteur d'air est 5,

l'évaporation d'eau représente 8,5 moles par mole de combustible,

la température humide des produits de combustion à l'endroit considéré est $62,0^\circ C$,

(soit $P_{sat}(62,0^\circ C) = 218,5 hPa$)

Par ailleurs, ayant toujours,

$$\begin{aligned}
 N(H_2O)_0 &= 1,80 \text{ mol.molc}^{-1} \\
 e &= 0,3459 \text{ mol.molc}^{-1} \\
 Q_{eadd} &= 8,5 \text{ mol.molc}^{-1} \\
 N_{O_2} &= 7,28 \text{ mol.molc}^{-1} \\
 N_{N_2} &= 34,0336 \text{ mol.molc}^{-1} \\
 N_{CO_2} &= 0,9443 \text{ mol.molc}^{-1} \\
 N_{SO_2} &= 0 \\
 N_{Ar} &= 0,4071 \text{ mol.molc}^{-1} \\
 N_{H_2O}^{gc,sat}(T_H = 62,0^\circ C) &= 11,7929 \text{ mol.molc}^{-1} \\
 N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R) &= 10,6459 \text{ mol.molc}^{-1}
 \end{aligned}$$

avec :

$$\begin{aligned}
 C_{\phi,25^\circ C} &= 44,016 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1} \\
 \Delta_{25^\circ C}^{62,0^\circ C} h_{H_2O,v} &= 1,254 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1} \\
 \Delta_{25^\circ C}^{62,0^\circ C} h_{CO_2} &= 1,454 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1} \\
 \Delta_{25^\circ C}^{62,0^\circ C} h_{N_2} &= 1,079 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1} \\
 \Delta_{25^\circ C}^{62,0^\circ C} h_{O_2} &= 1,099 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1} \\
 \Delta_{25^\circ C}^{62,0^\circ C} h_{Ar} &= 0,769 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1}
 \end{aligned}$$

$$P_{cs_{25^\circ C}} = 810,63 \text{ kJ} \cdot \text{molc}^{-1}$$

nous obtenons :

$$\begin{aligned}
 \Delta_{ref}^{T_H=62,0^\circ C} H_{gc,sat} &= \\
 [(11,7929 - 0,3459) \cdot 45,270 + 0,3459 \cdot 1,254 + 0,9443 \cdot 1,454 + 34,0415 \cdot 1,079 + 7,28 \cdot 1,099 + \\
 0,3993 \cdot 0,769] / 810,53 &= 0,6970 \text{ (/} P_{cs_{25}}) \\
 \Delta_{ref}^E H_{PC+Q_{eadd}} &= \Delta_{ref}^{T_H=62,0^\circ C} H_{gc,sat} - \epsilon_{T_e} = 0,6970 - 0,0039 = 0,6931 \text{ (/} P_{cs_{25}})
 \end{aligned}$$

On notera que l'écart de 0,0003 (/Pcs25) entre les valeurs de l'enthalpie obtenue à partir des mesures de la température sèche puis de la température humide est imputable aux incertitudes de mesures (on aurait dû mesurer $T_H = 61,996^\circ C$ pour obtenir l'enthalpie correspondant à $T_S = 92^\circ C$ ou encore $T_S = 92,064^\circ C$ pour obtenir l'enthalpie correspondant à $T_H = 62,0^\circ C$).

Dans le cas où la totalité des $PC + Q_{eadd}$ se présente sous la forme d'une seule phase gazeuse sèche, ou à la limite de la saturation, il est à retenir que, après avoir précisé les conditions de référence, la pression totale, la quantité d'eau additionnelle, les expressions de l'enthalpie que nous venons d'établir ont exigé que soient connus deux paramètres identifiant l'état des produits de combustion :

- le facteur d'air ou la température de rosée eau ;
- la température sèche ou la température humide.

Ainsi la température humide T_H , paramètre caractéristique de l'état E , apparaît comme un paramètre *pertinent* à considérer du point de vue métrologique pour appréhender l'enthalpie des produits de combustion.

LE CAS GÉNÉRAL

Lorsque les produits de combustion sont refroidis en dessous de leur température de rosée eau, l'eau se présente sous les formes gazeuse et liquide :

- une phase gazeuse pour laquelle l'enthalpie s'exprime comme nous l'avons fait précédemment ;
- une phase correspondant à une fraction de l'eau introduite ou formée dans le système qui, compte tenue des échanges, se trouve liquide, qualifiée de condensats.

Le plus souvent on observera que la phase gazeuse est alors saturée en vérifiant que $T_S = T_H = T_R$ (température de rosée eau locale) = T^* .

Il reste cependant des cas pour lesquels des condensats apparaissent en même temps que sont évacués des gaz non saturés.

Par exemple, ceci sera constaté à la sortie d'échangeurs condenseurs où la circulation des gaz est hétérogène, faisant apparaître la phase liquide ou condensat dans une partie du flux au contact des parois les plus froides, alors que l'autre partie du flux, suivant un cheminement différent, donnera lieu à des échanges thermiques et massiques différents, le tout se retrouvant mélangé dans la zone de mesure.

Pour couvrir l'ensemble des configurations possibles nous ferons appel à la notion de *température de rosée commençante* $(T_R)_c$, ou température de rosée en correspondance avec la totalité de l'eau contenue dans les produits de combustion, apportée par l'hygrométrie des combustible et comburant, produite par la combustion, additionnelle, introduite dans le système sous forme liquide et/ou vapeur ($Q_{eadd} = Q_{eaddl} + Q_{eaddv}$).

Alors, et afin d'exprimer l'enthalpie de l'ensemble des produits de combustion et eau additionnelle, on observera que la quantité de condensats (ou eau liquide) Q_{cond} représente toujours l'écart entre les quantités de vapeur correspondant aux gaz saturés respectivement à la *température de rosée eau commençante* $(T_R)_c$ et la température de rosée eau locale (T_R) :

$$Q_{cond} = N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R)_c - N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R)$$

De son côté, la quantité d'eau additionnelle (vapeur) contenue dans la phase gazeuse des produits de combustion en l'état E considéré, $Q_{évap}$ vérifie toujours :

$$Q_{évap} = Q_{eadd} - Q_{cond}$$

Expression de l'enthalpie de la phase liquide (condensats)

Nous admettrons que, dans le cas où il y a présence simultanée d'eau liquide et d'eau vapeur dans un procédé industriel où les gaz sont en mouvement relatif par rapport au liquide, les deux phases qui coexistent ont la même température humide T_H .

Et nous pourrions expliciter l'enthalpie des condensats,

$$\Delta_{ref}^E H_{cond} = \frac{I}{(PCS)_{T_e}} \Delta_{T_e}^{T_H} h_{H_2O,l} \left(N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R)_c - N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R) \right)$$

ou,

$$\Delta_{ref}^E H_{cond} = - \frac{I}{(PCS)_{T_e}} \Delta_{T_e}^{T_H} h_{H_2O,l} \left(N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R) - N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R)_c \right)$$

Expression de l'enthalpie totale des produits de combustion sursaturés

Lorsque les produits de combustion présentent simultanément les phases gazeuse et liquide, la phase gazeuse étant saturée, on dira que les produits de combustion sont sursaturés, les valeurs des températures sèche, humide et rosée eau locales sont identiques. Et, concernant l'enthalpie des deux phases :

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd} = \Delta_{ref}^E H_{gc,sat} + \frac{I}{(PCS)_{T_e}} \Delta_{T_e}^{T_H} h_{H_2O,l} \left(N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R)_c - N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R) \right)$$

soit,

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd} = \Delta_{ref}^{T_H} H_{gc,sat} - \epsilon_{T_e} [T_R, (T_R)_c]$$

ou encore, puisque la température humide et la température de rosée eau locale sont identiques :

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd} = \Delta_{ref}^{T_H} H_{gc,sat} - \epsilon_{T_e} [T_H, (T_R)_c]$$

Expression de l'enthalpie totale des produits de combustion biphasiques non saturés

Dans un tel cas on peut toujours écrire :

$$\begin{aligned} \Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd} &= \Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g} + \Delta_{ref}^{T_H} H_{cond} = \Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g} + \frac{I}{(PCS)_{T_e}} \cdot \Delta_{T_e}^{T_H} h_{H_2O,l} \cdot \left(N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R)_c - N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R) \right) \\ &= \Delta_{ref}^{T_H} H_{gc,sat} - \frac{I}{(PCS)_{T_e}} \cdot \Delta_{T_e}^{T_H} h_{H_2O,l} \cdot \left(N_{H_2O}^{gc,sat}(T_H) - N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R) \right) + \frac{I}{(PCS)_{T_e}} \cdot \Delta_{T_e}^{T_H} h_{H_2O,l} \cdot \left(N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R)_c - N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R) \right) \end{aligned}$$

ou,

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd} = \Delta_{ref}^{T_H} H_{gc,sat} - \frac{I}{(PCS)_{T_e}} \cdot \Delta_{T_e}^{T_H} h_{H_2O,l} \cdot \left(N_{H_2O}^{gc,sat}(T_H) - N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R)_c \right)$$

soit,

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd} = \Delta_{ref}^{T_H} H_{gc,sat} - \epsilon_{T_e} [T_H, (T_R)_c]$$

Expression de l'enthalpie totale des produits de combustion gazeux monophasiques

(rappel)

Nous avons déjà établi pour ce cas que :

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd} = \Delta_{ref}^{T_H} H_{gc,sat} - \epsilon_{T_e} [T_H, T_R]$$

Puisqu'il n'y a pas de condensats $T_R = (T_R)_c$, on peut donc aussi écrire :

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd} = \Delta_{ref}^{T_H} H_{gc,sat} - \epsilon_{Te} [T_H, (T_R)_c]$$

Finalement, quels qu'aient été les échanges massiques subis par les produits de combustion (et l'eau additionnelle), qu'ils soient saturés ou non, on peut toujours écrire pour l'ensemble des phases liquide et gazeuse :

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd} = \Delta_{ref}^{T_H} H_{gc,sat} - \epsilon_{Te} [T_H, (T_R)_c]$$

Soit,

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd} = \Delta_{ref}^{T_H} H_{gc,sat} - \frac{I}{(PCS)_{Te}} \cdot \Delta_{Te}^{T_H} h_{H_2O,l} \cdot (N_{H_2O}^{gc,sat}(T_H) - N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R)_c)$$

Ainsi, les conditions de référence étant précisées, la pression totale des produits de combustion P_{tgc} étant précisée, pour un facteur d'air défini, l'enthalpie totale des produits de combustion (complète) et de la totalité de l'eau associée est aussi et toujours égale à l'enthalpie de la phase gazeuse saturée à la température T_H diminuée de la chaleur sensible adimensionnelle véhiculée par une quantité d'eau liquide représentant la différence - positive ou négative - entre la quantité nécessaire à la saturation des gaz à ladite température humide et la quantité d'eau initialement contenue dans les produits de combustion (eau de combustion + eau introduite avec les comburant et combustible + eau additionnelle) portée à cette température humide.

Pour un état de dilution donné (*fa* connu), cette enthalpie n'est plus fonction que de la température humide et de la température de rosée commençante $(T_R)_c$, qu'il y ait condensation ou non, que les produits de combustion soient saturés ou non, qu'il y ait condensation concomitante avec une phase gazeuse saturée ou non.

La température humide est donc un paramètre particulièrement intéressant à connaître puisqu'il nous dispense de la connaissance des échanges massiques pour accéder aux échanges thermiques et au rendement de combustion dans le système.

Exemple

Nous poursuivons avec le cas du séchoir précédemment étudié et imaginons que les gaz chargés en vapeur d'eau passent dans un récupérateur condenseur d'où ils ressortent avec une température humide $T_H = 50,4^\circ C$ (soit $P_{sat}(T_H) = 126 \text{ hPa}$) pour finalement déterminer la récupération de chaleur réalisée.

On suppose que les produits de combustion ne subissent aucune perte de charge dans cet échangeur et $P_{tgc} = 1009 \text{ hPa}$ en sortie d'échangeur.

On pourra reprendre les conditions de référence. Soit $Te = 25^\circ C$

$$P_{tce} = 0,1 \text{ hPa} ; P_{PH_2Oce} = 1013 \text{ hPa} ; P_{tae} = 8 \text{ hPa} ; P_{PH_2Oae} = 1013 \text{ hPa}$$

$$N_{H_2O}^{gc,sat}((T_R)_c = 60,24^\circ C) = 10,6459 \text{ mol.mol}^{-1}$$

$$N_{H_2O}^{gc,sat}(T_H = 50,4^\circ C) = (0,9443 + 34,0415 + 7,28 + 0,3993)126 / (1009 - 126) = 6,088 \text{ mol.mol}^{-1}$$

$$C_{\phi, 25^{\circ}\text{C}} = 44,016 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$$

$$\Delta_{25^{\circ}\text{C}}^{50,4^{\circ}\text{C}} h_{\text{H}_2\text{O}, \nu} = 0,861 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$$

$$\Delta_{25^{\circ}\text{C}}^{50,4^{\circ}\text{C}} h_{\text{CO}_2} = 0,998 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$$

$$\Delta_{25^{\circ}\text{C}}^{50,4^{\circ}\text{C}} h_{\text{N}_2} = 0,741 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$$

$$\Delta_{25^{\circ}\text{C}}^{50,4^{\circ}\text{C}} h_{\text{O}_2} = 0,754 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$$

$$\Delta_{25^{\circ}\text{C}}^{50,4^{\circ}\text{C}} h_{\text{Ar}} = 0,528 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$$

Et,

$$\Delta_{\text{ref}}^{T_H=50,4^{\circ}\text{C}} H_{\text{gc}, \text{sat}} = [(6,088 - 0,3459)44,877 + 0,3459 \cdot 0,861 + 0,9443 \cdot 0,998 + 34,0415 \cdot 0,741 + 7,28 \cdot 0,754 + 0,3993 \cdot 0,528] / 810,63 = 0,3576 (/P_{\text{CS}_{25}})$$

$$(\Delta_{\text{ref}}^{T_H=50,4^{\circ}\text{C}} H_{\text{PC}+\text{Qeadd}})_{\text{sortie récupérateur condenseur}} = 0,3576 - 1,912 \cdot (6,088 - 10,6459) / 810,63 = 0,3684 (/P_{\text{CS}_{25}})$$

Ayant déjà établi que l'enthalpie à l'entrée était $0,6932 (/P_{\text{CS}_{25}})$, l'enthalpie récupérée dans cet échangeur représente l'écart entre l'entrée et la sortie, soit :

$$\Delta_{\text{ent}}^{\text{sov}} H_{\text{PC}+\text{Qeadd}} = 0,6931 - 0,3684 = 0,3247 (/P_{\text{CS}_{25}})$$

4.5 LE DIAGRAMME HYGROMETRIQUE DE COMBUSTION

Pour un combustible défini (composition et hygrométrie), un comburant défini (composition et hygrométrie), nous pouvons désormais exploiter les relations qui existent entre les paramètres descriptifs de l'état des produits de combustion $\text{PC} + \text{Qeadd}$.

Ayant précisé leur pression P_{tgc} , nous disposons de six paramètres descriptifs de leur état E .

Ce sont :

- la quantité d'eau additionnelle Q_{eadd} ;
- le facteur d'air fa (ou les *traceurs* que sont les concentrations des gaz déshydratés en CO_2 ou O_2 , respectivement $\gamma_{\text{CO}_2}; \gamma_{\text{O}_2} \dots$; voir paragraphe 5.3.3);
- la température de rosée eau T_R ;
- la température sèche T_S ;
- la température humide T_H ;
- l'enthalpie de la phase gazeuse $\Delta_{\text{ref}}^E H_{(\text{PC}+\text{Qeadd})_g}$.

Trois relations f existent entre ces six paramètres (deux relations concernent l'écriture de l'enthalpie, la troisième concerne l'écriture de la température de rosée) :

$$\Delta_{\text{ref}}^E H_{(\text{PC}+\text{Qeadd})_g} = f_1(Q_{\text{eadd}}, fa, T_S)$$

$$f_1(Q_{\text{eadd}}, fa, T_S) = f_2(Q_{\text{eadd}}, fa, T_H)$$

$$T_R = f_3(Q_{\text{eadd}}, fa)$$

Ainsi, l'état de la phase gazeuse à laquelle sont affectées 6 coordonnées liées par 3 relations, appartient à un espace à trois dimensions (3D) et peut être repéré par une combinaison des valeurs de trois paramètres parmi 19 combinaisons possibles (la combinaison fa , T_R , Q_{eadd} n'étant pas pertinente pour définir l'enthalpie).

Si l'un des six paramètres est déterminé à priori, la présentation graphique correspond à une section de l'espace 3D qui, par conséquent, se développe en 2D.

En particulier lorsque la valeur initiale de Q_{eadd} est connue, le domaine d'évolution n'a plus que deux dimensions et nous l'appellerons DHC-2D.

Etablissement des DHC-2D

Pour un DHC-2D, la valeur de Q_{eadd} est déterminée.

La procédure d'établissement du DHC-2D considéré est la suivante :

- une valeur du facteur d'air fa est choisie ;
- la valeur de la température de rosée eau T_R associée est repérée ;
- une valeur de la température humide T_H est choisie.

L'enthalpie totale $\Delta_{ref}^E H_{PC+Q_{eadd}}$ des PC+ Q_{eadd} est alors établie en ajoutant à l'enthalpie de la phase gazeuse, l'enthalpie des condensats, lorsque ceux-ci existent. Ainsi :

- lorsque $T_H \geq T_R$, $\Delta_{ref}^E H_{PC+Q_{eadd}} = \Delta_{ref}^E H_{(PC+Q_{eadd})g}$, on est dans le domaine des gaz secs (non saturés) et la valeur de T_S qui fournit la même valeur de l'enthalpie est repérée ;
- lorsque $T_H < T_R$, les gaz sont sursaturés ($T_S = T_H = T_R$ locale = T^*) et l'enthalpie totale est calculée en considérant que la température des condensats est égale à la température des gaz (T^*) et,

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Q_{eadd}} = \Delta_{acc}^{T_H} H_{gc,sat} - \epsilon_{Te} [T_H, T_R] = \Delta_{acc}^{T_H} H_{gc,sat} + \epsilon_{Te} [T_R, T_H]$$

Ainsi sont traitées toutes les valeurs de T_H .

Ensuite seront explorées toutes les valeurs de $fa \geq 1$.

On observe alors que, connaissant Q_{eadd} , il suffit de considérer le DHC-2D correspondant pour appréhender l'enthalpie des produits de combustion associée au couple (fa, T_H) puisqu'il a été établi que, quels que soient les échanges massiques, on peut toujours écrire :

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Q_{eadd}} = \Delta_{ref}^{T_H} H_{gc,sat} - \epsilon_{Te} [T_H, (T_R)_c]$$

Les coordonnées d'un (DHC-2D) $Q_{eadd}=cte$

Un DHC-2D est identifié par sa valeur de Q_{eadd} .

Ensuite l'enthalpie des produits de combustion $H_{pc} = \Delta_{ref}^E H_{PC+Q_{eadd}}$ et la température humide T_H constituent les coordonnées principales orthonormées du diagramme plan.

A l'intérieur de ces deux axes orthonormés, H_{pc} (en ordonnée) et T_H (en abscisse), une configuration de facteur d'air $fa = Cte$ donne lieu au tracé d'une courbe graduée en valeurs de la température sèche T_S depuis la température de $1500^\circ C$ jusqu'à la température de rosée eau T_R (la valeur de T_R est donc à lire par projection orthogonale sur l'axe T_H du point d'arrêt des graduations de T_S).

Au dessus de $1500^\circ C$ des espèces chimiques et des chaleurs de dissociation dont il n'est pas tenu compte dans ce contexte nous amènent à occulter les valeurs de T_S .

Lorsque le facteur d'air fa varie par valeurs discrètes, on obtient un faisceau de courbes *iso-titres* ($fa = \text{constant}$) graduées en T_S .

Un faisceau d'isothermes (*sèches*) T_S apparaît par jonction des iso-valeurs T_S .

La jonction de valeurs T_R associées à chaque valeur de fa permet d'obtenir la courbe T_R fonction de fa .

L'axe des abscisses (T_H, T_R) sera également gradué en tension de vapeur d'eau saturante afin d'effectuer (le cas échéant) le calcul de ϵ_{τ_e} ou d'établir aisément ω , valeur de l'hygrométrie relative des produits de combustion (voir paragraphe 4.6).

Le DHC-3D (voir figure 4.1)

Faisant varier par valeurs discrètes le paramètre Q_{eadd} et superposant l'ensemble des diagrammes *DHC-2D* obtenus, nous réalisons la *version 3D* du diagramme hygrométrique de combustion, le troisième axe principal étant l'axe de la quantité d'eau additionnelle Q_{eadd} .

Le *DHC-3D* apparaît donc comme un volume offrant des coupes et surfaces dont certaines sont intéressantes à repérer :

- les coupes horizontales qui représentent des *DHC-2D* pour lesquelles les valeurs de Q_{eadd} constituent un paramètre d'identification, la coupe paramétrée par la valeur $Q_{eadd} = 0$ séparant le volume en deux sous-volumes : le sous-volume supérieur qui rassemble l'ensemble des configurations pour lesquelles il y a eu introduction d'eau additionnelle dans le système ($Q_{eadd} > 0$), le sous-volume inférieur qui rassemble l'ensemble des configurations pour lesquelles il y a prélèvement d'eau ($Q_{eadd} < 0$ en correspondance avec des configurations de systèmes traversés par une charge hydrophile ou avec diverses configurations de générateurs de chaleur à condensation) ;
- la *surface saturante*, flanc incliné correspondant aux configurations pour lesquelles les gaz sont saturants ;
- des surfaces gauches, iso-titres ou iso-facteur d'air ;
- des surfaces gauches, isothermes sèches.

DHC-2D particuliers

Le (DHC-2D)_{Q_{eadd}=0}

Pour traiter le cas (très répandu) des procédés sans apport d'eau additionnelle, nous avons vu que le (DHC-2D)_{Q_{eadd}=0} accompagné de la mesure de la température humide et du facteur d'air permet d'établir, dans tous les cas y compris dans les procédés avec condensation, la valeur de l'enthalpie totale des produits de combustion.

Ainsi le (DHC-2D)_{Q_{eadd}=0} est un diagramme susceptible de très nombreuses applications et nous fournissons au chapitre 5 le diagramme des produits de combustion du méthane correspondant à diverses valeurs de la pression P_{tgc} .

Par ailleurs, dans la section *abaques* annexée, nous fournissons les abaques des produits de combustion atmosphérique des principaux hydrocarbures.

Le DHC complémentaire

Ce diagramme 2D correspond à la projection selon l'axe Q_{eadd} de la surface saturante du DHC-3D sur le plan $(\Delta_{ref}^{T_H} H_{gc,sat}, T_H)$. Il permet de repérer l'état des gaz de combustion saturés et est intéressant à exploiter notamment pour une première approche de performance ou de dimensionnement de systèmes avec échangeurs massiques.

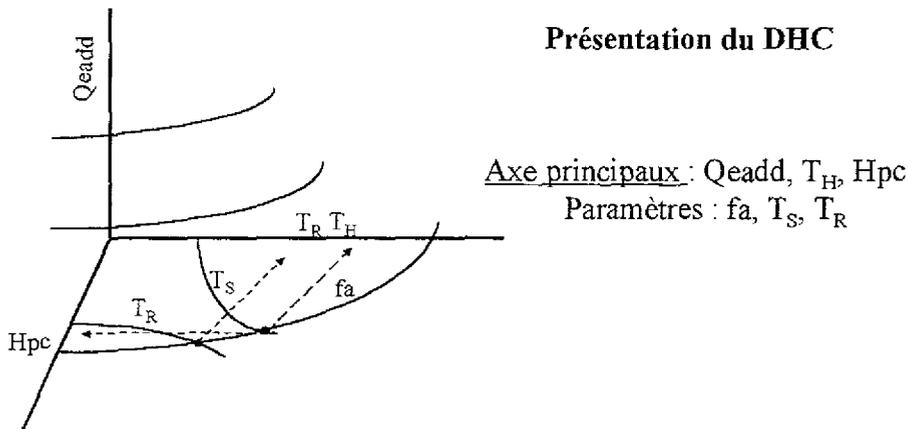
Nous fournissons également dans la section *abaques* le tracé de ce DHC complémentaire pour les combustibles les plus usuels.

Observations

A priori, l'emploi des DHC-2D est destiné aux configurations pour lesquelles la quantité d'eau additionnelle introduite Q_{eadd} est connue. Le DHC-2D peut alors répondre des échanges thermiques dans tous les cas, y compris lorsque les échanges massiques qui s'opèrent dans le système sont inconnus.

Par contre, le DHC-3D est particulièrement utile pour accéder à la fois aux échanges massiques et thermiques qui s'opèrent dans le système.

Présentation du DHC

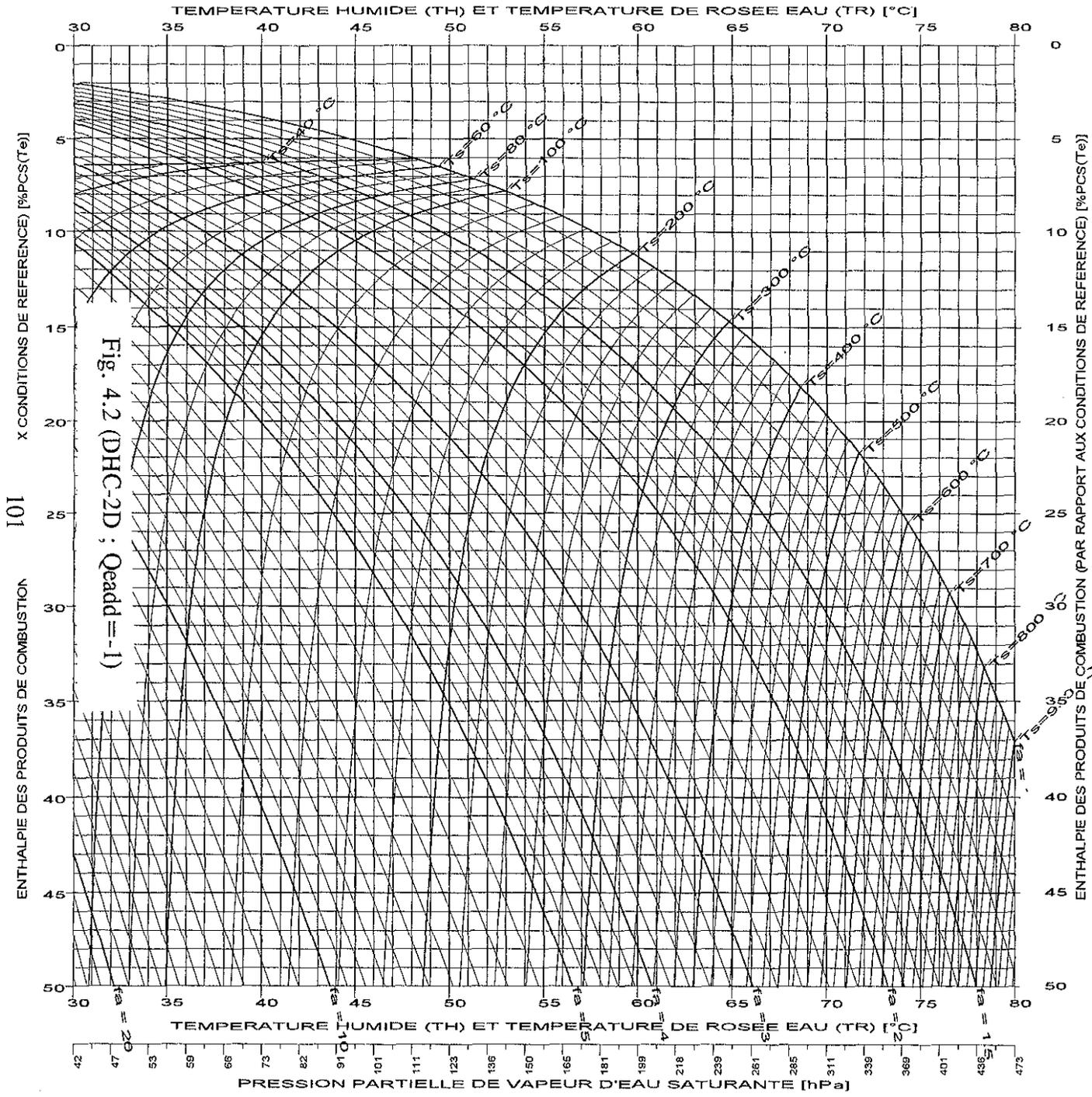


- Quand Q_{eadd} est connu : DHC (2D)
- Etat saturé : DHC complémentaire
- dH_{pc}/dT_H : Dimensionnement d'échangeurs biphasiques (cf chapitre 6)

Fig 4.1 Le diagramme hygrométrique de combustion

3 DHC-2D correspondant à trois valeurs de Q_{eadd} ainsi que le DHC complémentaire sont présentés en figures 4.2, 4.3, 4.4 et 4.5 pour les produits de la combustion du méthane.

On note que l'état E des produits de combustion est connu lorsque trois paramètres sont déterminés. Lorsque la quantité d'eau additionnelle est connue (par exemple, $Q_{eadd}=0$ pour le cas des chaudières), il n'en suffit plus que de deux. On peut donc utiliser la combinaison (T_H, T_S) dans le cas où il n'y a pas d'échanges massiques (c'est à dire, par exemple, dans le cas de chaudières pour lesquelles il est certain qu'il n'y a pas condensation).



DHC-2D
 Type de combustible :
 GAZ NATUREL

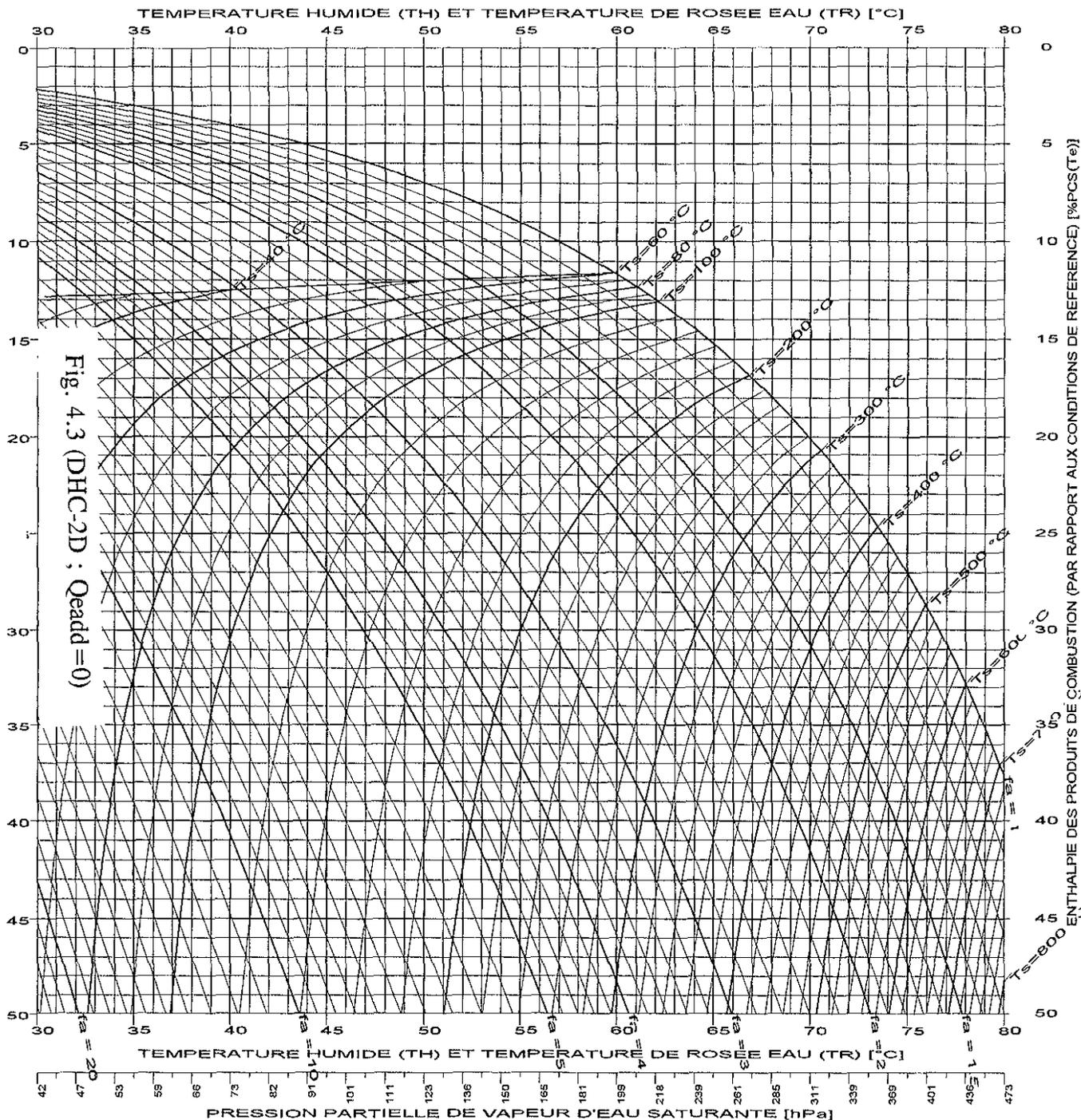
Ptgc = 1013.25 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE
 Température (Te) = 15.00 °C
 Hygrométrie du combustible :
 PpH2Oce = 0.00 hPa
 Ptce = 1013.25 hPa
 Hygrométrie du comburant :
 PpH2Oae = 8.00 hPa
 Ptae = 1013.25 hPa

COMBUSTIBLE
 Composition [% molaire sec] :
 Méthane(CH4) : 100.00 %
 PCS(Te) = 891.55 kJ/molc
 O2 stoech. = 2.00 mol/molc
 Hygr. réelle : PpH2Oc = 0.00 hPa
 Ptc = 1013.25 hPa

COMBURANT
 Composition [% molaire sec] :
 Oxygène : 20.946 %
 Azote : 78.102 %
 Gaz rares : 0.919 %
 Dioxyde de carbone : 0.033 %
 Hygr. réelle : PpH2Oa = 8.00 hPa
 Pta = 1013.25 hPa

EAU ADDITIONNELLE
 Qeadd = -1.000 mol/molc



DHC-2D
 Type de combustible :
GAZ NATUREL

Ptgc = 1013.25 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE

Température (Te) = 15.00 °C
 Hygrométrie du combustible :
 PpH2Oce = 0.00 hPa
 Ptce = 1013.25 hPa
 Hygrométrie du comburant :
 PpH2Oae = 8.00 hPa
 Ptae = 1013.25 hPa

COMBUSTIBLE

Composition [% molaire sec] :
 Méthane(CH4) : 100.00 %
 PCS(Te) = 891.55 kJ/molc
 O2 stoech. = 2.00 mol/molc
 Hygr. réelle : PpH2Oc = 0.00 hPa
 Ptc = 1013.25 hPa

COMBURANT

Composition [% molaire sec] :
 Oxygène : 20.946 %
 Azote : 78.102 %
 Gaz rares : 0.919 %
 Dioxyde de carbone : 0.033 %
 Hygr. réelle : PpH2Oa = 8.00 hPa
 Pta = 1013.25 hPa

EAU ADDITIONNELLE

Qeadd = 0.000 mol/molc

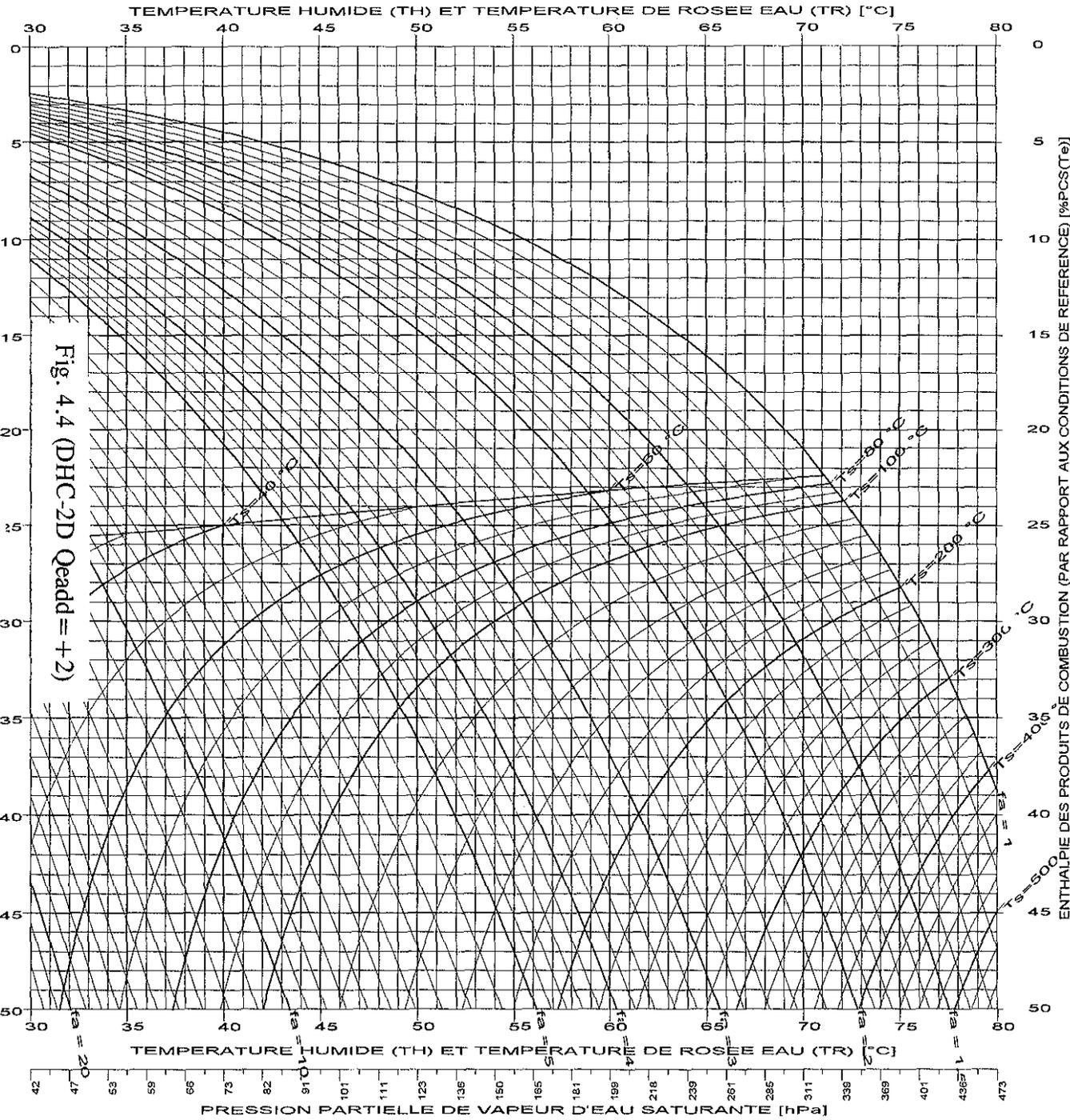


Fig. 4.4 (DHC-2D Qeadd = +2)

DHC-2D
 Type de combustible :
 GAZ NATUREL

Ptgc = 1013.25 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE
 Température (Te) = 15.00 °C
 Hygrométrie du combustible :
 PpH2Oce = 0.00 hPa
 Ptce = 1013.25 hPa
 Hygrométrie du comburant :
 PpH2Oae = 8.00 hPa
 Ptae = 1013.25 hPa

COMBUSTIBLE
 Composition [% molaire sec] :
 Méthane(CH4) : 100.00 %
 PCS(Te) = 891.55 kJ/molc
 O2 stoch. = 2.00 mol/molc
 Hygr. réelle : PpH2Oc = 0.00 hPa
 Ptc = 1013.25 hPa

COMBURANT
 Composition [% molaire sec] :
 Oxygène : 20.946 %
 Azote : 78.102 %
 Gaz rares : 0.919 %
 Dioxyde de carbone : 0.033 %
 Hygr. réelle : PpH2Oa = 8.00 hPa
 Pta = 1013.25 hPa

EAU ADDITIONNELLE
 Qeadd = 2.000 mol/molc

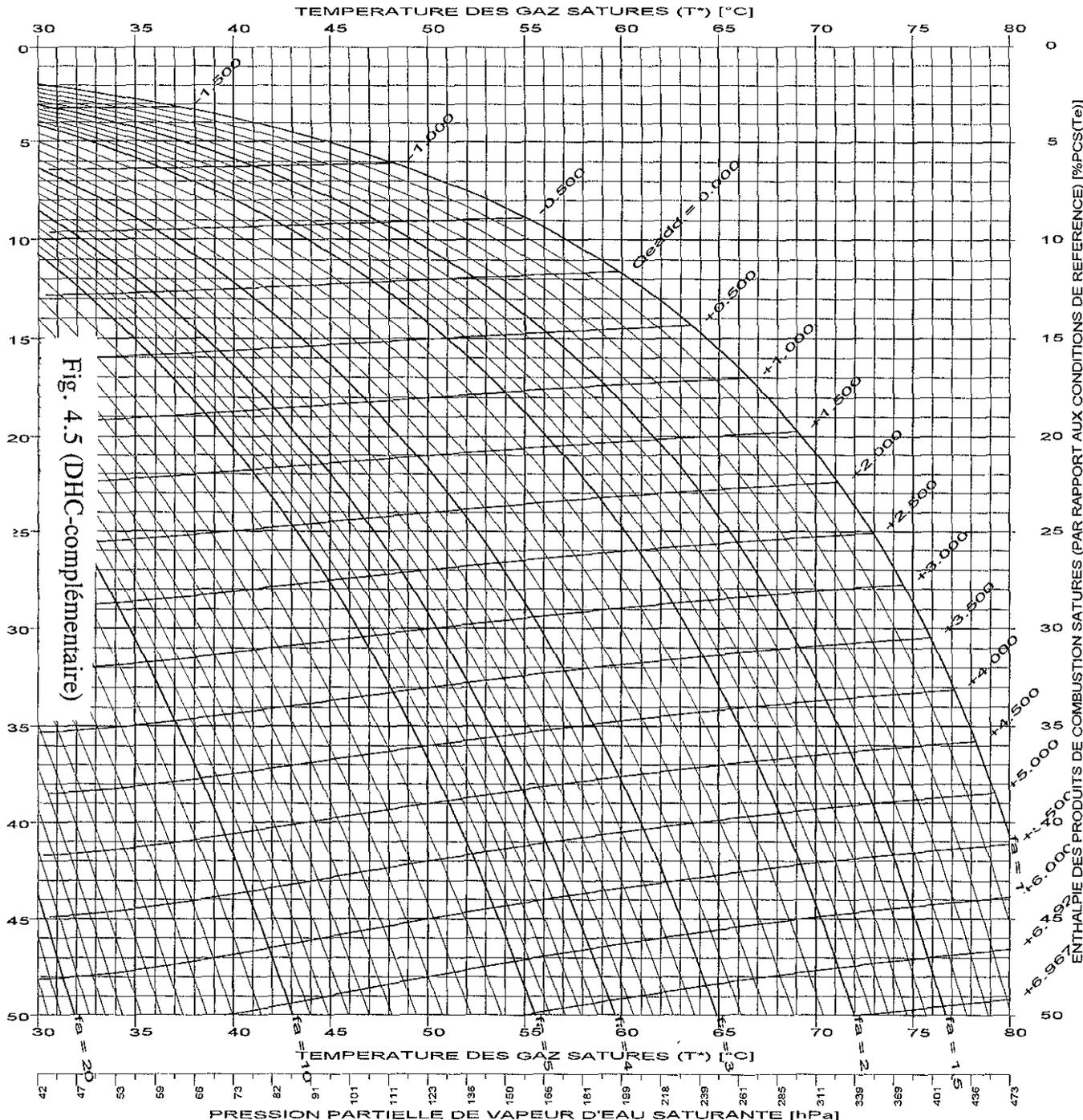


Fig. 4.5 (DHC-complémentaire)

DHC-Complémentaire
 Type de combustible :
 GAZ NATUREL

Ptgc = 1013.25 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE

Température (Te) = 15.00 °C
 Hygrométrie du combustible :
 PpH2Oce = 0.00 hPa
 Ptce = 1013.25 hPa
 Hygrométrie du comburant :
 PpH2Oae = 8.00 hPa
 Ptae = 1013.25 hPa

COMBUSTIBLE

Composition [% molaire sec] :
 Méthane(CH4) : 100.00 %
 PCS(Te) = 891.55 kJ/molc
 O2 stoech. = 2.00 mol/molc
 Hygr. réelle : PpH2Oc = 0.00 hPa
 Ptc = 1013.25 hPa

COMBURANT

Composition [% molaire sec] :
 Oxygène : 20.946 %
 Azote : 78.102 %
 Gaz rares : 0.919 %
 Dioxyde de carbone : 0.033 %
 Hygr. réelle : PpH2Oa = 8.00 hPa
 Pta = 1013.25 hPa

Qeadd en mol/mol c

4.6 AUTRES ENTHALPIES (associées aux flux entrants)

ENTHALPIE DU COMBURANT

L'état de référence *ref* relatif au comburant étant précisé, soit T_e , P_{PH2Oae} , P_{tae} , les conditions réelles d'entrée étant repérées *a*, soit T_a , P_{ta} , P_{PH2Oa} , nous écrivons l'enthalpie associée au comburant correspondant à une mole de combustible à l'image de ce qui a été écrit pour les produits de combustion, faisant appel à la température de rosée eau $T_{R,a}$ et à la température humide $T_{H,a}$ de l'air :

$$\begin{aligned} \Delta_{ref}^a H_a &= \frac{I}{(Pcs)_{T_e}} \cdot \left[(N_{H2O}^{a,sat}(T_{R,a}) - e_{ae}) \cdot (C_{\phi,T_e} + \Delta_{T_e}^{T_{S,a}} h_{H2O,v}) + e_{ae} \cdot \Delta_{T_e}^{T_{S,a}} h_{H2O,v} \right. \\ &\quad \left. + N_{O_2}^a \cdot \Delta_{T_e}^{T_{S,a}} h_{O_2} + N_{N_2}^a \cdot \Delta_{T_e}^{T_{S,a}} h_{N_2} + N_{CO_2}^a \cdot \Delta_{T_e}^{T_{S,a}} h_{CO_2} + N_{Ar}^a \cdot \Delta_{T_e}^{T_{S,a}} h_{Ar} \right] \\ &= \frac{I}{(Pcs)_{T_e}} \cdot \left[(N_{H2O}^{a,sat}(T_{H,a}) - e_{ae}) \cdot (C_{\phi,T_e} + \Delta_{T_e}^{T_{H,a}} h_{H2O,v}) + e_{ae} \cdot \Delta_{T_e}^{T_{H,a}} h_{H2O,v} \right. \\ &\quad \left. + N_{O_2}^a \cdot \Delta_{T_e}^{T_{H,a}} h_{O_2} + N_{N_2}^a \cdot \Delta_{T_e}^{T_{H,a}} h_{N_2} + N_{CO_2}^a \cdot \Delta_{T_e}^{T_{H,a}} h_{CO_2} + N_{Ar}^a \cdot \Delta_{T_e}^{T_{H,a}} h_{Ar} \right] \\ &\quad - \frac{I}{(Pcs)_{T_e}} \cdot \Delta_{T_e}^{T_{H,a}} h_{H2O,l} \cdot (N_{H2O}^{a,sat}(T_{H,a}) - N_{H2O}^{a,sat}(T_{R,a})) \end{aligned}$$

avec :

$$e_{ae} = \frac{N(O_2)_0}{s} \cdot fa \cdot \frac{P_{PH2Oae}}{P_{tae} - P_{PH2Oae}}$$

$$N_{O_2}^a = \text{nombre de moles d'oxygène} = N(O_2)_0 \cdot fa$$

$$N_{N_2}^a = \text{nombre de moles d'azote} = \frac{N(O_2)_0}{s} \cdot u \cdot fa$$

$$N_{CO_2}^a = \text{nombre de moles d'anhydride carbonique} = \frac{N(O_2)_0}{s} \cdot t \cdot fa$$

$$N_{Ar}^a = \text{nombre de moles d'argon et autres gaz rares} = \frac{N(O_2)_0}{s} \cdot (1 - s - u - t) \cdot fa$$

$$N_{H2O}^{a,sat}(T_{H,a}) = (N_{O_2}^a + N_{N_2}^a + N_{CO_2}^a + N_{Ar}^a) \cdot \frac{P_{sat}(T_{H,a})}{P_{ta} - P_{sat}(T_{H,a})}$$

$$N_{H2O}^{a,sat}(T_{R,a}) = (N_{O_2}^a + N_{N_2}^a + N_{CO_2}^a + N_{Ar}^a) \cdot \frac{P_{sat}(T_{R,a})}{P_{ta} - P_{sat}(T_{R,a})}$$

$$P_{sat}(T_{R,a}) \leq P_{sat}(T_{H,a}) < P_{ta}$$

et, pour les conditions de vapeur saturante (température de rosée et température humide), la relation entre température (en °C) et pression (en bar),

$$T = \frac{-3928,5}{\text{Log} \frac{P_{PH2O}}{140974}} - 231,667$$

Par ailleurs, et pour faire la liaison avec les grandeurs utilisées en génie climatique, on établira les,

- enthalpie de l'air humide contenant une mole d'air sec :

$$\Delta_{ref}^a h_{a/m} = \frac{s}{N(O_2)_0 \cdot fa} \cdot \Delta_{ref}^a H_a \cdot (Pcs)_{Te}$$

- relation entre P_{PH2Oa} , température sèche et hygrométrie relative de l'air (hy_{ra}) (selon la définition de l'hygrométrie relative retenue en génie climatique) :

avec $T_{S,a}$ en °C, P_{PH2Oa} en bar,

$$T_{S,a} \Rightarrow P_{sat}(T_{S,a}) = 140974 \cdot e^{\frac{-5928,5}{T_{S,a} + 231,667}}$$

$$hy_{ra} = \frac{P_{PH2Oa}}{P_{sat}(T_{S,a})}$$

- relation entre $\frac{P_{PH2Oa}}{P_{ia}}$ et la teneur massique en vapeur d'eau de l'air sec (m_{H2Oa}) :

$$\frac{P_{PH2Oa}}{P_{ia}} = \frac{m_{H2Oa}}{m_{H2Oa} + \frac{18,015}{31,999 \cdot s + 28,013 \cdot u + 44,010 \cdot t + 39,948 \cdot (1-s-u-t)}}$$

avec, pour cette dernière expression, m_{H2Oa} en $kg \cdot kg^{-1}$ de comburant sec.

ENTHALPIE DES AUTRES ÉLÉMENTS ENTRANTS

Enthalpie du combustible (dans l'état physique retenu pour exprimer le Pcs)

L'état de référence ref étant défini pour le combustible par T_e , P_{PH2Oce} , P_{ice} , les conditions réelles d'entrée du combustible étant repérées c , soit T_c , P_{PH2Oc} , P_{ic} ,

l'enthalpie d'une mole de combustible s'écrit :

$$\Delta_{ref}^c H_c = \frac{1}{(Pcs)_{Te}} \cdot \left[(N_{H2O}^{c,sat}(T_{R,c}) - e_{ce}) \cdot (C_{\phi,Te} + \Delta_{Te}^{Tc} h_{H2O,v}) + e_{ce} \Delta_{Te}^{Tc} h_{H2O,v} + 1 \cdot \Delta_{Te}^{Tc} h_c \right]$$

avec :

$$N_{H2O}^{c,sat}(T_{R,c}) = 1 \cdot \frac{P_{PH2Oce}}{P_{ice} - P_{PH2Oce}}$$

$$e_{ce} = 1 \cdot \frac{P_{PH2Oce}}{P_{ice} - P_{PH2Oce}}$$

Enthalpie de l'eau introduite à l'état liquide

L'indice l signifie que l'eau additionnelle introduite est liquide et l'enthalpie ne concerne que la chaleur sensible du liquide :

$$\Delta_{ref}^{T_{Qeaddl}} H_{Qeaddl} = \frac{I}{(Pcs)_{Te}} \cdot \Delta_{Te}^{T_{Qeaddl}} h_{H2O,l} \cdot Q_{eaddl}$$

Enthalpie de l'eau introduite à l'état vapeur

L'indice v signifie qu'il s'agit de l'eau additionnelle introduite à l'état de vapeur et, compte tenu de l'hypothèse faite sur l'état de référence de l'eau additionnelle introduite, l'enthalpie concerne les chaleurs sensible et latente :

$$\Delta_{ref}^{T_{Qeaddv}} H_{Qeaddv} = \frac{I}{(Pcs)_{Te}} \cdot (C_{\phi,Te} + \Delta_{Te}^{T_{Qeaddv}} h_{H2O,v}) \cdot Q_{eaddv}$$

Exemple

Cas de la combustion du méthane avec l'air atmosphérique standard, le facteur d'air étant 1,15.

Etat de référence pour l'air (ae) :

$$T_e = 15^\circ C ; P_{PH2Oae} = 8hPa ; P_{tae} = 1013,25hPa$$

Conditions réelles pour l'air entrant dans le système (a) :

$$T_a = 62^\circ C ; P_{PH2Oa} = 199hPa ; P_{ta} = 1013,25hPa$$

Etat de référence pour le combustible (ce) :

$$T_e = 15^\circ C ; P_{PH2Oce} = 0hPa ; P_{tce} = 1013,25hPa$$

Conditions réelles pour le combustible entrant dans le système (c) :

$$T_c = 20^\circ C ; P_{PH2Oc} = 0hPa ; P_{tc} = 1033,00hPa$$

Eau additionnelle :

$$Q_{eaddl} = 3 ; T_{Qeaddl} = 50^\circ C$$

$$Q_{eaddv} = 3 ; T_{Qeaddv} = 50^\circ C$$

Et,

$$\Delta_{ref}^a H_a = 0,15103 (/Pcs_{15})$$

$$\Delta_{ref}^c H_c = 0,00020 (/Pcs_{15})$$

$$\Delta_{ref}^{T_{Qeaddl}} H_{Qeaddl} = 0,00888 (/Pcs_{15})$$

$$\Delta_{ref}^{T_{Qeaddv}} H_{Qeaddv} = 0,15346 (/Pcs_{15})$$

Lorsque l'ensemble des enthalpies véhiculées par les flux entrants est connu, il est possible d'établir un *DHC* dédié à la lecture directe du rendement $W+Q$. A cette fin, on exploitera l'équation 3.2 du chapitre 3 en utilisant l'axe réservé à l'enthalpie des produits de combustion pour y figurer $W+Q$.

4.7 EXPRESSIONS DERIVEES

Ces expressions sont utilisées dans la méthode de dimensionnement des échangeurs biphasiques que nous présenterons au chapitre 6.

Admettant que,

$$C_{\phi, T_H} = C_{\phi, T_e} + \Delta_{T_e}^{T_H} h_{H_2O, v} - \Delta_{T_e}^{T_H} h_{H_2O, l}$$

$$C_{\phi, T^*} = C_{\phi, T_e} + \Delta_{T_e}^{T^*} h_{H_2O, v} - \Delta_{T_e}^{T^*} h_{H_2O, l}$$

nous pouvons alors établir pour le cas des gaz saturés ou sursaturés, les températures sèche et humide étant alors confondues :

$$(Pcs)_{T_e} \cdot \left(\frac{d(\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd})}{dT_H} \right)_{T_H} = C(T_H)_{p, PC+Qeadd} + C_{\phi, T_H} \cdot \left(\frac{d(N_{H_2O}^{gc, sat}(T_H))}{dT_H} \right)_{T_H}$$

soit,

$$C(T_H)_{p, PC+Qeadd} = (Pcs)_{T_e} \cdot \left(\frac{d(\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd})}{dT_H} \right)_{T_H} - C_{\phi, T_H} \cdot \left(\frac{d(N_{H_2O}^{gc, sat}(T_H))}{dT_H} \right)_{T_H}$$

Avec,

$$(Pcs)_{T_e} \cdot \left(\frac{d(\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd})}{dT_H} \right)_{T_H} = (Pcs)_{T_e} \cdot \left(\frac{d(\Delta_{ref}^{T_H} H_{gc, sat})}{dT_H} \right)_{T_H} - \Delta_{T_e}^{T_H} h_{H_2O, l} \cdot \left(\frac{d(N_{H_2O}^{gc, sat}(T_H))}{dT_H} \right)_{T_H} - (N_{H_2O}^{gc, sat}(T_H) - N_{H_2O}^{gc, sat}(T_R)_c) \cdot \frac{d(\Delta_{T_e}^{T_H} h_{H_2O, l})}{dT_H}$$

et puisque

$$C(T^*)_{p, gc, sat} = C(T^*)_{p, PC+Qeadd} + (N_{H_2O}^{gc, sat}(T^*) - N_{H_2O}^{gc, sat}(T_R)_c) \cdot \frac{d(\Delta_{ref}^{T^*} h_{H_2O, l})}{dT^*}$$

Cette expression devient pour la seule phase gazeuse de produits de combustion à l'état de saturation ou de sursaturation (T^* remplaçant T_H pour souligner l'état, toujours saturé, des gaz) :

$$C(T^*)_{p, gc, sat} = (Pcs)_{T_e} \cdot \left(\frac{d(\Delta_{ref}^{T^*} H_{gc, sat})}{dT^*} \right) - (C_{\phi, T^*} + \Delta_{T_e}^{T^*} h_{H_2O, l}) \cdot \left(\frac{d(N_{H_2O}^{gc, sat}(T^*))}{dT^*} \right)_{T^*}$$

Considérant le comburant associé à une mole de combustible à la température $T_{H,a}$, on peut établir les expressions dérivées et, définissant la capacité thermique à pression constante $C(T_{H,a})_{p,a}$, à l'image de ce qui a été fait pour les produits de combustion :

$$(Pcs)_{T_e} \cdot \left(\frac{d(\Delta_{ref}^a H_a)}{dT_{H,a}} \right)_{T_{H,a}} = C(T_{H,a})_{p,a} + C_{\phi, T_{H,a}} \cdot \left(\frac{d(N_{H_2O}^{a,sat}(T_{H,a}))}{dT_{H,a}} \right)_{T_{H,a}}$$

soit,

$$C(T_{H,a})_{p,a} = (Pcs)_{T_e} \cdot \left(\frac{d(\Delta_{ref}^a H_a)}{dT_{H,a}} \right)_{T_{H,a}} - C_{\phi, T_{H,a}} \cdot \left(\frac{d(N_{H_2O}^{a,sat}(T_{H,a}))}{dT_{H,a}} \right)_{T_{H,a}}$$

ou encore, pour la seule phase gazeuse de l'air saturé :

$$C(T_{*,a})_{p,asat} = (Pcs)_{T_e} \cdot \left(\frac{d(\Delta_{ref}^{T_{*,a}} H_{a,asat})}{dT_{*,a}} \right)_{T_{*,a}} - (C_{\phi, T_{*,a}} + \Delta_{T_e}^{T_{*,a}} h_{H_2O,l}) \cdot \left(\frac{d(N_{H_2O}^{a,sat}(T_{*,a}))}{dT_{*,a}} \right)_{T_{*,a}}$$

4.8 A PROPOS DE L'HYGROMETRIE DES PRODUITS DE COMBUSTION

Dans le cas de certains procédés industriels, il peut être intéressant d'évaluer l'hygrométrie des produits de combustion en valeur relative (à l'image de ce qui se fait en génie climatique, soit le rapport de la quantité de vapeur d'eau contenue dans l'unité de quantité d'air déshydraté à la quantité de vapeur d'eau saturante dans les mêmes conditions de pression totale et de température sèche ou, de manière équivalente, le rapport de la pression partielle de vapeur à la pression de vapeur saturante dans les mêmes conditions de pression totale et de température sèche).

Toutefois, s'agissant de gaz de combustion en applications industrielles, le concept d'hygrométrie relative tel que défini en génie climatique n'est plus adapté puisque, très souvent, la température sèche des gaz étudiés est supérieure à 100°C , rendant l'hygrométrie de référence impossible à déterminer dans les conditions très fréquemment rencontrées où la pression reste voisine de la pression atmosphérique.

Puisque nous avons vu que la température humide isenthalpique (issue d'échanges massiques aboutissant à la saturation à enthalpie constante si l'eau liquide nécessaire à la saturation est prise à la température de référence et repérée par l'exposant *is*) ou la température humide (issue d'échanges massiques aboutissant à la saturation lorsque l'eau liquide nécessaire à la saturation est préalablement portée à ladite température humide) correspondent aux échanges massiques maxima pour lesquels la quantité de vapeur véhiculée par les $PC + Q_{eadd}$ est maximale, il apparaît intéressant, du point de vue de l'analyse industrielle des procédés voués aux échanges massiques, d'exprimer l'hygrométrie relative comme le rapport de la quantité de vapeur d'eau contenue dans les produits de combustion à la quantité de vapeur d'eau qui y serait contenue si les gaz étaient saturés à la même température humide (isenthalpique ou non selon les cas), soit :

$$\omega^{is} = \frac{N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R)}{N_{H_2O}^{gc,sat}(T_H^{is})} = \frac{\frac{P_{sat}(T_R)}{P_{igc} - P_{sat}(T_R)}}{\frac{P_{sat}(T_H^{is})}{P_{igc} - P_{sat}(T_H^{is})}}$$

ou,

$$\omega = \frac{N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R)}{N_{H_2O}^{gc,sat}(T_H)} = \frac{\frac{P_{sat}(T_R)}{P_{igc} - P_{sat}(T_R)}}{\frac{P_{sat}(T_H)}{P_{igc} - P_{sat}(T_H)}}$$

L'exploitation de la première expression se heurte aux difficultés de mesure de la température humide isenthalpique (déjà signalées). Aussi nous retiendrons plutôt la deuxième proposition qui, dans la réalité industrielle, donne, comme on pouvait s'y attendre, des résultats numériques très proches de la première.

Exemple

Dans le cas du séchoir étudié, la température de rosée est $60,25^\circ\text{C}$, la température humide isenthalpique $61,91^\circ\text{C}$, la température humide $62,00^\circ\text{C}$.

$$\omega^{is} = \frac{10,6459}{11,7263} = \frac{\frac{201,64}{1009 - 201,64}}{\frac{217,57}{1009 - 217,57}} = 0,908$$

$$\omega = \frac{10,6459}{11,7929} = \frac{\frac{201,64}{1009 - 201,64}}{\frac{218,48}{1009 - 218,48}} = 0,903$$

Synthèse du chapitre

L'intérêt de la température humide comme indicateur d'enthalpie est multiple et cela sera explicité au chapitre 5. On note déjà que la température humide permet de :

- rendre compte de l'enthalpie de la totalité des produits de combustion quels que soient les échanges massiques et notamment permet d'éviter la mesure des quantités de condensat dans le cas de générateurs à condensation, ou d'évaporat dans le cas de séchage...
- nouvelles combinaisons métrologiques et, par exemple, associée à la température sèche elle permet d'accéder au rendement de combustion, le facteur d'air devenant un des résultat fourni par le diagramme hygrométrique de combustion !

METHODE DHC ET GENIE DES PROCEDES

La version intégrale du diagramme hygrométrique de combustion (version 3 D) – ou tout logiciel permettant d'en effectuer les différentes *coupes* - a été conçu pour analyser les échanges thermiques et massiques dans les systèmes thermiques susceptibles de combustion humide (3 flux entrants : l'eau additionnelle étant aux côtés des combustibles et comburants). Ces échanges sont évalués par comparaison entre l'état des éléments entrants dans le système étudié et l'état *E* des produits de combustion qui en sortent.

Comparée aux expressions traditionnelles de l'enthalpie, cette méthode souligne l'apport de la température humide dans le contexte des possibles échanges massiques relatifs à l'eau.

La méthode d'analyse fondée sur le diagramme hygrométrique de combustion (DHC) se prête à de nombreux traitements numériques et graphiques et peut être recommandée pour :

- l'étude des procédés : analyses de performances, prévision, amélioration, optimisation des performances ;
- la commande prédictive ;
- l'étude de la condensation atmosphérique (panache de vapeur d'eau) ;
- le dimensionnement d'échangeurs biphasiques.

Par ailleurs, la méthode DHC offre des avantages métrologiques spécifiques que nous présenterons et qui lui valent d'être étudiée comme une alternative aux méthodes traditionnelles dans le cadre de travaux soutenus par la CEE en vue d'améliorer la précision et de réduire les coûts des essais de chaudières (perspective de contrôles en laboratoires et sur sites plus fréquents).

Ce chapitre est consacré à l'illustration de l'utilisation de la méthode. Les résultats numériques sont issus de l'utilisation du logiciel développé en coopération avec l'INSA de Rouen.

5.1 METHODE DHC ET PERFORMANCES DES PROCEDES THERMIQUES : EXEMPLES

La référence choisie pour exprimer l'enthalpie est (sauf exception précisée au cas par cas) définie par :

- température (sèche): 15°C ;
- humidité du combustible : 0 ;
- humidité de l'air de combustion 8 hPa (*hygrométrie relative = 47%*) ; pression (totale) 1013,25 hPa.

5.1.1 Performances des chaudières

Les conditions d'entrée du combustible sont définies par :

- composition : $CH_4 = 100\%$;
- température (sèche): $15^\circ C$;
- humidité : nulle.

Les conditions d'entrée de l'air comburant sont définies par :

- composition : air atmosphérique standard ($s = 20,946\%$ de O_2 ; $u = 78,102\%$ de N_2 ; $t = 0,033\%$ de CO_2 ; Ar et gaz rares = $0,919\%$) ;
- température: $15^\circ C$;
- humidité de l'air de combustion définie par la pression de vapeur d'eau 8 hPa (hygrométrie relative = 47%) ; pression $1013,25\text{ hPa}$.

La pression des produits de combustion en l'état E (= sortie du système considéré) est $1013,25\text{ hPa}$.

Initialement, il n'y a pas d'eau additionnelle et, dans ce cas, on peut faire l'hypothèse qu'il n'y a pas d'échange de masse dans le procédé (pas de condensation, pas d'évaporation).

Nous pouvons donc utiliser le DHC 2D correspondant à $Q_{eadd}=0$.

Connaissant deux paramètres indépendants représentant l'état E , nous pouvons accéder aux échanges thermiques dans la chaudière.

Par exemple, si $fa = 1,15$ et $T_S = 215^\circ C$, alors le DHC 2D fournit :

$$\Delta_{ref}^a H_a = 0 ; \Delta_{ref}^c H_c = 0 ; \Delta_{ref}^{Q_{eadd}} H_{Q_{eadd}} = 0 ; \Delta_{ref}^{Q_{eaddv}} H_{Q_{eaddv}} = 0$$

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Q_{eadd}} = 0,1836 (/Pcs_{15})$$

$$-Q = 0,8164 (/Pcs_{15})$$

Mais, ayant la conviction qu'il n'y a pas eu d'échanges massiques, le même résultat peut être obtenu par un état E défini à partir du couple constitué par T_S (= $215^\circ C$) et T_H (= $65,7^\circ C$).

Alors, on souligne qu'avec la méthode DHC, les seules mesures des températures sèche et humide permettent de parvenir à la connaissance du rendement de combustion et à d'autres grandeurs parmi lesquelles se trouve le réglage de la combustion avec la valeur du facteur d'air fa .

On illustre également ici l'accès aux performances d'un échangeur sans combustion comme un récupérateur. Il suffit de s'intéresser successivement à l'ensemble s'arrêtant à l'entrée dudit récupérateur, c'est-à-dire la chaudière seule, puis à l'ensemble qui comprend la chaudière et le récupérateur qui, par exemple, rejette les gaz de combustion à $92^\circ C$. L'enthalpie rejetée à la cheminée est alors $0,1316 (/Pcs_{15})$ et l'énergie récupérée est $0,1836 - 0,1316 = 0,0520 (/Pcs_{15})$.

5.1.2 Chaudières à condensation et diagnostic condensation

Les conditions d'entrée du combustible sont définies par :

- composition : $CH_4 = 100\%$;
- température : $18^\circ C$;
- humidité : nulle.

Les conditions d'entrée de l'air comburant sont définies par :

- composition : air atmosphérique standard ($s = 20,946\%$ de O_2 ; $u = 78,102\%$ de N_2 ; $t = 0,033\%$ de CO_2 ; Ar et gaz rares = $0,919\%$) ;
- température : $29^\circ C$;
- humidité de l'air de combustion définie par la pression de vapeur d'eau $12,5\ hPa$; pression $1021\ hPa$.

La pression des produits de combustion en l'état E est $1020,5\ hPa$.

Initialement, il n'y a pas d'eau additionnelle mais des échanges de masse sont suspectés (condensation de vapeur d'eau). Nous sommes intéressés par la connaissance de la valeur de la quantité d'eau associée à la phase gazeuse.

Nous utilisons le DHC 3D.

Nous mesurons trois paramètres indépendants. Par exemple, si :

$O_2 \Rightarrow fa = 1,097$; $T_S = 68^\circ C$; $T_H = 48,2^\circ C$, alors le DHC 3D fournit :

$$\Delta_{ref}^c H_c = 0,012 \text{ (/Pcs}_{15}\text{)}$$

$$\Delta_{ref}^a H_a = 0,717 \text{ (/Pcs}_{15}\text{)}$$

$$(T_R)_c = 58,65^\circ C \text{ (Température de rosée initiale)}$$

$$T_R = 45,84^\circ C \text{ (température de rosée locale)}$$

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd} = 0,06936 \text{ (/Pcs}_{15}\text{)}$$

$$-Q = 0,9379 \text{ (/Pcs}_{15}\text{)}$$

$$Q_{eadd} = -Q_{condensats} = -1,098 \text{ molH}_2\text{O/molc} \text{ (la condensation est donc confirmée)}$$

On pourra constater que dans le cas où $fa = 1,097$; $T_S = 48,2^\circ C$; $T_H = 48,2^\circ C$, alors les gaz de combustion sont sursaturés et le DHC fournit :

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd} = 0,06936 \text{ (/Pcs}_{15}\text{)}$$

$$-Q = 0,9379 \text{ (/Pcs}_{15}\text{)}$$

$$Q_{condensats} = 0,950 \text{ molH}_2\text{O/molc}$$

Puisque fa et T_H ont la même valeur que précédemment, comme annoncé au chapitre 4, la valeur de l'enthalpie totale des produits de combustion est aussi la même que précédemment. Par contre les échanges massiques (quantité de condensats) sont différents.

Cet exemple confirme que la valeur de l'enthalpie et des échanges thermiques peut être issue de l'utilisation du DHC 2D et du couple (fa, T_H) tandis que la quantité de condensat (si elle n'est pas mesurée directement) est nécessairement une donnée déduite de l'utilisation du DHC 3D.

Enfin on note que, lorsque la quantité de condensat est connue – par exemple procédant à l'établissement d'un rendement selon une méthode plus traditionnelle faisant appel à l'enthalpie des gaz sortants et des condensats - on peut considérer le DHC 2D associé à la valeur $Q_{eadd} = -Q_{condensat}$, la température de cette quantité d'eau entrante étant encore supposée être la température humide T_H avec les valeurs des températures (sèche ou humide) et le facteur d'air représentant l'état des gaz de combustion.

Par exemple, poursuivant avec la même configuration de chaudière à condensation, considérant le DHC associé à $Q_{eadd} = -Q_{condensat} = -1,098 \text{ molH}_2\text{O/molc}$ (et une température d'eau de condensation égale à la température humide mesurée ou calculée par le DHC)...

- Si on mesure $fa = 1,097$; $T_S = 68^\circ\text{C}$, (ce qui est le cas traditionnel), alors :

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Q_{eadd}} = 0,06626 \text{ (/Pcs}_{15}\text{)}$$

$$\Delta_{ref}^{T_{Q_{eadd}}} H_{Q_{eadd}} = 0,00307 \text{ (/Pcs}_{15}\text{)}$$

$$-Q = 0,9379 \text{ (/Pcs}_{15}\text{)}$$

- Si on mesure $fa = 1,097$; $T_H = 48,2^\circ\text{C}$, alors :

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Q_{eadd}} = 0,06626 \text{ (/Pcs}_{15}\text{)}$$

$$\Delta_{ref}^{T_{Q_{eadd}}} H_{Q_{eadd}} = 0,00307 \text{ (/Pcs}_{15}\text{)}$$

$$-Q = 0,9379 \text{ (/Pcs}_{15}\text{)}$$

- Si on mesure $T_S = 68^\circ\text{C}$; $T_H = 48,2^\circ\text{C}$, alors :

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Q_{eadd}} = 0,06626 \text{ (/Pcs}_{15}\text{)}$$

$$\Delta_{ref}^{T_{Q_{eadd}}} H_{Q_{eadd}} = 0,00307 \text{ (/Pcs}_{15}\text{)}$$

$$-Q = 0,9379 \text{ (/Pcs}_{15}\text{)}$$

On souligne que la méthode DHC est particulièrement pertinente dans le cas des générateurs à condensation notamment par la possibilité offerte de s'affranchir de nombreuses mesures difficiles à effectuer comme celle de la quantité de condensat et la quantité d'énergie fossile entrante.

5.1.3 Cas de post-combustion

Le combustible entrant est défini par :

- composition : gaz naturel défini par CH_4 : 96% ; C_3H_8 : 1% ; N_2 : 3% ;
- température : 20°C ;
- humidité définie par la pression de vapeur d'eau $0,1 \text{ hPa}$; pression 1033 hPa .

Le comburant est constitué par les gaz de combustion d'une turbine à combustion :

- composition : $O_2 : 15,24\%$; $CO_2 : 3,19\%$; $N_2 : 80,59\%$; gaz rares : $0,98\%$;
- température : $555^\circ C$;
- humidité définie par la pression de vapeur d'eau $67,5 \text{ hPa}$; pression $1013,25 \text{ hPa}$.

On suppose qu'il y a de l'eau additionnelle liquide et vapeur issue de diverses récupérations thermiques et visant également la réduction des NOx...

$$Q_{eaddl} = 1 \text{ molH}_2\text{O/molc} ; T_{Q_{eaddl}} = 35^\circ C ;$$

$$Q_{eaddv} = 0,5 \text{ molH}_2\text{O/molc} ; T_{Q_{eaddv}} = 110^\circ C.$$

La pression des produits de combustion en l'état E est $1013,25 \text{ hPa}$.

Nous utilisons le DHC 2D avec $Q_{eadd} = 1,5$.

Si $fa = 1,15$; $T_H = 64,8^\circ C$; $T_S = 108^\circ C$, alors on obtient :

$$\Delta_{ref}^a H_a = 0,35187 \text{ (/Pcs}_{15})$$

$$\Delta_{ref}^c H_c = 0,00021 \text{ (/Pcs}_{15})$$

$$\Delta_{ref}^{T_{Q_{eaddl}}} H_{Q_{eaddl}} = 0,00172 \text{ (/Pcs}_{15})$$

$$\Delta_{ref}^{T_{Q_{eaddv}}} H_{Q_{eaddv}} = 0,02713 \text{ (/Pcs}_{15})$$

$$(T_R)_c = 64,85^\circ C$$

$$T_R = 62,52^\circ C$$

$$Q_{condensats} = 0,578 \text{ molH}_2\text{O/molc}$$

$-Q = 1,1265 \text{ (/Pcs}_{15})$ (compte tenu de sa définition, il n'y a pas d'anomalie à trouver dans ce cas un rendement de post-combustion supérieur à l'unité).

5.1.4 Séchage par produits de combustion : commande prédictive et efficacité

Les conditions d'entrée du combustible sont définies par :

- composition : $CH_4 = 100\%$;
- température : $12^\circ C$;
- humidité : nulle.

Les conditions d'entrée de l'air comburant sont définies par :

- composition : air atmosphérique standard ;
- température : $19^\circ C$;
- humidité de l'air de combustion définie par la pression de vapeur d'eau 12 hPa ; pression 1015 hPa .

Afin de simplifier le calcul qui commande le registre d'air, les conditions de référence pour exprimer l'enthalpie sont basées sur les caractéristiques de l'air que souffle le ventilateur :

- température : $19^\circ C$;
- humidité définie par la pression de vapeur d'eau 12 hPa et la pression 1015 hPa ;
- humidité du combustible : nulle.

La pression des produits de combustion est 1017 hPa en chaque état E considéré.

-Commande prédictive du facteur d'air

A l'entrée de la zone de séchage on peut admettre que le système n'a pas échangé avec l'extérieur et $W+Q = 0$.

En raison du choix de la référence, $\Delta_{ref}^a H_a = 0$ et avant contact avec la charge humide, $Q_{eadd} = 0$. Alors on peut écrire :

$$0 = -I - \Delta_{ref}^c H_c + \Delta_{ref}^E H_{PC+Q_{eadd}}$$

$$\text{ou, } \Delta_{ref}^E H_{PC+Q_{eadd}} = I + \Delta_{ref}^c H_c$$

Pour définir fa on utilisera le DHC 2D avec $Q_{eadd} = 0$ et T_S (par exemple $T_S = 200^\circ C$).

$$\text{Alors } \Delta_{ref}^c H_c = -0,00028 \text{ (/Pcs}_{19}\text{)}$$

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Q_{eadd}} = I + \Delta_{ref}^c H_c = 0,99972 \text{ (/Pcs}_{19}\text{)}$$

et le couple ($T_S, \Delta_{ref}^E H_{PC+Q_{eadd}}$) permet d'obtenir :

$$fa = 15,433$$

- Efficacité du séchage

Le but est de déterminer la quantité d'eau (additionnelle) contenue dans les gaz sortants et enlevée (évaporée) à la charge entrante.

On utilise le DHC 3D après mesure de 3 paramètres dans les gaz sortants du séchoir.

Par exemple, ayant mesuré $O_2 \Rightarrow fa = 15,433$; $T_S = 58^\circ C$; $T_H = 44,5^\circ C$, le DHC 3D fournit :

$$Q_{eadd} = 9,651 \text{ molH}_2\text{O/molc}$$

On note aussi que,

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Q_{eadd}} = 0,78757 \text{ (/Pcs}_{19}\text{)}$$

$$(T_R)_c \text{ (température de rosée initiale)} = 42,66^\circ C$$

5.1.5 Prévision des performances d'un cycle régénératif HAT

Un module psychrométrique établi sur le modèle du DHC (selon les expressions données au chapitre 4), également issu de la coopération avec l'INSA-Rouen, est utilisé pour déterminer les paramètres de l'air jusqu'à la chambre de combustion. Ensuite, le DHC prend le relais pour suivre les gaz de combustion jusqu'à l'atmosphère.

On suppose connaître :

Le taux de compression : 10 ;

La température de l'air en sortie de compresseur : $342^\circ C$;

La température en sortie de chambre de combustion : $1000^\circ C$;

La température des gaz en sortie de turbine de détente : $530^\circ C$.

Le module psychrométrique et le DHC fournissent :

- la température humide de l'air après compression (ou la température de l'air saturé après humidification jusqu'à saturation) : $112,4^{\circ}\text{C}$
 - la quantité d'eau nécessaire : $Q_{eadd} = 6,703 \text{ molH}_2\text{O/molc}$
- La valeur du facteur d'air pour obtenir $T_{cb} = 1000^{\circ}\text{C}$ en sortie de chambre de combustion : $fa = 4,060$
- le rendement du cycle : $-W = 0,4412 (/Pcs_{15})$ ou $0,4891 (/Pci_{15})$

5.1.6 Efficacité d'une pompe à vapeur d'eau sur une chaudière à condensation

On rappelle que l'efficacité de la pompe à vapeur d'eau est définie comme le rapport entre l'enthalpie recyclée par l'air préchauffé et humidifié et le maximum d'enthalpie des produits de combustion recyclable, obtenu lorsque les produits de combustion sont rejetés saturés à la température ambiante environnante.

Grâce à la pompe à vapeur d'eau, on supposera que l'air arrive saturé au brûleur à $(T^*)_a = t_2 = 61,6^{\circ}\text{C}$... (les indices 1 et 2,3,4 qui suivent correspondent aux indications de la figure 2.4).

Le combustible est défini par ses :

- composition : $\text{CH}_4 = 100\%$;
- température : 15°C ;
- humidité : nulle.

Par ailleurs, on suppose que l'air atmosphérique est dans la configuration standard ($t_1 = 15^{\circ}\text{C}$) et que l'état E en sortie de chaudière à condensation est défini par la pression $P_{tgc} = 1013,25 \text{ hPa}$ et le couple $fa = 1,15$; $T_H = t_3 = 68,2^{\circ}\text{C}$.

Il y a *combustion humide* car l'air sortant de la pompe à vapeur d'eau est chargé en vapeur d'eau par rapport à l'air atmosphérique, ici saturé à la température $t_2 (= 61,6^{\circ}\text{C})$. Mais, dans le cas de mise en œuvre sur chaudière à condensation, il n'y a pas d'eau additionnelle ($Q_{eadd}=0$). On utilisera donc le DHC 2D associé à $Q_{eadd}=0$.

Prenant comme référence les conditions standard, le DHC 2D fournit :

$$\Delta_{ref}^a H_a = 0,16455 (/Pcs_{15})$$

$$\Delta_{ref}^c H_c = 0 ; \Delta_{ref}^{T_{Q_{eadd}}} H_{Q_{eadd}} = 0 ; \Delta_{ref}^{T_{Q_{eaddv}}} H_{Q_{eaddv}} = 0$$

$$\Delta_{ref}^E H_{PC+Q_{eadd}} = 0,22351 (/Pcs_{15})$$

$$(T_R)_c \text{ (température de rosée initiale)} = 71,76^{\circ}\text{C}$$

$$-Q = 0,94104 (/Pcs_{15}^{\circ}\text{C})$$

Après avoir noté que la valeur de l'enthalpie des produits de combustion saturés à la température de référence de 15°C est de $0,00417 (/Pcs_{15})$, on peut calculer l'efficacité eP de la pompe à vapeur d'eau qui est alors $eP = 0,16455/(0,22351-0,00417)=75\%$.

Par ailleurs, on notera que la température de rosée est augmentée de $14,52^{\circ}\text{C}$ par rapport à la combustion avec l'air atmosphérique, devenant $71,76^{\circ}\text{C}$ et que la température des produits de combustion rejetés à la cheminée est $t_4 = 40,72^{\circ}\text{C}$.

La température de rosée initiale étant $(T_R)_c = 71,76^\circ\text{C}$, on peut aussi rechercher la pression P_{tgc} qui donnerait le même résultat et trouver ici $P_{tgc} = 1942 \text{ hPa}$, soit un taux de compression (mécanique) de $1,916$ (voir également fig. 5.4).

5.1.7 Prévion des performances d'un ensemble combinant les cycles STIG+PAVE sur site cogénératif

On suppose qu'un récupérateur-condenseur est mis en oeuvre pour condenser la quantité d'eau nécessaire au fonctionnement du cycle STIG optimisé et valoriser l'énergie latente récupérée.

Sont supposés connus :

- la température de l'air saturé entrant dans le compresseur : 50°C ;
- la température de l'air en sortie de compresseur : 397°C ;
- la température des gaz entrants dans la turbine de détente : 1000°C ;
- la température des gaz sortants de la turbine de détente : 547°C .

Sont fournis par le DHC :

- la quantité d'eau nécessaire au cycle STIG : $Q_{eadd} = 9,300 \text{ molH}_2\text{O/molc}$
- le facteur d'air aboutissant à $T_{cb} = 1000^\circ\text{C}$: $fa = 2,500$
- le rendement mécanique : $-W = 0,3760$ ($/P_{cs15^\circ\text{C}}$) ou $0,4169$ ($/P_{ci15}$)
- la récupération ou rendement thermique : $-Q = 0,4949$ ($/P_{cs15}$) ou $0,5487$ ($/P_{ci15}$)
- les températures maximales en entrée et sortie du circuit secondaire du récupérateur-condenseur, soit respectivement $59,92^\circ\text{C}$ et $76,34^\circ\text{C}$.

5.2 L'IMAGE DU DHC ET TRAVAUX GRAPHIQUES

5.2.1 Influence de la pression et des valeurs des enthalpies associées aux flux entrants dans le système sur les performances

L'influence de la pression des produits de combustion P_{tgc} sur la relation enthalpie/température humide est présentée par les figures 5.1, 5.2, 5.3 dans le cas où on reste dans le domaine de variation de la pression atmosphérique au sol, tandis que la figure 5.4 représente l'équivalent de l'effet pompe à vapeur d'eau sur les températures de rosée et humide (tel que vu au dessus, paragraphe 5.1.6), mais issu d'une compression mécanique, soit $P_{tgc} = 1942 \text{ hPa}$.

Rappelant que $-(W+Q) = I - H_{pc}$ lorsque les conditions de références utilisées pour le calcul des enthalpies correspond à l'état réel des combustibles et comburants, les diagrammes 2D utilisant H_{pc} et T_H comme coordonnées principales peuvent être utilisés pour y lire directement le rendement. Sinon, il sera tenu compte des enthalpies véhiculées par les flux entrants et on utilisera l'axe H_{pc} pour y porter $-(W+Q)$. En figure 5.5, on pourra voir le cas d'air provenant d'une PAVE.

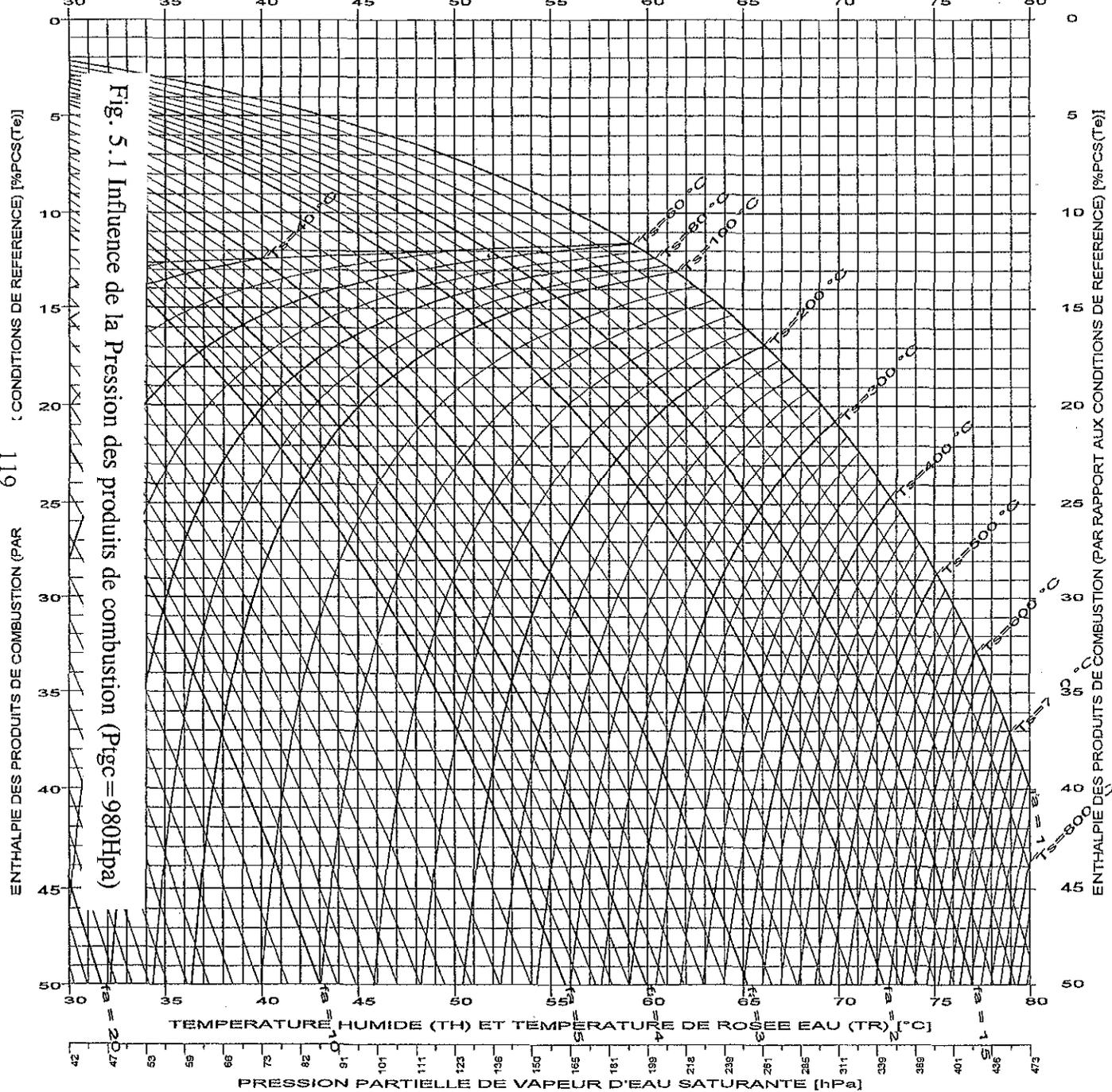


Fig. 5.1 Influence de la Pression des produits de combustion (P_{tc} = 980Hpa)

DHC-2D
 Type de combustible :
 GAZ NATUREL

P_{tc} = 980.00 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE

Température (T_e) = 15.00 °C
 Hygrométrie du combustible :
 P_{pH2Oce} = 0.00 hPa
 P_{tce} = 1013.25 hPa
 Hygrométrie du comburant :
 P_{pH2Oae} = 8.00 hPa
 P_{tae} = 1013.25 hPa

COMBUSTIBLE

Composition [% molaire sec] :
 Méthane(CH₄) : 100.00 %
 PCS(T_e) = 891.55 kJ/molc
 O₂ stoech. = 2.00 mol/molc
 Hygr. réelle : P_{pH2Oc} = 0.00 hPa
 P_{tc} = 1013.25 hPa

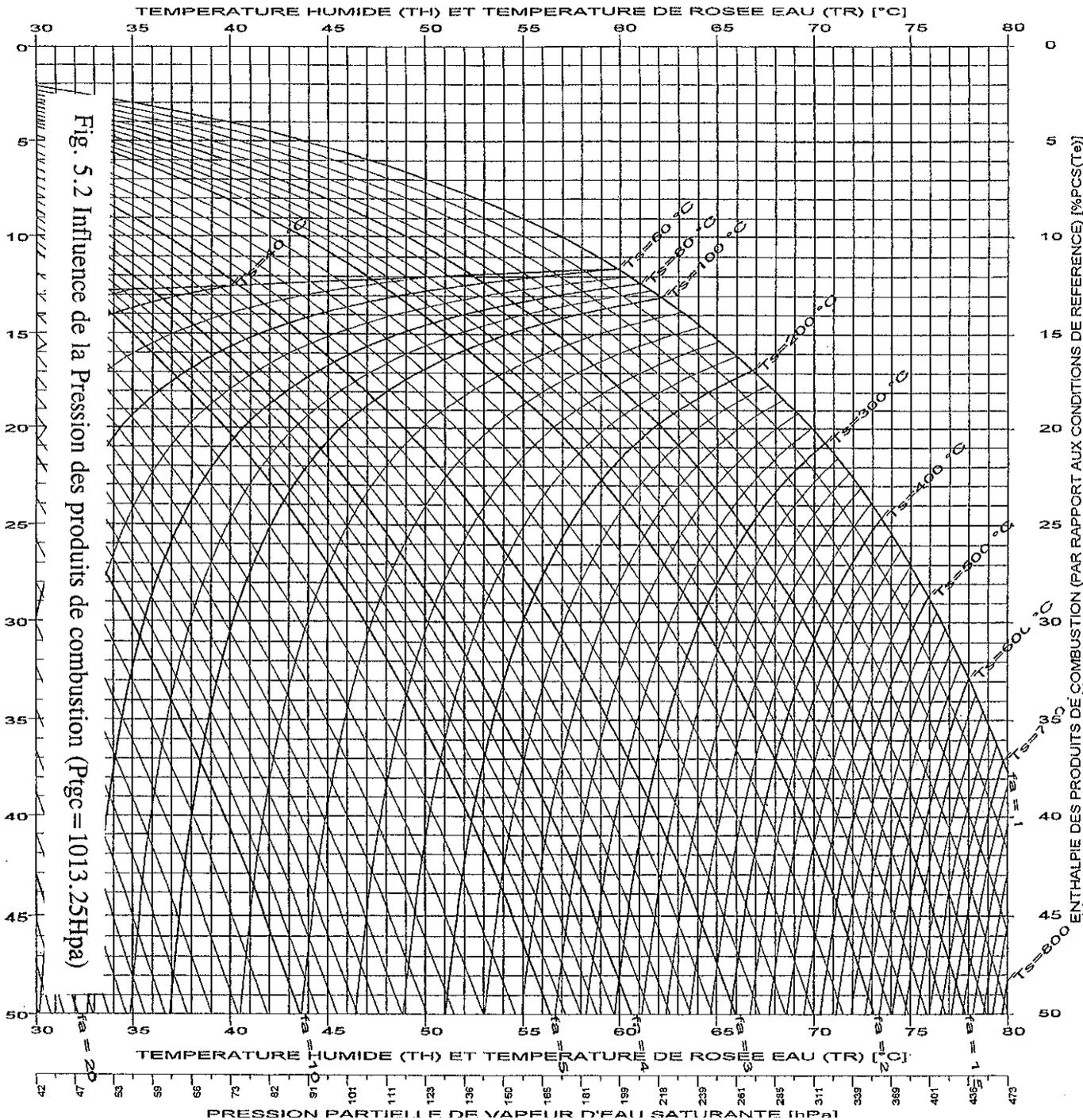
COMBURANT

Composition [% molaire sec] :
 Oxygène : 20.946 %
 Azote : 78.102 %
 Gaz rares : 0.919 %
 Dioxyde de carbone : 0.033 %
 Hygr. réelle : P_{pH2Oa} = 8.00 hPa
 P_{ta} = 1013.25 hPa

EAU ADDITIONNELLE

Q_{eadd} = 0.000 mol/molc

Fig. 5.2 Influence de la Pression des produits de combustion (P_{tc} = 1013.25 hPa)



DHC-2D

Type de combustible :
GAZ NATUREL

P_{tc} = 1013.25 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE

Température (T_e) = 15.00 °C

Hygrométrie du combustible :

P_{pH2Oce} = 0.00 hPa

P_{tc} = 1013.25 hPa

Hygrométrie du comburant :

P_{pH2Oae} = 8.00 hPa

P_{tae} = 1013.25 hPa

COMBUSTIBLE

Composition [% molaire sec] :

Méthane(CH₄) : 100.00 %

PCS(T_e) = 891.55 kJ/molc

O₂ stoech. = 2.00 mol/molc

Hygr. réelle : P_{pH2Oc} = 0.00 hPa

P_{tc} = 1013.25 hPa

COMBURANT

Composition [% molaire sec] :

Oxygène : 20.946 %

Azote : 78.102 %

Gaz rares : 0.919 %

Dioxyde de carbone : 0.033 %

Hygr. réelle : P_{pH2Oa} = 8.00 hPa

P_{ta} = 1013.25 hPa

EAU ADDITIONNELLE

Q_{eadd} = 0.000 mol/molc

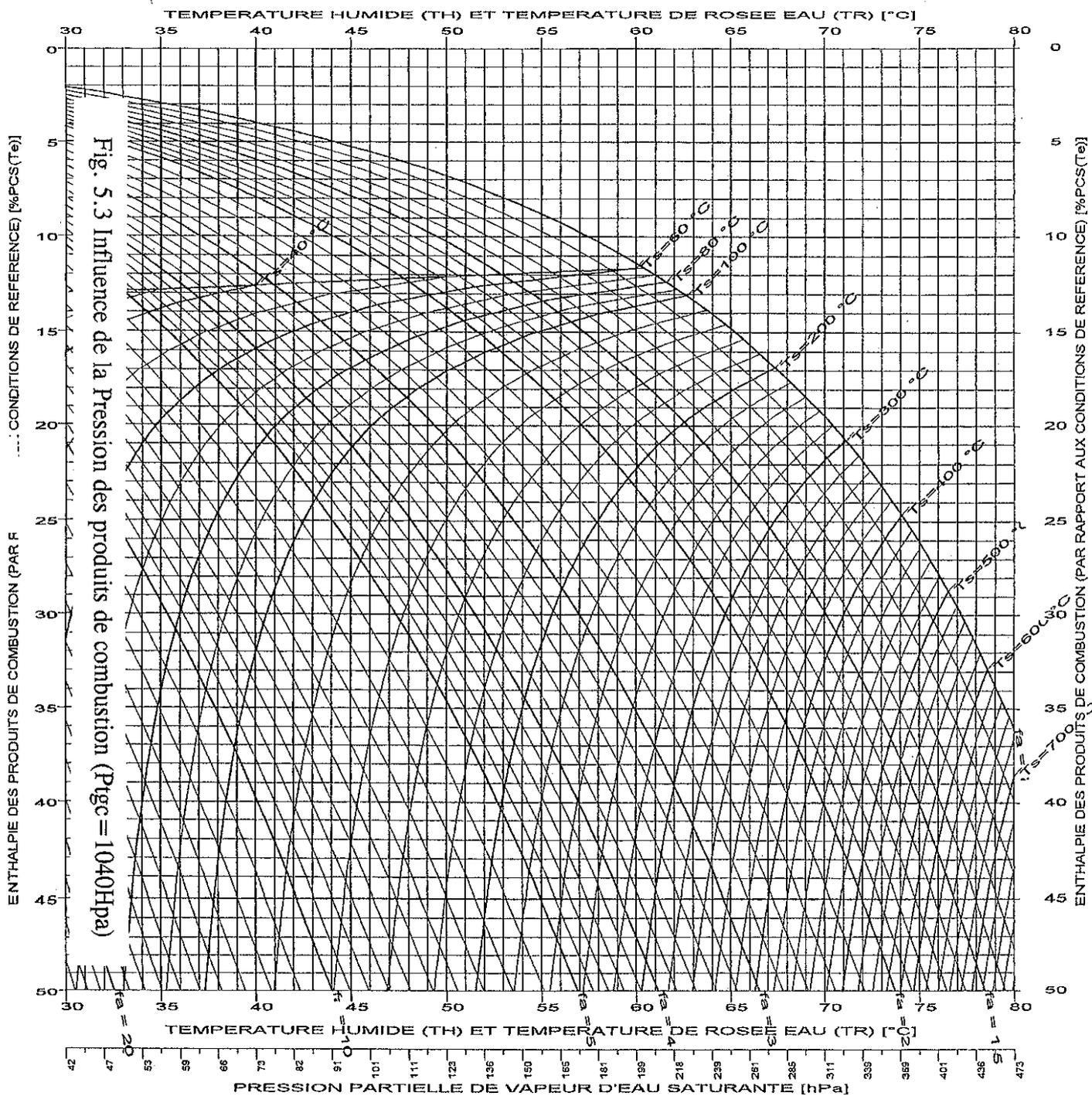


Fig. 5.3 Influence de la Pression des produits de combustion (Ppgc = 1040Hpa)

DHC-2D
 Type de combustible :
 GAZ NATUREL

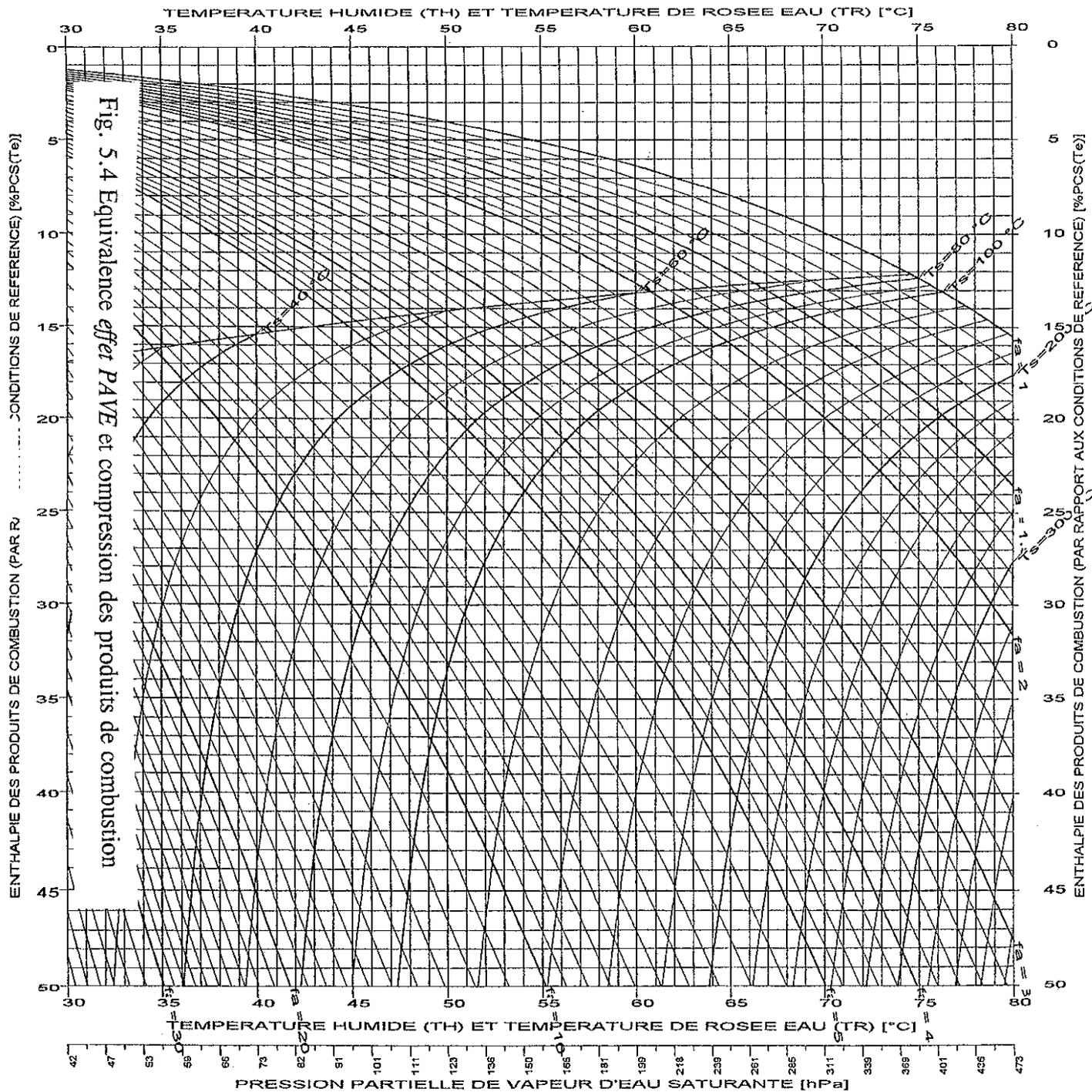
Ptgc = 1040.00 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE
 Température (Te) = 15.00 °C
 Hygrométrie du combustible :
 PpH2Oce = 0.00 hPa
 Ptce = 1013.25 hPa
 Hygrométrie du comburant :
 PpH2Oae = 8.00 hPa
 Ptae = 1013.25 hPa

COMBUSTIBLE
 Composition [% molaire sec] :
 Méthane(CH4) : 100.00 %
 PCS(Te) = 891.55 kJ/molc
 O2 stoech. = 2.00 mol/molc
 Hygr. réelle : PpH2Oc = 0.00 hPa
 Ptc = 1013.25 hPa

COMBURANT
 Composition [% molaire sec] :
 Oxygène : 20.946 %
 Azote : 78.102 %
 Gaz rares : 0.919 %
 Dioxyde de carbone : 0.033 %
 Hygr. réelle : PpH2Oa = 8.00 hPa
 Pta = 1013.25 hPa

EAU ADDITIONNELLE
 Qeadd = 0.000 mol/molc



DHC-2D

Type de combustible :
GAZ NATURELP_{tc} = 1942.00 hPaCONDITIONS DE REFERENCETempérature (T_e) = 15.00 °C

Hygrométrie du combustible :

P_{pH₂Oce} = 0.00 hPaP_{tce} = 1013.25 hPa

Hygrométrie du comburant :

P_{pH₂Oae} = 8.00 hPaP_{tae} = 1013.25 hPaCOMBUSTIBLE

Composition [% molaire sec] :

Méthane(CH₄) : 100.00 %PCS(T_e) = 891.55 kJ/molcO₂ stoech. = 2.00 mol/molcHygr. réelle : P_{pH₂Oc} = 0.00 hPaP_{t_c} = 1013.25 hPaCOMBURANT

Composition [% molaire sec] :

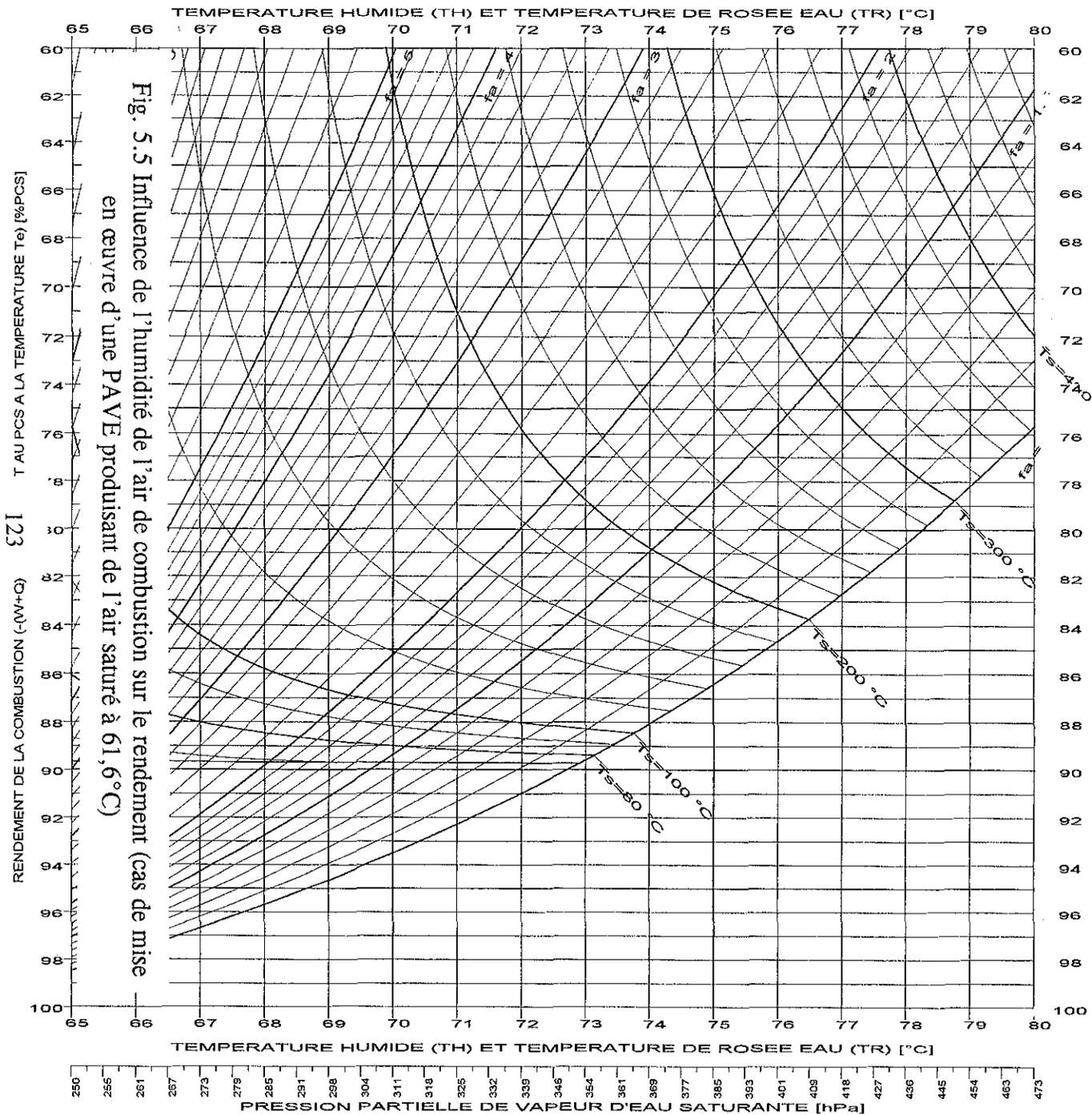
Oxygène : 20.946 %

Azote : 78.102 %

Gaz rares : 0.919 %

Dioxyde de carbone : 0.033 %

Hygr. réelle : P_{pH₂Oa} = 8.00 hPaP_{ta} = 1013.25 hPaEAU ADDITIONNELLEQ_{eadd} = 0.000 mol/molc



DHC-2D
 Type de combustible :
 GAZ NATUREL

Ptgc = 1013.25 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE

Température (Te) = 61.60 °C

Hygrométrie du combustible :

PpH2Oce = 0.00 hPa

Ptce = 1013.25 hPa

Hygrométrie du comburant :

PpH2Oae = 214.52 hPa

Ptae = 1013.25 hPa

COMBUSTIBLE

Composition [% molaire sec] :

Méthane(CH4) : 100.00 %

PCS(Te) = 887.05 kJ/molc

O2 stoech. = 2.00 mol/molc

Température réelle : Tc = 15.00 °C

Hygr. réelle : PpH2Oc = 0.00 hPa

Ptc = 1013.25 hPa

COMBURANT

Composition [% molaire sec] :

Oxygène : 20.946 %

Azote : 78.102 %

Gaz rares : 0.919 %

Dioxyde de carbone : 0.033 %

Température réelle : Ta = 61.60 °C

Hygr. réelle : PpH2Oa = 214.52 hPa

Pta = 1013.25 hPa

EAU ADDITIONNELLE

Qeadd = 0.000 mol/molc

5.2.2 Prévion de l'efficacité d'une pompe à vapeur d'eau

Puisque la pompe à vapeur d'eau n'échange pas avec l'extérieur (aux pertes aux parois près), la valeur des échanges avec l'extérieur $W+Q$ ne change pas, que soit considéré le système thermique qui inclut l'échangeur *pompe à vapeur d'eau* ou le système thermique qui l'exclut (voir figure 5.6)...

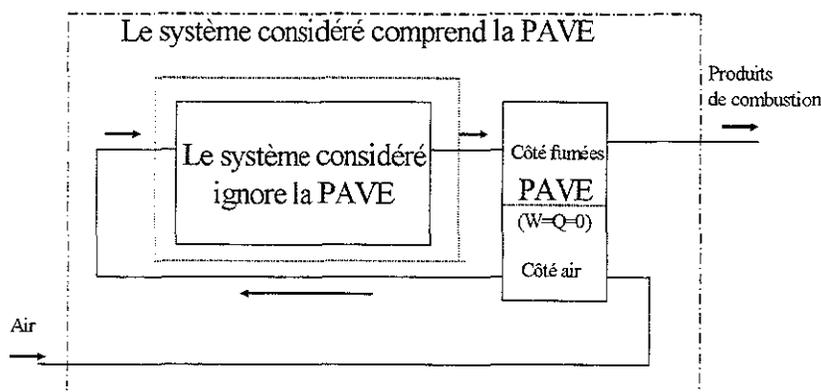


Fig. 5.6 L'analyse des échanges thermiques peut porter sur le système avec ou sans PAVE (dans les deux cas la même quantité $W+Q$ est échangée avec l'extérieur)

Par contre, les échanges qui s'opèrent dans le système thermique qui précède la pompe à vapeur d'eau bénéficient de son existence grâce au glissement des températures de condensation de la vapeur d'eau vers de plus hautes valeurs...augmentant ainsi la valeur exergétique de l'énergie latente récupérée.

Pour une analyse prévisionnelle, on pourra se contenter de prendre en compte les gaz saturés entrants et sortants (négligeant l'existence de condensats). Ainsi on s'intéressera au *DHC complémentaire*.

De plus, la pompe à vapeur d'eau est, a priori, un échangeur connecté de façon étanche au récupérateur-condenseur qui le précède, elle-même étanche aux entrées d'air, et le flux de gaz qui la traverse correspond au facteur d'air de combustion (flux iso-titre). La courbe $fa = cte$ repérée sur le DHC complémentaire est alors utilisée comme appui pour tracer :

- les courbes iso-efficacité $eP = cte$, correspondant à un même ratio entre l'enthalpie recyclée par l'air préchauffé et saturé sortant de la pompe à vapeur d'eau H_{t2} et l'enthalpie maximale récupérable sur les gaz sortant du récupérateur-condenseur [ou différence entre l'enthalpie des gaz à l'entrée de la pompe à vapeur d'eau (H_{t3}) et l'enthalpie des gaz saturés à la température ambiante environnante (H_{t1})];

- les courbes iso-thermes humides de l'air sortant de la pompe à vapeur d'eau $[(T^*)_a = t_2]$. Ces courbes sont obtenues par translation selon l'ordonnée, vers le haut, de la courbe

d'appui suivant un vecteur dont la valeur correspond à l'enthalpie qu'il faut fournir à l'air atmosphérique pour atteindre l'état t_2 .

On peut également pointer :

- la courbe de rosée eau (associée à la valeur de Q_{eadd} , par exemple correspondant à $Q_{eadd}=0$ pour le cas des chaudières). Partant de la température de rosée relative à la valeur de f_a , ladite courbe de rosée sera prolongée horizontalement jusqu'à son intersection avec la courbe $(T^*)_a = Cte$ correspondant à t_2 ;

- la température humide des gaz sortants du récupérateur-condenseur (t_3).

Alors, traçant la verticale t_3 , il y a plusieurs façons de repérer A' , point de fonctionnement de la pompe à vapeur d'eau (voir fig. 5.7).

A' étant repéré, on peut relever les valeurs de, l'efficacité de la PAVE (eP), t_3 (qui est aussi la valeur maximale de la température du fluide externe entrant dans le récupérateur-condenseur T_{ecd}), la température humide de l'air comburant après préchauffage et humidification [$(T^*)_a = t_2$], la valeur des enthalpie H_{t4} et enfin de la température t_4 des gaz rejetés à la cheminée.

The water vapor pump thermal efficiency prediction

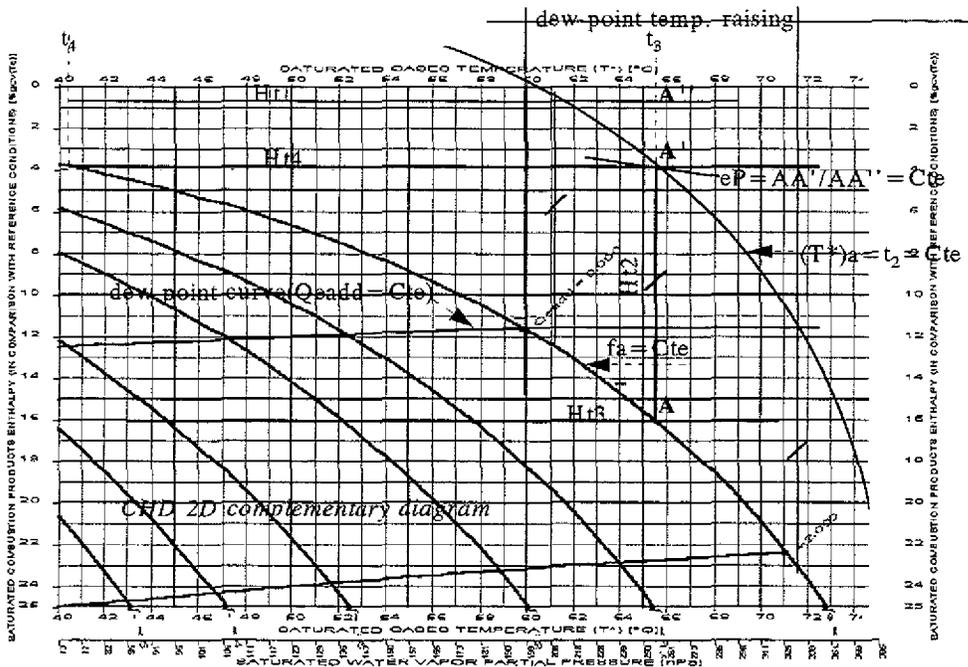


Fig. 5.7 Etude prévisionnelle de l'efficacité d'une pompe à vapeur d'eau

On notera aussi qu'une bonne évaluation de $(T^*)_a$ est obtenue par la valeur de la température des produits de combustion saturés à t_3 par l'intersection de la courbe $(T^*)_a = Cte$ et l'isenthalpe $H_{pc} = 0$ (à condition que les références retenues pour exprimer l'enthalpie soient en correspondance avec les conditions atmosphériques environnantes). En fait, pour une température donnée, l'enthalpie de l'air saturé est toujours voisine de l'enthalpie des produits de combustion saturés à la même température (cela est d'autant plus vrai que fa est élevé).

Par exemple, dans le cas du méthane et pour des conditions atmosphériques standard, supposant que $(T^*)_a = 60^\circ C$, on trouvera (voir tableau 5.1):

Tableau 5.1

$fa =$	1	5	10	20
$Ha =$	13,08% ($P_{CS_{15}}$)	65,38% ($P_{CS_{15}}$)	130,77% ($P_{CS_{15}}$)	261,54% ($P_{CS_{15}}$)
$t_3 =$	62,94°C	60,55°C	60,28°C	60,05°C

5.2.3 Etude graphique de la formation de panache de vapeur d'eau en sortie de cheminée (voir figures 5.7 et 5.8)

Si le cheminement des produits de la combustion se fait le plus souvent en suivant des parcours étanches dans des échangeurs, donc suivant un refroidissement à *facteur d'air constant*, leur passage dans un *coupe tirage*, pièce de raccordement aux carreaux aboutissant à la cheminée et permettant l'entrée d'air additionnel pour *couper* ou réguler le tirage thermique produit par la cheminée, constitue une séquence à *enthalpie constante* lorsque le calcul de cette dernière prend comme référence l'état de l'air ambiant.

Il en est de même de la dispersion atmosphérique des produits de la combustion (Guillet R., 1970) si le trajet pendant lequel les gaz de combustion se diluent avec l'air extérieur est porté sur le *DHC* établi avec ces mêmes conditions atmosphériques prises comme référence.

Ainsi, les diagrammes *DHC* peuvent servir à la prévision de la condensation des produits de combustion en conduits étanches ou à l'atmosphère. Dans ce dernier cas, le phénomène n'est le plus souvent qu'une nuisance visuelle mais peut, dans certains pays froids comme le Canada, provoquer par ses retombées au sol la formation locale de verglas, aboutissant à une prévention sévère qui va jusqu'à interdire l'usage de générateur direct d'eau chaude pour le chauffage résidentiel.

Afin d'appréhender les risques et d'y remédier, l'étude prévisionnelle devient pertinente. Il suffit d'établir le *DHC-2D* correspondant aux conditions atmosphériques, à la quantité d'eau additionnelle Q_{eadd} contenue dans les gaz de combustion, d'y repérer l'état des gaz de combustion en sortie de cheminée (point C) et de porter l'isenthalpe (parallèle à l'axe des températures humides) passant par le point C (voir figures 5.8 et 5.9).

Si l'isenthalpe ne coupe pas la courbe de rosée eau, chaque point de l'isenthalpe représentant tous les états enthalpiques des produits de la combustion pendant la dispersion affichant une enthalpie supérieure à celle correspondant aux températures de rosée pour les différents états de dilution rencontrés, il n'y a pas de condensation atmosphérique.

Si les deux courbes sont tangentes alors le phénomène est éphémère et pratiquement imperceptible.

Si les courbes sont sécantes, le phénomène de condensation atmosphérique a un développement spatio-temporel et est d'autant plus visible et durable (nébulosité du panache) qu'il apparaît pour un facteur d'air faible et disparaît pour un facteur d'air fort.

Le cas échéant, pour éviter la condensation atmosphérique, il suffit de :

- tracer la tangente horizontale à la courbe de rosée et appréhender l'écart d'enthalpie entre cette tangente horizontale et le point représentatif de l'état des gaz de combustion au débouché de la cheminée ;
- déplacer le point C vers un point C' appartenant à la tangente horizontale évitant la condensation atmosphérique en choisissant une solution entre le réchauffage des gaz de combustion à facteur d'air constant et leur dilution avec de l'air réchauffé (par exemple de l'air prélevé en chaufferie).

On observera que la suppression du risque de condensation atmosphérique est toujours moins coûteuse en énergie si elle est effectuée sur des gaz ayant condensé une partie de leur vapeur d'eau.

Exemple

L'objectif est d'éliminer la possibilité de panache de vapeur d'eau au débouché de la cheminée d'une installation de chauffage utilisant comme combustible le méthane, rejetant ses gaz de combustion avec un facteur d'air $fa=1,20$ à une température de $140^{\circ}C$, lorsque les conditions atmosphériques sont définies par la configuration,
 $T_e = 0^{\circ}C$; $P_{te} = 1013,25 \text{ hPa}$; $P_{pH_2Oa} = 3 \text{ hPa}$.

Puisqu'il s'agit d'une chaudière traditionnelle, $Q_{eadd}=0$ et on pourra se référer au (DHC-2D) $_{Q_{eadd}=0}$ en procédant comme cela a été indiqué précédemment. On observera alors qu'il suffit d'apporter $1,20\%$ du $P_{cs}(0^{\circ}C)$ aux gaz au débouché de cheminée pour supprimer le risque de panache.

La solution envisagée pourra consister en une dilution avec de l'air (nécessairement plus chaud que l'air extérieur) par exemple l'air de chaufferie supposée à $20^{\circ}C$ et ayant la même hygrométrie absolue que l'air extérieur. La valeur du facteur d'air additionnel fa^* qui permettra d'apporter $1,20\%P_{cs}(0^{\circ}C) = 1,90$, le facteur d'air au débouché de la cheminée devenant $1,20 + 1,90 = 3,10$.

On pourra aussi noter que, pour les mêmes conditions atmosphériques et le même facteur d'air, les produits de combustion ayant condensé une partie de leur eau et étant rejetés saturés à $35,5^{\circ}C$ ne nécessiteraient, toujours avec de l'air pris à $20^{\circ}C$ dans la chaufferie, qu'une dilution correspondant à un facteur d'air additionnel $fa^*=1,35$ (représentant un apport d'enthalpie de $0,85\%$ ($/P_{cs}(0^{\circ}C)$)) pour éliminer le risque de condensation atmosphérique.

Graphic plume prediction

Fuel: methane

$T_e = 0^\circ\text{C}$; Hygrometry = 50% ; Pressure = 1013.25 hPa

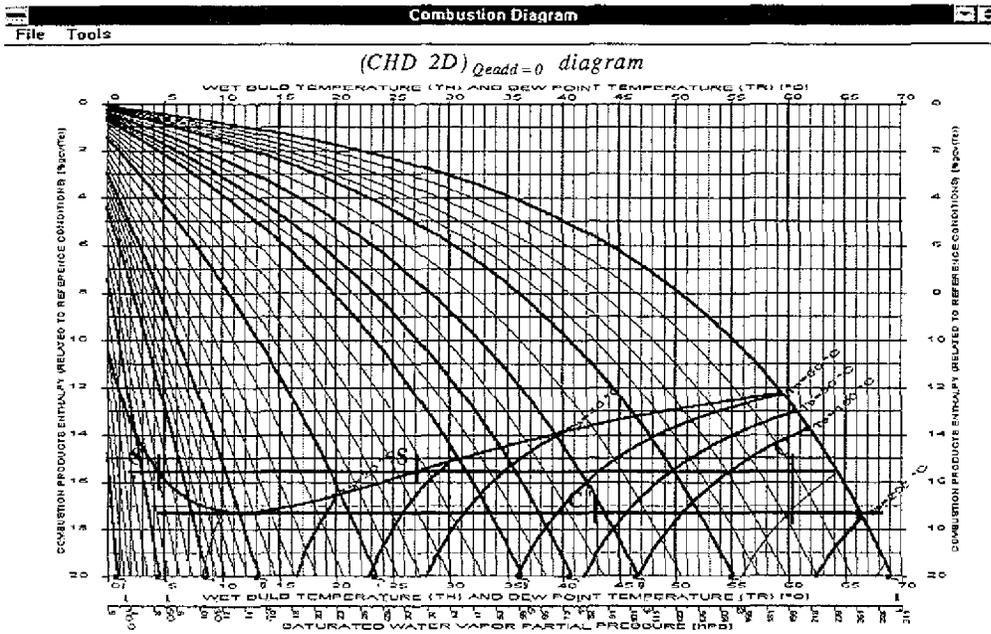


Fig. 5.8

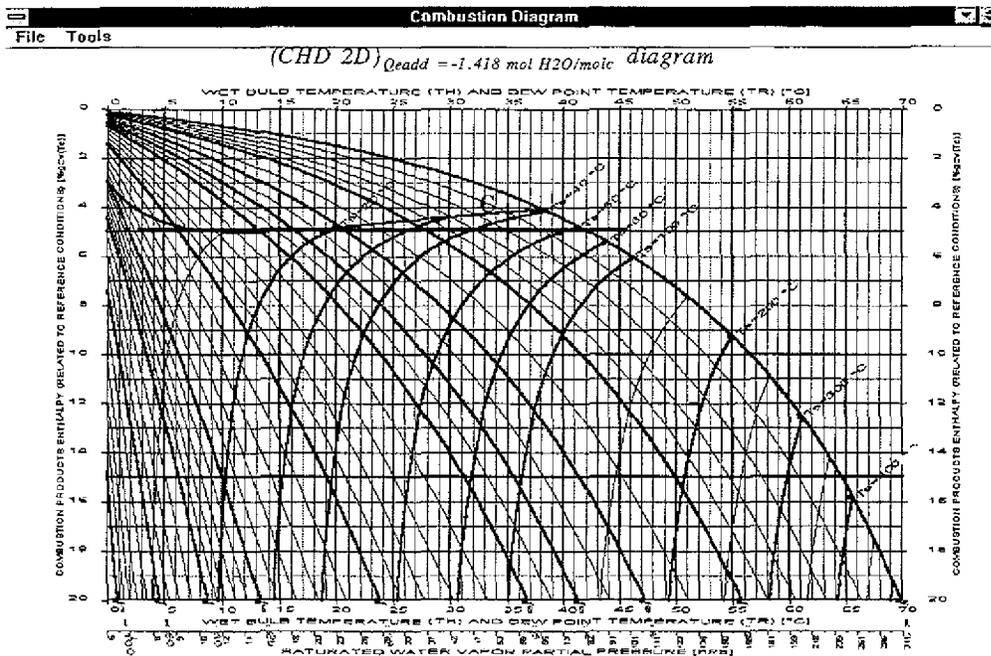


Fig. 5.9

Fig. 5.8 et 5.9 Etude prévisionnelle de la condensation atmosphérique de fumées

5.3 DHC ET PERFORMANCES METROLOGIQUES

La méthode DHC a amené à mettre en valeur l'intérêt offert par une caractéristique habituellement délaissée dans le contexte du génie énergétique : la température humide des gaz de combustion...

Alors, nous avons montré la pertinence de cette caractéristique dans le contexte de procédé susceptible d'échanges thermiques accompagnés d'échanges massiques concernant l'eau. Par exemple, nous avons montré que l'accès à la connaissance de la totalité de l'enthalpie des phases gazeuse et liquide des produits de combustion sortant d'une chaudière à condensation ne nécessitait plus la connaissance des échanges massiques, c'est à dire la quantité des condensats (toujours difficile à mesurer), mais était accessible par la seule connaissance de l'état de dilution des produits de combustion et de la température humide. Le chapitre 6 éclairera l'intérêt de la méthode dans le cas de dimensionnement d'échangeurs biphasiques (notamment via l'intérêt porté au gradient $H_{pc}/T_H...$).

Mais l'analyse selon la méthode DHC est aussi une analyse rigoureuse qui s'appuie sur la transcription thermochimique du premier principe de la thermodynamique, usant des différents degrés de liberté qu'offre ce principe, ainsi que de corrélations pertinentes entre oxygène de combustion stoechiométrique et pouvoir calorifique (supérieur), entre traceur O_2 et facteur d'air... Par ailleurs l'apparition de la température humide au côté des caractéristiques plus usuelles comme la température (sèche), la température de rosée, le facteur d'air, crée également des perspectives de nouvelles combinaisons métrologiques.

Une application de cette méthode d'analyse au cas des chaudières a été proposée au réseau de laboratoires européens *Labnet* et un projet* intégrant cette méthode, soutenu par la CEE, étudie son applicabilité pour une *Détermination plus précise et moins chère des performances de chaudières en laboratoire et sur site* (Projet SAVE 4.1031/Z/O-005/2000).

Dans un contexte de quête de précision et de réduction des coûts, et rappelant que la précision des résultats obtenus sur les rendements de chaudières en laboratoires industriels, généralement établis à partir à partir des mesures de l'énergie transférée au fluide thermique rapportée à l'énergie fossile consommée (méthode dite directe), dépassent rarement +/- 2%, sont toujours coûteux à établir, nous soulignons les atouts de la méthode DHC...

*Pays d'origine des laboratoires participants : Allemagne(DVGW), Danemark (Danish Technological Institute et Danish Gas Centre, Espagne (Repsol), Finlande (Technical Research Centre of Finland, France (CETIAT et Gaz de France), Grèce (National Technical University of Athens), Pays-Bas (Gastech NV).

5.3.1 Relation entre oxygène stoechiométrique et pouvoir calorifique

Tableau 5.2 : Pouvoir calorifique et oxygène stoechiométrique : comparaison entre le méthane et le propane

	Stoech. O_2 (mol/molc)	$P_{cs_{15}}$ (kJ/molc)	$P_{ci_{15}}$ (kJ/molc)	$P_{cs}/$ $Stoech. O_2$	$P_{ci}/$ $Stoech. O_2$
CH_4	2	891.55	802.48	445.78	401.24
C_3H_8	5	2221.07	2043.30	444.21	408.66
$Ratio(CH_4/C_3H_8)$				1,0035	0,9818

Comme le montre le tableau 5.2 des corrélations fortes existent entre la valeur du pouvoir calorifique des hydrocarbures saturés et la quantité d'oxygène nécessaire à leur combustion stoechiométrique. Il est à souligner ici que cette corrélation est meilleure si on s'intéresse au pouvoir calorifique supérieur dudit hydrocarbure.

Lorsque les produits de combustion sont dilués, l'état de dilution étant représenté par la valeur du facteur d'air fa , leur enthalpie adimensionnelle (rapportée au Pcs) est donc a priori peu sensible à la nature précise de l'hydrocarbure, pour être uniquement fonction de leur température...

5.3.2 Relation entre enthalpie et température humide en cas de combustible mal connu

Nous allons maintenant montrer *numériquement* la pertinence du choix de la température humide par rapport à celui de la température sèche lorsque la composition du combustible est incertaine.

Nous poursuivons avec l'exemple des produits de combustion du méthane et du propane.

a) Combinant fa et T_H ...

Tableau 5.3 : Relation entre H_{pc} et T_H : cas du CH_4

H_{pc} (%Pcs15)				
$fa =$	$T_H = 40^\circ C$	$T_H = 50^\circ C$	$T_H = 60^\circ C$	$T_H = 70^\circ C$
1,000	4,053	6,966	11,703	20,113
1,150	4,664	8,035	13,536	23,325
1,500	6,091	10,531	17,812	30,818
2,000	8,129	14,095	23,922	41,524
2,500	10,167	17,660	30,032	52,229

Tableau 5.4 : Relation entre H_{pc} et T_H : cas du C_3H_8

H_{pc} (%Pcs15)				
$fa =$	$T_H = 40^\circ C$	$T_H = 50^\circ C$	$T_H = 60^\circ C$	$T_H = 70^\circ C$
1,000	4,080	7,036	11,865	20,466
1,150	4,694	8,109	13,704	23,689
1,500	6,125	10,613	17,996	31,209
2,000	8,171	14,190	24,127	41,951
2,500	10,216	17,767	30,258	52,694

Comme on pouvait s'y attendre la différence ne dépasse pas 0,5%/Pcs.

b) Combinant fa et T_s ...

Tableau 5.5 : Relation entre H_{pc} et T_s : cas du CH_4

H_{pc} (%Pcs15)				
$fa =$	$T_s = 100^\circ C$	$T_s = 200^\circ C$	$T_s = 300^\circ C$	$T_s = 400^\circ C$
1,000	13,096	16,847	20,749	24,653
1,150	13,498	17,727	22,125	26,519
1,500	14,437	19,781	25,334	30,874
2,000	15,778	22,715	29,919	37,094
2,500	17,119	25,649	34,504	43,314

Tableau 5.6 : Relation entre H_{pc} et T_s : cas du C_3H_8

H_{pc} (%Pcs15)				
$fa =$	$T_s = 100^\circ C$	$T_s = 200^\circ C$	$T_s = 300^\circ C$	$T_s = 400^\circ C$
1,000	11,087	14,790	18,648	22,508
1,150	11,490	15,673	20,028	24,381
1,500	12,432	17,734	23,249	28,750
2,000	13,778	20,679	27,850	34,993
2,500	15,123	23,623	32,451	41,235

La différence concernant la valeur de H_{pc} est beaucoup plus importante lorsqu'elle est issue de la connaissance du couple $fa, T_s \dots$

5.3.3 Relations entre le facteur d'air et la concentration en O_2 et CO_2

Malgré son intérêt comme paramètre adimensionnel, il est à observer que la valeur du facteur d'air fa n'est pas directement mesurable mais calculée à partir de la mesure de la concentration des produits de combustion déshydratés en O_2 ou en CO_2 , notée respectivement γ_{O_2} et γ_{CO_2} .

Faisant référence aux définitions du chapitre 3, les relations entre fa, γ_{O_2} et γ_{CO_2} sont établies :

$$fa = \frac{N(O_2)_0 \cdot (1 - \gamma_{O_2}) + \gamma_{O_2} \cdot \left[\sum_{j=1}^n x_j \cdot (Bc_j + Bs_j + C_j) + x_{51} + x_{52} + x_{53} + x_{54} \right]}{N(O_2)_0 \cdot \left(1 - \frac{\gamma_{O_2}}{s} \right)}$$

$$fa = s \cdot \left[\frac{\sum_{j=1}^n x_j \cdot Bc_j + x_{53} - \gamma_{CO_2} \cdot \left[\sum_{j=1}^n x_j \cdot (Bc_j + Bs_j + C_j) + x_{51} + x_{52} + x_{53} + x_{54} \right]}{N(O_2)_0 \cdot \gamma_{CO_2}} + 1 \right]$$

Alors, il est intéressant de montrer la pertinence à choisir le traceur O_2 pour représenter le facteur d'air lorsque la nature précise du combustible n'est pas connue.

Tableau 5.7 A propos de la pertinence du traceur O_2
 Cas des produits de combustion du méthane et du propane avec l'air atmosphérique
 standard ($s=20,946\%$) :

CH_4 pc	CH_4 pc		C_3H_8 pc	C_3H_8 pc		
O_2 %	CO_2 %	dilution fa	O_2 %	CO_2 %	O_2 ratio (C_3H_8/CH_4)pc	CO_2 ratio (C_3H_8/CH_4)pc
0,000	11,698	1,000	0,000	13,717	(1,000)	1,173
2,105	10,523	1,100	2,061	12,367	0,979	1,175
3,825	9,562	1,200	3,753	11,259	0,981	1,177
5,257	8,762	1,300	5,167	10,333	0,983	1,179
6,468	8,086	1,400	6,366	9,548	0,984	1,181
7,506	7,506	1,500	7,395	8,874	0,985	1,182
8,405	7,004	1,600	8,289	8,289	0,986	1,183
9,191	6,565	1,700	9,072	7,776	0,987	1,184
9,884	6,178	1,800	9,764	7,323	0,988	1,185
10,501	5,834	1,900	10,379	6,920	0,988	1,186
11,052	5,526	2,000	10,931	6,559	0,989	1,187
11,996	4,998	2,200	11,877	5,939	0,990	1,188
12,776	4,563	2,400	12,660	5,426	0,991	1,189
13,431	4,197	2,600	13,319	4,995	0,992	1,190
13,989	3,886	2,800	13,881	4,627	0,992	1,191
14,469	3,617	3,000	14,365	4,310	0,993	1,192
14,888	3,384	3,200	14,788	4,033	0,993	1,192
15,255	3,178	3,400	15,159	3,790	0,994	1,193
15,581	2,996	3,600	15,488	3,574	0,994	1,193
15,871	2,834	3,800	15,782	3,382	0,994	1,193
16,132	2,689	4,000	16,046	3,209	0,995	1,193
16,680	2,383	4,500	16,600	2,846	0,995	1,194
17,115	2,139	5,000	17,042	2,556	0,996	1,195
17,470	1,941	5,500	17,403	2,320	0,996	1,195
17,765	1,777	6,000	17,702	2,124	0,996	1,195
18,014	1,638	6,500	17,955	1,959	0,997	1,196
18,226	1,519	7,000	18,171	1,817	0,997	1,196
18,410	1,416	7,500	18,358	1,695	0,997	1,197
18,571	1,326	8,000	18,522	1,588	0,997	1,197
18,712	1,247	8,500	18,666	1,493	0,998	1,197
18,838	1,177	9,000	18,794	1,410	0,998	1,197
18,950	1,115	9,500	18,908	1,335	0,998	1,197
19,051	1,058	10,000	19,011	1,267	0,998	1,198
19,370	0,880	12,000	19,336	1,055	0,998	1,199
19,596	0,754	14,000	19,567	0,903	0,999	1,199
19,766	0,659	16,000	19,740	0,790	0,999	1,199
19,898	0,585	18,000	19,875	0,701	0,999	1,199
20,003	0,526	20,000	19,982	0,631	0,999	1,199

Comparant les valeurs de fa , γ_{CO_2} et γ_{O_2} pour les produits de combustion du méthane et du propane, nous vérifions que le ratio des valeurs de la concentration en O_2 , soit $(C_3H_8/CH_4)pcO_2$, reste proche de l'unité pour toutes les valeurs de fa , rendant la relation entre fa et la concentration en O_2 indépendante du combustible tandis que le ratio de la concentration en CO_2 , soit $(C_3H_8/CH_4)pcCO_2$, est proche de 1,18, rendant la relation entre fa et la concentration en CO_2 fortement dépendante de la composition d'un mélange méthane/propane. (On pourra mémoriser ce fait en pensant au cas de l'hydrogène pour lequel la concentration des produits de combustion ne peut être représentée par une concentration en CO_2 (!)).

5.3.4 Le meilleur couple métrologique

Supposant toujours que la composition précise du combustible n'est pas connue, nous poursuivons l'analyse des performances métrologiques de la méthode DHC en comparant les incertitudes sur les valeurs de H_{pc} en fonction du couple de paramètres mesurés pour représenter l'état E des produits de combustion.

On rappelle que, toute chose égale par ailleurs, la pression des produits de combustion P_{tgc} intervient sur la valeur de la température humide des produits de combustion, voire la température de rosée. Dans ce qui suit, il est supposé que P_{tgc} a la valeur standard. Plus généralement P_{tgc} devra être connue avec une incertitude qui sera précisée ultérieurement et qui reste fonction de la précision recherchée sur le résultat final.

Par ailleurs, on supposera que la connaissance du combustible s'arrête à sa *famille* d'appartenance. Ici, ce sera la famille des *gaz naturels* distribués par réseau de *type H* (haut pouvoir calorifique, pratiquement exempt de gaz inerte).

On examinera la sensibilité du rendement du système analysé dans le cas de deux situations extrêmes correspondant à des gaz combustibles appartenant à cette famille, soit le méthane pur d'un côté et le mélange défini par 85% de CH_4 + 10% de C_2H_6 + 5% de C_3H_8 de l'autre.

Pour tenir compte des usages, on exprimera la valeur des rendements en les rapportant au pouvoir calorifique supérieur, soit $W=Q$ mais aussi au pouvoir calorifique inférieur, soit $(W+Q)'$ (avec $(W+Q)' = \frac{P_{cs}}{P_{ci}} \cdot (W + Q)$).

Tableau 5.8 : Sensibilité de la valeur du rendement à la composition du combustible

Couple 1 : TH O2=3%		TH=50°C (cas de cond.)	TH=60°	TH=66°C
	H_{pc} (%Pcs15)	8,033	13,532	18,647
CH4	$W+Q=100 \cdot H_{pc}$ (%Pcs15)	91,967	86,468	81,353
	$(W+Q)' = 1,1107 \cdot (W+Q) \cdot E_f$ (%Pci15)	102,148	96,044	90,359
	H_{pc} (%Pcs15)	8,050	13,570	18,707
Gaz naturel	$W+Q=100 \cdot H_{pc}$ (%Pcs15)	91,950	86,430	81,293
(85%CH4+10%C2H6+5%C3H8)	$(W+Q)' = 1,1055 \cdot (W+Q) \cdot E_f$ (%Pci15)	101,651	95,548	89,869

Couple 2 : TH CO2=10%		TH=50°C (cas de cond.)	TH=60°	TH=66°C
	H_{pc} (%Pcs15)	8,050	13,560	18,687
CH4	$W+Q=100-H_{pc}$ (%Pcs15)	91,950	86,440	81,313
	$(W+Q)'=1,1107.(W+Q).E_f$ (%Pci15)	102,129	96,009	90,314
	H_{pc} (%Pcs15)	8,354	14,090	19,432
Gaz naturel	$W+Q=100-H_{pc}$ (%Pcs15)	91,646	85,910	80,568
(85%CH4+10%C2H6+5%C3H8)	$(W+Q)'=1,1055.(W+Q).E_f$ (%Pci15)	101,315	94,974	89,068

Couple 3 : TH TS			TH=60°C TS=100°C	TH=66°C TS=200°C
	H_{pc} (%Pcs15)	<i>L'utilisation</i>	13,488	17,240
CH4	$W+Q=100-H_{pc}$ (%Pcs15)		86,512	82,760
	$(W+Q)'=1,1107.(W+Q).E_f$ (%Pci15)	<i>de Ts</i>	96,089	91,922
		<i>oblige à</i>		
	H_{pc} (%Pcs15)	<i>connaître</i>	12,913	16,521
Gaz naturel	$W+Q=100-H_{pc}$ (%Pcs15)	<i>la qté</i>	87,087	83,479
(85%CH4+10%C2H6+5%C3H8)	$(W+Q)'=1,1055.(W+Q).E_f$ (%Pci15)	<i>de condensat</i>	96,275	92,286

Couple 4 : O2=3% TS			TS=100°C	TS=200°C
	H_{pc} (%Pcs15)	<i>L'utilisation</i>	13,498	17,725
CH4	$W+Q=100-H_{pc}$ (%Pcs15)		86,502	82,275
	$(W+Q)'=1,1107.(W+Q).E_f$ (%Pci15)	<i>de Ts</i>	96,078	91,383
		<i>oblige à</i>		
	H_{pc} (%Pcs15)	<i>connaître</i>	13,057	17,275
Gaz naturel	$W+Q=100-H_{pc}$ (%Pcs15)	<i>la qté</i>	86,943	82,725
(85%CH4+10%C2H6+5%C3H8)	$(W+Q)'=1,1055.(W+Q).E_f$ (%Pci15)	<i>de condensat</i>	96,115	91,452

Couple 5 : CO2=10% TS			TS=100°C	TS=200°C
	H_{pc} (%Pcs15)	<i>L'utilisation</i>	13,504	17,739
CH4	$W+Q=100-H_{pc}$ (%Pcs15)		86,496	82,261
	$(W+Q)'=1,1107.(W+Q).E_f$ (%Pci15)	<i>de Ts</i>	96,071	91,367
		<i>oblige à</i>		
	H_{pc} (%Pcs15)	<i>connaître</i>	13,171	17,525
Gaz naturel	$W+Q=100-H_{pc}$ (%Pcs15)	<i>la qté</i>	86,829	82,475
(85%CH4+10%C2H6+5%C3H8)	$(W+Q)'=1,1055.(W+Q).E_f$ (%Pci15)	<i>de condensat</i>	95,890	91,176

5.3.5 Le poids des incertitudes sur les valeurs mesurées

Pour compléter les données du tableau 5.8 et avant de conclure, nous devons maintenant prendre en compte, au côté de l'incertitude sur la composition exacte du combustible, les incertitudes sur les mesures effectuées.

- Supposant être dans une configuration de chaudière à condensation et que le couple mesuré soit constitué de T_H et O_2 tel que :

$$T_H = 50,0^\circ\text{C} \pm 0,2^\circ\text{C}$$

$$O_2 = 3\% \pm 0,2\%$$

la valeur du rendement (rapportée au P_{cs} et au P_{ci}) sera comprise entre les valeurs ci-après :

Tableau 5.9 Le poids des incertitudes sur le combustible dans le cas de chaudières à condensation pour la combinaison métrologique (T_H, O_2)

Cas de ch. à condensation		Ef= %Pcs15	Ef= %Pcs15	E'f= %Pci15	E'f= %Pci15
		O2=2,8%	O2=3,2%	O2=2,8%	O2=3,2%
Méthane	TH=49,8°C	92,132	91,968	102,358	102,176
Méthane	TH=50,2°C	91,965	91,798	102,173	101,987
Gaz naturel	TH=49,8°C	92,16	91,951	101,788	101,606
Gaz naturel	TH=50,2°C	91,949	91,780	101,603	101,417
variations max.		%Pcs15		%Pci15	
Incertitude sur combustible		0,352		1,347	
Combustible exactement connue		0,335		0,371	

Admettant que les variations maximales doivent rester inférieures à 1% du P_{cs} , la combinaison T_H, O_2 induit un résultat très stable pour lequel la connaissance précise de la composition du combustible n'apporte pratiquement rien si on se réfère au P_{cs} . Par contre, si on se réfère au P_{ci} , il faut connaître la composition du combustible pour parvenir à la même précision .

- Supposant maintenant être dans une configuration de chaudière traditionnelle et que le couple mesuré soit toujours constitué de T_H et O_2 tel que :

$$T_H = 66,0^\circ\text{C} \pm 0,2^\circ\text{C} \text{ (Ts est alors proche de } 200^\circ\text{C)}$$

$$O_2 = 3\% \pm 0,2\%$$

Les variations maximales possibles sur les résultats (rapportées au P_{cs} et au P_{ci}) seront comprises entre les valeurs ci-après :

Tableau 5.10 Le poids des incertitudes sur le combustible dans le cas de chaudières traditionnelles pour la combinaison métrologique (T_H, O_2)

variations max.	%Pcs15	%Pci15
Incertitude sur combustible	0,867	1,449
Combustible exactement connue	0,805	0,893

Les conclusions sont les mêmes qu'au dessus, avec une précision moindre sur le résultat...

Supposant toujours être dans une configuration de chaudière traditionnelle, comparant maintenant les variations maximales possibles sur des résultats issus de l'utilisation des différents couples métrologiques provenant des combinaisons $T_H = 66,0^\circ\text{C} \pm 0,2^\circ\text{C}$, $T_S = 200^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$, $O_2 = 3\% \pm 0,2\%$ et $CO_2 = 10\% \pm 0,3\%$.

Tableau 5.11 Le poids des incertitudes sur le combustible dans le cas de chaudières traditionnelles selon les différentes combinaison métrologiques

Chaudières traditionnelles	(T_H, O_2)		(T_H, CO_2)		(T_H, T_S)		(T_S, O_2)		(T_S, CO_2)	
	%Pcs	%Pci	%Pcs	%Pci	%Pcs	%Pci	%Pcs	%Pci	%Pcs	%Pci
Variations max.										
Inc. sur combust.	0,867	1,449	2,257	2,986	1,148	0,774	0,767	0,350	0,764	0,867
Combust. connu	0,805	0,893	1,500	1,680	0,430	0,476	0,311	0,350	0,550	0,610

Au bout du compte, dans le cas de chaudières traditionnelles et si on se réfère au P_{cs} , on préférera la mesure de la température sèche, le choix du traceur étant peu important.

Dans le cas de chaudières traditionnelles et si on se réfère au P_{ci} , le meilleur couple est nettement le couple (T_s, O_2) et la connaissance du combustible n'apporte rien.

5.3.6 L'influence des conditions atmosphériques

Les conditions atmosphériques environnantes ne sont pas nécessairement celles retenues pour le calcul des enthalpies, le tracé des diagrammes...En particulier, la différence entre l'hygrométrie de l'air comburant et l'hygrométrie de référence retenue pour le comburant intervient dans le calcul de H_{pc} . Il en va de même pour l'écriture de l'enthalpie H_a introduite avec le comburant. Par ailleurs, l'hygrométrie de l'air a une influence relativement importante sur les échanges massiques et notamment dans le cas de chaudières à condensation.

L'analyse DHC tient compte strictement de tout cela...Néanmoins dans le cadre de travaux industriels, il peut être souhaitable de travailler avec des moyens sommaires.

Alors, et pour le cas des chaudières à condensation, essentiellement développées pour le gaz naturel, on pourra se contenter du diagramme des produits de combustion du méthane établi pour des conditions standard ($P_{tgc}=1013 \text{ hPa}$; $T_e = 15^\circ\text{C}$; hygrométrie de l'air 47% ou 8 hPa, voir figure 5.2)

Si les conditions atmosphériques sont différentes des conditions retenues pour ce diagramme, on pourra lire alors dans le tableau 5.12 des valeurs discrètes de H_a (en % $P_{cs_{15}}$) à considérer ou pouvant servir à une évaluation :

Tableau 5.12

hy ↓ $T_{air} \Rightarrow$	5°C	10°C	15°C	20°C	25°C
10%	- 0,65 .fa	- 0,48 .fa	- 0,30.fa	- 0,11.fa	+ 0,08 .fa
47%	- 0,50 .fa	- 0,26 .fa	0	+ 0,30.fa	+ 0,65 .fa
90%	- 0,32 .fa	- 0,01 .fa	+0,28.fa	+0,79.fa	+ 1,32 .fa

Exemple d'utilisation :

$T_H=50^\circ\text{C}$; $fa = 1,15$ ($O_2=3,00\%$);

$T_a=25^\circ\text{C}$; $hy=90\%$

Alors,

$H_{pc}=8,03\% \text{ } P_{cs_{15}}$ (lu sur le diagramme *standard*) ;

$H_a=1,32 \times 1,15 = 1,52\% \text{ } P_{cs_{15}}$ (selon le tableau 5.12) ;

$-Q(\%P_{cs_{15}}) = 100 - 8,03 + 1,52\% = 93,49\% P_{cs_{15}}$. (alors que le calcul précis donne 93,42)

Plus généralement, pour l'ensemble des chaudières à eau chaude, on notera les écarts suivants ($P_{cs_{15}}$) entre le calcul exact selon le DHC et l'utilisation desdits moyens sommaires (les valeurs entre parenthèses représentent le résultat du calcul exact) :

Tableau 5.13

$(T_{air}, hy) \downarrow$; conf.sortie chaudières \Rightarrow	$O_2=3,00\%$; $T_H=50^\circ\text{C}$	$O_2=3,00\%$; $T_s=200^\circ\text{C}$
$T_{air}=5^\circ\text{C}$, $hy=10\%$	91,22 (91,24)	81,52 (81,97)
$T_{air}=25^\circ\text{C}$, $hy=90\%$	93,49 (93,42)	83,79 (82,48)

5.3.7 L'importance de la valeur de la pression des produits de combustion dans le cas des chaudières

Du point de vue métrologique, l'utilisation de la température humide est donc pertinente, particulièrement en cas de système avec échanges massiques comme les chaudières à condensation, voire combinée avec la température sèche en cas de chaudières traditionnelles pour un accès aux performances peu coûteux. De même que l'influence de la pression des produits de combustion (P_{tgc}) sur la température de rosée a été soulignée au chapitre 3, on doit insister sur la relation de dépendance entre la valeur de l'enthalpie déduite de la mesure de la température humide et cette pression P_{tgc} ...

Il devient alors pertinent de préciser l'influence de P_{tgc} dans le cas de machines dont les produits de combustion sont essentiellement soumis aux fluctuations de la pression atmosphérique, comme le sont les chaudières.

Nous précisons alors l'incertitude sur P_{tgc} qui induit une variation de $0,1\%P_{cs}$ sur l'enthalpie H_{pc} dans les deux cas ci-après :

- pour la combinaison ($T_H = 50,0^\circ C$; $O_2 = 3\%$) qui représentera la configuration de chaudières à condensation, on trouve que l'incertitude sur P_{tgc} doit rester inférieure à 13 hPa et le diagramme établi pour la pression normale pourra être utilisé pour P_{tgc} compris entre 1000 et 1026 hPa ;
- pour la combinaison ($T_H = 66,0^\circ C$; $T_S = 200^\circ C$) qui représentera la configuration de chaudières traditionnelles, on trouvera que l'incertitude sur P_{tgc} doit rester inférieure à 10 hPa .

A noter que si la pression P_{tgc} est supérieure à la normale, alors le diagramme établi pour les conditions normales de pression surestime H_{pc} et inversement...

5.3.8 La mesure de la température humide

La mesure de la température humide se fait en enveloppant le bulbe d'une sonde thermométrique avec un tissu initialement trempé dans de l'eau dont la température peut être quelconque (l'eau du réseau convient). Ensuite la sonde est plongée dans la veine gazeuse où s'écoulent les produits de combustion.

La durée du palier d'évaporation dépend de la vitesse d'écoulement et de la température sèche des gaz (voir figure 5.9). Elle diminue avec la vitesse d'écoulement des gaz et leur température (sèche). Dans le cas de gaz très chauds on pourra augmenter le volume mouillé puisque ce volume constitue aussi la *réserve* à évaporer. On estime que l'observation du palier peut se faire pour des vitesses de gaz très en dessous du mètre par seconde et d'autant plus basse que les gaz sont chauds... mais un travail spécifique est souhaitable pour préciser ce point (Estel L. *et al.*, 2002).

Dans le cas où le couple T_H , T_S est le couple mesuré, il est conseillé de laisser le bulbe s'assécher est d'observer le palier de température sèche en continuité après l'observation du palier d'évaporation (Fig 5.10).

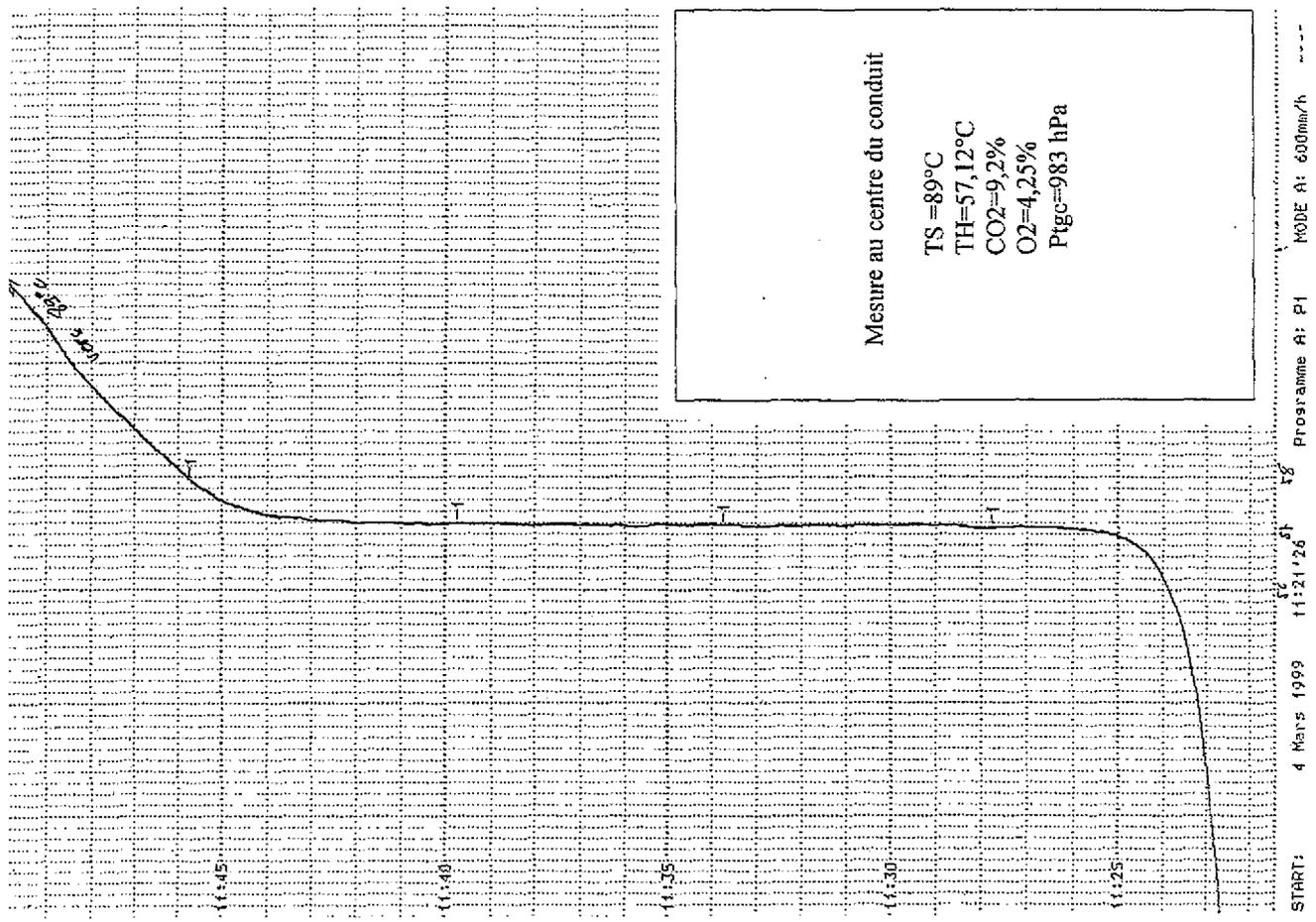


Fig. 5.9 Enregistrement de la température humide des produits de combustion d'une chaudière à haute performance ($T_S = 89^\circ\text{C}$; $T_H = 57,12^\circ\text{C}$)

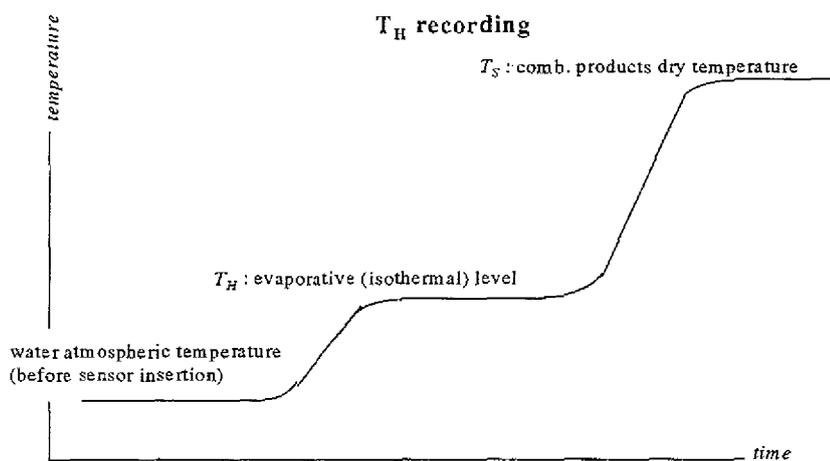


Fig. 5.10 Le palier T_H est généralement situé à un niveau intermédiaire entre la température du liquide utilisé pour humidifier le bulbe thermométrique et la température sèche

Synthèse du chapitre

La pression des gaz combustion P_{tgc} étant connue, le DHC 3D permet de déterminer l'état de la phase gazeuse de produits de combustion à partir de la connaissance de trois paramètres. Si la quantité d'eau additionnelle introduite dans le procédé Q_{eadd} est connue ainsi que l'enthalpie entrante, alors la totalité des échanges massiques et thermiques développés dans le procédé sont connus.

La pression des gaz combustion P_{tgc} étant connue, l'utilisation du DHC 2D est pertinente lorsque sont connus l'eau additionnelle initialement introduite dans le procédé Q_{eadd} , l'humidité des comburant et combustible. La détermination de l'enthalpie des produits de combustion (mono ou biphasique) ne dépend alors que de deux paramètres. Plus particulièrement, si on choisit le couple (T_H, fa) , il n'est plus nécessaire de connaître les échanges massiques dans le procédé pour connaître l'enthalpie de la totalité des produits de combustion sortants.

Si les enthalpies véhiculées par les flux entrants sont connues, les échanges thermiques $W+Q$ entre le procédé et l'extérieur ou le rendement de combustion peuvent être déterminés comme la différence entre les enthalpies entrantes et sortantes .

Le *DHC complémentaire* est utile dans le cas où l'état des gaz saturés est seul pris en considération.

Par ailleurs, l'analyse de la sensibilité des résultats montre que, dans le cas des chaudières, le choix du pouvoir calorifique retenu (P_{cs} ou P_{ci}) n'est pas sans conséquence sur la *meilleure* combinaison des paramètres métrologiques... Et, faisant ledit meilleur choix, on pourra ignorer la composition exacte du combustible, ce qui n'est pas sans conséquence sur les coûts opératoires. Dans le cas d'établissement de rendement de combustion de chaudières à condensation (rapporté au P_{cs}), la méthode DHC s'avère très efficace...

Enfin, nous avons pu montrer qu'il était souvent plus pertinent de choisir le traceur O_2 en lieu et place du traceur CO_2 pour représenter le facteur d'air ou l'état de dilution des produits de combustion.

Chapitre VI

DHC ET DIMENSIONNEMENT D'ÉCHANGEURS BIPHASIQUES

La combustion par voie humide s'appuie sur la mise en œuvre d'eau additionnelle pour offrir la possibilité de meilleures performances énergétiques et écologiques. Dans le cas de générateurs et/ou cogénérateurs à condensation, elle offre la perspective d'une meilleure valorisation des chaleurs latentes récupérables.

Dans tous les cas, l'efficacité des échangeurs massiques, condenseur ou évaporateur, peut devenir le déterminant favorable ou défavorable à la combustion humide. Dans le cas des turbines à gaz, nous avons souligné l'importance de la consommation d'eau et par conséquent l'attrait que peut avoir la perspective de la condensation et du recyclage de l'eau nécessaire au fonctionnement du cycle humide.

La maîtrise du bon dimensionnement d'échangeurs biphasiques devient alors essentielle...

Le diagramme hygrométrique de combustion et plus particulièrement l'intérêt porté à la température humide sont à la base de la méthode qui a été retenue pour conseiller les partenaires manufacturiers d'échangeurs biphasiques de type condenseur-récupérateur ou pompe à vapeur d'eau...Deux exemples sont développés.

6.1 LE DIMENSIONNEMENT DES ÉCHANGEURS BIPHASIQUES

Lorsque des échangeurs de chaleur donnent lieu à des échanges massiques, les règles de calcul des échangeurs monophasiques ne peuvent plus être directement utilisées.

Par contre, ces mêmes règles peuvent servir de modèle analogique pour établir des méthodes de calculs destinées au dimensionnement des échangeurs biphasiques, faisant ainsi bénéficier les échangeurs biphasiques des nombreux travaux effectués pour les échangeurs monophasiques.

Nous intéressant particulièrement aux condenseurs de produits de combustion et aux préchauffeurs-humidificateurs d'air selon le concept de la pompe à vapeur d'eau, nous pourrions généralement admettre que ces échangeurs sont parcourus par des gaz sursaturés, saturés ou très proches de la saturation tout au long de leur parcours.

Dans le cas où une première séquence de l'échange ne donne pas lieu à changement de phase, l'échangeur étudié sera traité comme la succession de deux tronçons, l'un de type monophasique parcouru par des gaz secs (non saturés) pour lesquels la température considérée sera la température sèche T_S , l'autre de type biphasique, parcouru par des produits de combustion biphasiques pour lesquels, la température considérée sera la température humide T_H .

Lorsque seule la phase gazeuse est supposée donner lieu à des échanges convectifs, on écrira l'indice gc, sat et la température des gaz sera notée T_* .

6.1.1 Analogie avec les échangeurs monophasiques

Cas des échangeurs à paroi

Dans le cas où le nombre de Lewis Le est égal à l'unité, il peut être admis que le flux total d'énergie cédé par convection et par diffusion, par unité de temps et par unité de surface, au travers d'une paroi (sans flux de matière) par un flux gazeux subissant un transfert massique d'éléments se condensant ou s'évaporant, s'écrit (Eckert *et al.*, 1963, p. 291) :

$$\Phi_i = \frac{k}{c_p} \frac{di}{dy} = - \frac{k}{c_p} \frac{i_f - i_p}{\delta'} = \frac{K}{c_p} \cdot (i_f - i_p)$$

avec,

$$Le = \frac{\rho \cdot c_p \cdot D}{k} ;$$

c_p : capacité thermique massique à pression constante du fluide biphasique ;

D : coefficient de diffusion de l'élément changeant de phase dans l'élément le recevant ;

ρ : masse volumique du mélange ;

i : enthalpie massique du fluide biphasique ;

i_f : enthalpie massique du fluide biphasique hors couche limite ;

i_p : enthalpie massique du fluide biphasique à la température de la paroi ;

δ' : épaisseur linéarisée équivalente du film constituant la couche limite ;

k : conductivité thermique du film de fluide (ici produits de combustion) constituant la couche limite le long de la paroi ;

K : coefficient de transfert de chaleur dans la couche limite.

Or, les produits de combustion saturés en vapeur d'eau à une température comprise entre 25 et 100°C sont comparables à l'air humide dans les mêmes conditions de température et on peut faire l'hypothèse $Le = 1$ (Cordier R., 1987).

Ainsi, nous intéressant à un échangeur biphasique à paroi, traversé d'un côté par des produits de combustion saturés ou sursaturés, de l'autre par un circuit d'eau liquide, considérant l'élément de surface (côté produits de combustion) dS_{PC} concerné par les échanges subis par les produits de combustion associés à une mole de combustible, nous pouvons écrire, par unité de temps :

$$\Phi_{i,PC} \cdot dS_{PC} = \frac{K_{PC}}{C(T_H)_{p,PC+Qeadd}} \cdot (Pcs)_e \cdot (\Delta_{ref}^{(T_H)_{PC}} H_{PC+Qeadd} - \Delta_{ref}^T H_{PC+Qeadd}) \cdot dS_{PC} = K_{pE} \cdot (T_p - T_E) \cdot dS_E$$

avec,

$\Phi_{i,PC}$: flux de chaleur par unité de surface et par unité de temps, côté produits de combustion ;

$C(T_H)_{p,PC+Qeadd}$: capacité thermique à pression constante des produits de combustion (humide) associés à la combustion d'une mole de combustible, à la température $(T_H)_{PC}$;

K_{PC} : coefficient de transfert de chaleur dans la couche limite, côté produits de combustion (humide);

K_{pE} : coefficient de transfert entre la paroi et l'eau du circuit secondaire tel que $\frac{1}{K_{pE}} = \frac{1}{K_E} + \frac{e_p}{\lambda_p}$ (si nécessaire, la prise en compte du film de condensat ou des gouttelettes

se fera en considérant un deuxième terme e_{pe}/λ_{pe} relatif aux condensats); par ailleurs, on indique que pour le type d'échangeur massique et thermique étudié, les tubes lisses sont généralement préférés aux tubes ailetés qui ont l'inconvénient de retenir l'eau liquide et ainsi présenter une capacité de transfert diminuant lorsque la condensation augmente (Cordier R., 1987).

K_E : coefficient de transfert de chaleur dans la couche limite, côté eau ;

e_p : épaisseur de la paroi ;

λ_p : coefficient de conductibilité dans la paroi ;

T_p : température de la paroi ;

T_E : température de l'eau du circuit secondaire ;

dS_E : élément de surface côté circuit secondaire et correspondant à dS_{PC} ;

$\Delta_{ref}^{(TH)PC} H_{PC+Qeadd} = \Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd} = \Delta_{ref}^{TH} H_{gc,sat} - \epsilon_{Te} [T_H, (T_R)_c]$ (cf chapitre 4) : enthalpie totale des produits de combustion associés à la combustion d'une mole de combustible à la température $(T_H)_{PC}$ (température hors couche limite) ;

$\Delta_{ref}^{Tp} H_{PC+Qeadd}$: enthalpie des produits de combustion associés à la combustion d'une mole de combustible du fluide à la température de la paroi T_p .

Considérant le débit molaire de combustible \dot{m}_c (mol.sec⁻¹), on peut aussi écrire :

$$\Phi_{i,PC} \cdot dS_{PC} = \dot{m}_c \cdot (Pcs)_{Te} \cdot d(\Delta_{ref}^{(TH)PC} H_{PC+Qeadd})$$

et,

$$\Delta_{ref}^{(TH)PC} H_{PC+Qeadd} - \Delta_{ref}^{Tp} H_{PC+Qeadd} = \frac{1}{K_{PC}} \cdot C(T_H)_{p,PC+Qeadd} \cdot \dot{m}_c \cdot \frac{d(\Delta_{ref}^{(TH)PC} H_{PC+Qeadd})}{dS_{PC}} \quad (6.1)$$

Introduisant maintenant le coefficient,

$$\beta(T_p, T_E) = \frac{(Pcs)_{Te}}{C(T_H)_{p,PC+Qeadd}} \cdot \frac{\Delta_{ref}^{Tp} H_{PC+Qeadd} - \Delta_{ref}^{TE} H_{PC+Qeadd}}{T_p - T_E} \quad (\text{Cordier R., 1987})$$

$$\Phi_{i,PC} \cdot dS_{PC} = \dot{m}_c \cdot (Pcs)_{Te} \cdot d(\Delta_{ref}^{(TH)PC} H_{PC+Qeadd}) = K_{pE} \cdot \frac{(Pcs)_{Te}}{C(T_H)_{p,PC+Qeadd}} \cdot \frac{\Delta_{ref}^{Tp} H_{PC+Qeadd} - \Delta_{ref}^{TE} H_{PC+Qeadd}}{\beta(T_p, T_E)} \cdot dS_E$$

soit,

$$\Delta_{ref}^{Tp} H_{PC+Qeadd} - \Delta_{ref}^{TE} H_{PC+Qeadd} = \frac{\beta(T_p, T_E)}{K_{pE}} \cdot C(T_H)_{p,PC+Qeadd} \cdot \dot{m}_c \cdot \frac{d(\Delta_{ref}^{(TH)PC} H_{PC+Qeadd})}{dS_E} \quad (6.2)$$

Ajoutant (1) et (2), il vient :

$$\Delta_{ref}^{(TH)PC} H_{PC+Qeadd} - \Delta_{ref}^{TE} H_{PC+Qeadd} = \left(\frac{1}{K_{PC}} \cdot \frac{dS_E}{dS_{PC}} + \frac{\beta(T_p, T_E)}{K_{pE}} \right) \cdot C(T_H)_{p,PC+Qeadd} \cdot \dot{m}_c \cdot \frac{d(\Delta_{ref}^{(TH)PC} H_{PC+Qeadd})}{dS_E} \quad (6.3)$$

équation dans laquelle on peut définir K_φ , coefficient de transfert thermique global entre les produits de combustion changeant de phase et l'eau du circuit secondaire et tel que :

$$\frac{1}{K_\varphi} = \frac{1}{K_{PC}} \cdot \frac{dS_E}{dS_{PC}} + \frac{\beta(T_p, T_E)}{K_{pE}}$$

En réalité, la résistance thermique est prédominante côté produits de combustion et l'écart T_p, T_E est toujours faible (par rapport à l'écart T_{PC}, T_E) et on pourra admettre l'écriture différentielle :

$$\beta(T_p, T_E) = \beta(T_E) = \frac{(Pcs)_{T_e}}{C(T_H)_{p,PC+Qeadd}} \cdot \left(\frac{d(\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd})}{dT_H} \right)_{T_E}$$

et il vient,

$$\frac{1}{K_\varphi} = \frac{1}{K_{PC}} \cdot \frac{dS_E}{dS_{PC}} + \frac{\beta(T_E)}{K_{pE}}$$

Ainsi, l'équation (6.3) rappelle l'écriture du transfert global dans un échangeur monophasique,

$$(T_S)_{PC} - T_E = \left(\frac{1}{K_{PC}} \cdot \frac{dS_E}{dS_{PC}} + \frac{1}{K_{pE}} \right) \cdot C(T_S)_{p,PC+Qeadd} \cdot m_c \cdot \frac{d(T_S)_{PC}}{dS_E} \quad (6.4)$$

équation (6.4) pour laquelle la température (sèche) remplace l'enthalpie et on définit K_0 , tel que,

$$\frac{1}{K_0} = \frac{1}{K_{PC}} \cdot \frac{dS_E}{dS_{PC}} + \frac{1}{K_{pE}}$$

et qui, dans la mesure où K_0 et $C(T_S)_{p,PC+Qeadd}$ peuvent être considérés comme constants, permet d'exprimer l'efficacité Ef_0 d'un échangeur monophasique (ou son dimensionnement au travers du paramètre S_E) (Pierre B., 1983).

Par exemple, dans le cas d'un échangeur à contre courant (les exposants e et s signifiant respectivement *entrée* et *sortie*), on peut écrire l'efficacité :

$$Ef_0 = \frac{(T_S)_{PC}^e - (T_S)_{PC}^s}{(T_S)_{PC}^e - T_E^e} = \frac{1 - \exp[(Z_0 - 1) \cdot NUT_0]}{1 - Z_0 \cdot \exp[(Z_0 - 1) \cdot NUT_0]}$$

avec,

$$NUT_0 = \frac{K_0 \cdot S_E}{m_c \cdot C(T_S)_{p,PC+Qeadd}}$$

$$Z_0 = \frac{m_c \cdot C(T_S)_{p,PC+Qeadd}}{m_E \cdot C_E}$$

Ainsi, par analogie avec les échangeurs monophasiques, pour un élément différentiel de surface d'échangeur biphasique (côté eau) dS_E correspondant à l'évolution de température T_E , $T_E + dT_E$ et tel que K_ϕ et $C(T_H)_{p,PC+Qeadd}$ peuvent être considérés comme constants, on pourra écrire l'efficacité,

$$Ef_\phi = \frac{(\Delta_{ref}^{(T_H)PC} H_{PC+Qeadd})^e - (\Delta_{ref}^{(T_H)PC} H_{PC+Qeadd})^s}{(\Delta_{ref}^{(T_H)PC} H_{PC+Qeadd})^e - (\Delta_{ref}^{T_E} H_{PC+Qeadd})^e} = \frac{1 - \exp[(Z_\phi - 1) \cdot NUT_\phi]}{1 - Z_\phi \cdot \exp[(Z_\phi - 1) \cdot NUT_\phi]}$$

avec :

$$NUT_\phi = \frac{K_\phi \cdot dS_E}{m_c \cdot C(T_H)_{p,PC+Qeadd}}$$

$$Z_\phi = \frac{m_c \cdot C(T_H)_{p,PC+Qeadd} \cdot \beta(T_E)}{m_E \cdot C_E}$$

Concernant l'ensemble de la surface d'échange,

$$S_E = \int_{\Delta_{ref}^{(T_H)PC} H_{PC+Qeadd}}^{\Delta_{ref}^{T_E} H_{PC+Qeadd}} dS_E$$

On note alors que, sur un élément *différentiel* d'échangeur biphasique, les valeurs de $\beta(T_E)$ et de $C(T_H)_{p,PC+Qeadd}$ à considérer vérifient :

$$\beta(T_E) \cdot C(T_H)_{p,PC+Qeadd} = (Pcs)_{Te} \cdot \left(\frac{d(\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd})}{dT_H} \right)_{T_E}$$

avec, les gaz étant saturés ou sursaturés (cf chapitre 4) :

$$C(T_H)_{p,PC+Qeadd} = (Pcs)_{Te} \cdot \left(\frac{d(\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd})}{dT_H} \right)_{(T_H)PC} - C_{\phi,T_H} \cdot \left(\frac{d(N_{H_2O}^{gc,sat}(T_H))}{dT_H} \right)_{(T_H)PC}$$

Compte tenu de l'expression retenue pour l'écriture de l'enthalpie de l'eau vapeur, l'expression de la chaleur latente à la température T_H retenue ici est formellement :

$$C_{\phi,T_H} = C_{\phi,Te} + \Delta_{Te}^{T_H} h_{H_2O,v} - \Delta_{Te}^{T_H} h_{H_2O,l}$$

On souligne que β et $C(T_H)$ sont des gradients par rapport à la température humide, valorisant ainsi l'introduction de la température humide et l'analyse DHC pour le dimensionnement des échangeurs biphasiques.

Du point de vue numérique, on pourra découper l'échangeur en éléments finis (tronçons), remplaçant dT_E et dS_E respectivement par ΔT_E et ΔS_E (en prenant toutefois la précaution

d'un découpage de ΔT_E assez fin, pour que le résultat S_E ne soit pratiquement plus sensible à l'accroissement du nombre de tronçons).

Cas des échangeurs à contact direct

Dans le cas d'échangeur à contact direct (échangeur sans paroi utilisé dans le cas d'échange massique entre liquide et gaz) tout se passe comme ci-dessus, avec :

$$e_p = 0 ; K_E = \infty \text{ et } \frac{dS_E}{dS_{PC}} = 1,$$

Et, par conséquent :

$$K_\phi = K_{PC}$$

6.1.2 Détermination des coefficients spécifiques $\beta(T_E)$, $C(T_H)_{p,PC+Qeadd}$, $\beta_g(T_E)$, $C(T^*)_{p,gc,sat}$

Les échangeurs considérés sont normalement étanches aux gaz qui les traversent et, pour les produits de combustion, cette étanchéité se traduit par une traversée à facteur d'air fa constant.

Les calculs qui suivent s'appuient sur cette hypothèse.

Ainsi,

$$\beta(T_E) = \frac{(Pcs)_{Te}}{C(T_H)_{p,PC+Qeadd}} \cdot \left[\left(\frac{d(\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd})}{dT_H} \right)_{fa=Cte} \right]_{T_E}$$

Pour une quantité d'eau additionnelle $Qeaddl$ connue et dans une présentation graphique orthonormée comme l'est le $(DHC-2D)_{Qeadd}$, nous appellerons respectivement $(Cod)_{T_E}$ et $(Cod)_{(T_H)PC}$ les coefficients directeurs des tangentes à la courbe iso-facteur d'air fa considérée aux points définis par les abscisses $T_H = T_E$ et $T_H = (T_H)_{PC}$, soit :

$$(Cod)_{T_E} = \left[\left(\frac{d(\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd})}{dT_H} \right)_{fa=Cte} \right]_{T_E}$$

$$(Cod)_{(T_H)PC} = \left[\left(\frac{d(\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd})}{dT_H} \right)_{fa=Cte} \right]_{(T_H)PC}$$

Par ailleurs, posant,

$$(Cod \phi)_{(T_H)PC} = \frac{C_{\phi,T_H}}{(Pcs)_{Te}} \cdot \left[\left(\frac{d(N_{H2O}^{gc,sat}(T_H))}{dT_H} \right)_{fa=Cte} \right]_{(T_H)PC}$$

il vient,

$$\beta(T_E) = \frac{(Cod)_{T_E}}{(Cod)_{(T_H)PC} - (Cod\phi)_{(T_H)PC}}$$

$$C(T_H)_{p,PC+Qeadd} = (Pcs)_{T_e} \cdot \left((Cod)_{(T_H)PC} - Cod\phi_{(T_H)PC} \right)$$

$$\text{soit aussi } \beta(T_E) = \frac{(Pcs)_{T_e} \cdot (Cod)_{T_E}}{C(T_H)_{p,PC+Qeadd}}$$

Dans certains cas, on observe que les condensats sont séparés des produits de combustion au fur et à mesure qu'ils se forment, ou encore, s'il s'agit d'échanges directs avec une eau de lavage, la température moyenne des condensats est supérieure à la température moyenne de ladite eau de lavage, ces condensats ne donnant alors pratiquement pas lieu à transfert de chaleur de type convectif.

Dans d'autres cas, les paramètres définissant avec précision les échanges massiques (notamment la température de rosée eau commençante) ne seront pas connus au moment des travaux de dimensionnement de l'échangeur et un (pré)dimensionnement pourra être effectué en ne considérant que la phase gazeuse des produits de combustion.

Pour toutes ces situations, la méthode décrite précédemment sera suivie avec la seule phase gazeuse des produits de combustion saturés en vapeur d'eau (on écrira T^* en remplacement de T_H pour marquer la configuration).

Ces cas nous amènent à nous intéresser au *DHC-complémentaire* à partir duquel on définira, à l'image de ce qui a été fait précédemment :

$$(Cod)_{g,T_E} = \left[\frac{d(\Delta_{ref}^{T^*} H_{gc,sat})}{dT^*} \right]_{fa=Cte} \Big|_{T_E} = \frac{C(T^*)_{p,gc,sat}}{(Pcs)_{T_e}} \cdot \beta_g(T_E)$$

$$(Cod)_{g,(T^*)PC} = \left[\frac{d(\Delta_{ref}^{T^*} H_{gc,sat})}{dT^*} \right]_{fa=Cte} \Big|_{(T^*)PC}$$

$$(Cod\phi)_{g,(T^*)PC} = \frac{C_{\phi,T^*} + \Delta_{ref}^{T^*} h_{H_2O,l}}{(Pcs)_{T_e}} \cdot \left[\frac{d(N_{H_2O}^{gc,sat}(T^*))}{dT^*} \right]_{fa=Cte} \Big|_{(T^*)PC}$$

Et nous obtiendrons :

$$\beta_g(T_E) = \frac{(Cod)_{g,T_E}}{(Cod)_{g,(T^*)PC} - (Cod\phi)_{g,(T^*)PC}}$$

$$C(T^*)_{p,gc,sat} = (Pcs)_{T_e} \cdot \left((Cod)_{g,(T^*)PC} - Cod\phi_{g,(T^*)PC} \right)$$

De la même manière, on pourra définir des coefficients de type *Cod* pour les échangeurs évaporateurs tel l'échangeur humidificateur d'air d'une *PAVE* (voir chapitre 7).

Nous les appellerons alors respectivement *Coda*, *Codφa* ou pour la phase gazeuse saturée $(Coda)_g$, $(Cod\phi a)_g$.

Et on aura également :

$$\beta_a(T_E) = \frac{(Coda)_{T_E}}{(Coda)_{T_{H,a}} - (Cod\phi a)_{T_{H,a}}}$$

$$C(T_{H,a})_{p,a} = (Pcs)_{T_e} \cdot \left((Coda)_{T_{H,a}} - (Cod\phi a)_{T_{H,a}} \right)$$

$$\beta_{a,g}(T_E) = \frac{(Coda)_{g,T_E}}{(Coda)_{g,(T^*)_a} - (Cod\phi a)_{g,(T^*)_a}}$$

$$C(T^*)_{p,a,sat} = (Pcs)_{T_e} \cdot \left((Coda)_{g,(T^*)_a} - (Cod\phi a)_{g,(T^*)_a} \right)$$

Dans le cas d'un calcul par éléments finis et comme cela a été signalé, l'échangeur devra être découpé en un nombre suffisant de tronçons. Les *Cod* et *capacités thermiques* seront alors établis pour la valeur moyenne des températures d'eau, enthalpies des produits de combustion et températures associées, dans chaque tronçon. L'usage nous apprendra qu'en pratique, le découpage sera tel que la différence de température d'eau entre l'entrée et la sortie d'un tronçon ne devra généralement pas dépasser 5°C.

6.1.3 Rappel concernant la détermination des coefficients d'échange par convection

Afin d'illustrer l'intérêt offert par la méthode *DHC* pour le dimensionnement des échangeurs biphasiques, nous rappelons quelques formules permettant le calcul des coefficients d'échange par convection dans les échangeurs monophasiques ainsi que l'appréciation des pertes de charges sur les fluides en écoulement.

Compte tenu de la technologie des échangeurs visés nous nous intéressons exclusivement aux coefficients d'échange par convection dans le cas de circulation turbulente :

- à l'intérieur ou à l'extérieur d'un tube parallèlement à l'axe ;
- à l'extérieur d'un faisceau de tubes traversé par un flux perpendiculaire à son axe ;
- dans un laveur à contact direct.

L'expression de ces coefficients d'échanges par convection s'appuient généralement sur l'approche,

$$K_{PC} = \frac{k_{PC}}{d} \cdot Nu$$

avec,

K_{PC} : coefficient de transfert de chaleur dans la couche limite, côté produits de combustion ;
 k_{PC} : conductivité thermique du film de produits de combustion constituant la couche limite le long de la paroi ;

d : diamètre du tube (ou diamètre hydraulique équivalent d_p) ;

Nu : nombre de Nusselt (fonction du nombre de Prandtl Pr , de la viscosité cinématique ν , de la vitesse moyenne du fluide \bar{u} , du diamètre d).

Cas d'un fluide circulant parallèlement à l'axe d'un tube

Coefficient de transfert de chaleur (pour $Re = \frac{\bar{u} \cdot d}{\nu}$ compris entre 2000 et 100000) (Eckert et al., 1959, p. 211).

$Nu = 0,0243 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$ (si l'échange se fait paroi vers fluide)

$Nu = 0,0265 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3}$ (si l'échange se fait fluide vers paroi)

Plus généralement, à l'intérieur ou à l'extérieur d'un conduit présentant une configuration cylindrique, le diamètre hydraulique équivalent d_p remplace d dans l'expression du nombre de Reynolds et s'écrit :

$$d_p = 4 \cdot \frac{S_p}{P_m}$$

avec,

S_p : section de passage,

P_m : périmètre d'échange ou périmètre mouillé.

Effet d'entrée

lorsque le fluide entre dans le tube, il existe une zone pour laquelle il ne se forme pas de couche laminaire et pour laquelle le coefficient de transfert thermique est majoré. Pour tenir compte de ce phénomène, le coefficient de majoration F peut être appliqué sur ladite zone (Bolzinger L., 1952 p. 25). Avec x représentant l'éloignement de l'entrée dans le tube,

$$F = 1 + 1,6 \cdot 10^{-0,1 \cdot r_a} \quad (\text{avec } r_a = x/d_p)$$

La perte charge (Eckert et al., 1972, p. 369) :

$$\Delta p = f_t \cdot \frac{L}{d_p} \cdot \rho \cdot \frac{(\bar{u})^2}{2}$$

avec,

Δp : perte de charge en pascals

f_t : coefficient de frottement = $\frac{0,316}{Re^{0,25}}$

L : longueur du conduit (m)

d_p : diamètre équivalent (m)

ρ : masse volumique du fluide ($kg \cdot m^{-3}$)

\bar{u} : vitesse moyenne débitante dans le conduit ($m \cdot s^{-1}$)

Cas d'un fluide circulant perpendiculairement à un (faisceau de) tube(s)

Coefficient de transfert de chaleur

Pour le calcul du nombre de Reynolds Re , la vitesse à considérer pourra être la vitesse maximale u_M calculée dans la plus petite section entre les tubes tandis que le diamètre est le diamètre extérieur des tubes.

Si $Re > 300$, on pourra appliquer :

- Pour un tube isolé,

$$Nu = 0,39.Re^{0,56}.Pr^{0,33}$$

- Pour un faisceau de tubes en quinconce (d'au moins 10 nappes),

$$Nu = 0,33.Re^{0,6}.Pr^{0,33}$$

Lorsque le faisceau contient moins de 10 nappes, le coefficient correcteur du tableau 6.1 ci-dessous pourra être appliqué (Bolzinger L., 1952 p. 27) :

Tableau 6.1

Nbre de nappes	2	3	4	5	6	7	8	9
Coefficients	0,73	0,82	0,88	0,91	0,94	0,96	0,98	0,99

La perte charge

$$\Delta p = N_r \cdot f_t \cdot \rho \cdot \frac{(\bar{u})^2}{2}$$

avec,

Δp : perte de charge en *pascals*

N_r : nombre de rangées de tubes traversées par le fluide

f_t : coefficient de frottement ((Bolzinger L., 1952)

ρ : masse volumique du fluide ($kg.m^{-3}$)

\bar{u} : vitesse moyenne débitante entre deux tubes ($m.s^{-1}$)

Cas des tours de lavage avec garnissage

Coefficient de transfert de chaleur

Les tours de lavage de gaz avec garnissage constitué d'anneaux de Raschig, Pall ou autres supports sont souvent utilisées pour constituer des échangeurs massiques et thermiques à contact direct. Leur dimensionnement relève pour une grande part de l'expérience des industriels et manufacturiers.

A titre indicatif, nous pourrions retenir (Eckert *et al.*, 1972, p. 414) :

$$Nu = 2 + 0,236.Re^{0,606}.Pr^{0,33}$$

avec,

$$Re = d_p \frac{u_a}{\nu}$$

u_a : vitesse apparente des gaz (rapportée à la section totale du laveur) ($m.s^{-1}$)
 ν : viscosité cinématique du fluide ($m^2.s^{-1}$)

La perte de charge

La formule semi-empirique ci-après, peut être retenue si le débit d'eau de lavage reste, par unité de surface de section de laveur, inférieur à $3 kg.(sec.m^2)^{-1}$ (Bolzinger L., 1952 p. 164) :

$$\Delta p = 30 \cdot \frac{A \cdot f_t \cdot \rho \cdot u_a^2}{g_r \cdot d_p} \cdot H_g$$

avec,

Δp : perte de charge en *pascals*

H_g : hauteur du laveur (*m*)

u_a : vitesse apparente des gaz (rapportée à la section totale du laveur) ($m.s^{-1}$)

d_p : diamètre équivalent d'un élément du garnissage (*m*)

g_r : accélération de la pesanteur ($=9,81m.s^{-2}$)

ρ : masse volumique des gaz ($kg.m^{-3}$)

Le coefficient A ainsi que la surface d'échange par unité de volume S_{pe} sont donnés pour quelques types de garnissage dans le tableau 6.2 ci-après.

Tableau 6.2

dimensions	coefficient A	surf. d'échange S_{pe} (m^2/m^3)	% de vide: ξ (porosité)	*diam. équiv. d_p (<i>m</i>)
anneaux Raschig (grès)				
25 x 25 mm	0,25	190	70	$9,5 \cdot 10^{-3}$
anneaux de Pall (inox)				
dim.nom. 31,8mm	0,012	130	95	$2,3 \cdot 10^{-3}$

$$*d_p = 6 \cdot (1 - \xi) / S_{pe}$$

Le coefficient de frottement f_t en fonction du nombre de Reynolds pourra être lu sur les abaques fournis par la référence Bolzinger L., 1952. On pourra aussi consulter les références Dumphily E., 1997 et Perry-Green Hand book.

Les débits d'eau

Dans le cas des échangeurs à contact direct tels les condenseurs et évaporateurs par lavage à l'eau, et concernant le calcul des débits d'eau de lavage, on pourra admettre que l'enthalpie transférée des produits de combustion sortant vers l'air entrant se fait sans pertes.

Par conséquent, en première approximation on écrira que les débits de l'eau de lavage entrant dans le laveur-condenseur et dans le laveur-évaporateur sont égaux et :

$$\dot{m}_{E.ccd} = \dot{m}_{E.eEv} = \frac{(Pcs)_{Te}}{\Delta_{T_{Em}}^{T_{Sor}} h_{H_2O,l}} \cdot \left(\Delta_{ref}^{T_{H,e}} H_{gc,sat} - \Delta_{ref}^{T_{H,s}} H_{gc,sat} \right)$$

6.2 EXEMPLES DE DIMENSIONNEMENT D'ECHANGEURS BIPHASIQUES

Dans le premier exemple traité qui concerne un récupérateur-condenseur (R/Cd), le découpage en deux tronçons suit les deux étapes du refroidissement des gaz de combustion, d'abord monophasique, puis biphasique.

Dans le deuxième exemple qui concerne une pompe à vapeur d'eau selon la technologie des laveurs (voir chapitre 7), ce sera l'importance du gradient thermique du réchauffage de l'eau dans l'échangeur qui imposera le découpage en 5 tronçons.

6.2.1 Cas d'un récupérateur condenseur à éléments tubulaires lisses

Notre objectif est de déterminer le nombre de nappes disposées en quinconce devant constituer un récupérateur-condenseur de produits de combustion de section frontale standardisée, pour une chaudière consommant 1 mole de méthane par seconde ($m_c = 1 \text{ molc.s}^{-1}$).

Les données :

- chaque nappe est constituée de 25 tubes d'eau ($N_t=25$) en acier inoxydable de 1 mètre de longueur, de 20 mm de diamètre intérieur et 1 mm d'épaisseur, espacés de paroi à paroi de 18 mm et disposés verticalement ;
- la distance (bord à bord) séparant deux nappes est de 18 mm ;
- les produits de combustion pénètrent dans l'échangeur perpendiculairement aux tubes d'eau et, traversant 6 chicanes, effectuent ainsi 7 parcours (ou passes) ($N_p=7$) ;
- les boîtes à eau sont cloisonnées pour amener l'eau à effectuer 4 parcours ($(N_p)_E = 4$).

Par ailleurs, on suppose que (voir tableau 6.3) :

- les produits de combustion entrent dans le condenseur à 180°C et on souhaite qu'ils en sortent à 50°C ;
- l'eau du circuit secondaire entre à 47°C pour sortir à 49°C ;
- le facteur d'air est $fa = 1,15$ (température de rosée eau commençante = 57,24°C).

Les conditions sont les conditions standards habituelles :

$$ref \Leftrightarrow T_e = 15^\circ\text{C}$$

$$P_{PH2Oae} = 8\text{hPa} ; P_{tae} = 1013,25\text{hPa} ; P_{PH2Oce} = 0\text{hPa} ; P_{tce} = 1013,25\text{hPa}.$$

La pression dans l'échangeur est 1013,25 hPa.

Nous commencerons les calculs en supposant que la réponse est 10 nappes ($N_n=10$).

Tableau 6.3

Tronçons		Biph. (2)	Monoph. (1)
Côté PC	Sortie → Entrée	50°C → 57,24°C	57,24°C → 180°C
$\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd}$ (/Pcs ₁₅)	Sortie → Entrée	0,08035 → 0,11717	0,11717 → 0,16876
Côté eau	Sortie → Entrée	47°C → 47,84°C	47,84°C → 49°C
$\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd}$ (/Pcs ₁₅)	Sortie → Entrée	0,06857 → 0,07170	

Et,

Tronçon n°1 :

$$\overline{C(T_S)_{p,PC+Qeadd}} = 891,55 \cdot \frac{0,16876 - 0,11717}{180 - 57,24} = 0,375 \text{kJ} \cdot \text{C} \cdot \text{mol}^{-1}$$

Tronçon n° 2 :

Nous considérerons la valeur moyenne de la température de l'eau au secondaire $\overline{T_E}$, ainsi que la température $\overline{T_H}$ correspondant à la valeur moyenne de l'enthalpie côté produits de combustion sur ce tronçon où des gaz saturés condensent leur vapeur d'eau.

L'écart de température entre entrée et sortie, côté eau, ne dépassant pas 5°C, nous justifions ainsi le choix de ne considérer que deux fois un seul tronçon (mono et biphasique).

$$C(\overline{T_H})_{p,PC+Qeadd} = (Pcs)_{T_e} \cdot \left((Cod)_{(\overline{T_H})_{PC}} - Cod\phi_{(\overline{T_H})_{PC}} \right) = 0,387 \text{kJ}/(\text{C} \cdot \text{molc})$$

$$\beta(\overline{T_E}) = \frac{(Pcs)_{T_e} \cdot (Cod)_{\overline{T_E}}}{C(\overline{T_H})_{p,PC+Qeadd}} = 3,325 / 0,387 = 8,59$$

Calcul des coefficients Z :

$$\overset{\circ}{m}_c = 1 \text{mol} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$\overline{C}_{p,e,l} = 75,3 \text{J} \cdot \text{mol}^{-1}$$

$$\overset{\circ}{m}_E = \frac{891,57 \cdot (0,1687 - 0,0803)}{75,27 \cdot 10^{-3} \cdot (49 - 47)} = 522,64 \text{mol} \cdot (\text{mol}_c \cdot \text{s})^{-1}$$

$$Z_{o1} = \frac{1 \cdot 0,375}{523,3 \cdot 0,0753} = 0,00952$$

$$Z_{\varphi 2} = \frac{1 \cdot 0,387}{523,3 \cdot 0,0753} \cdot 8,59 = 0,0844$$

Calcul des NUT :

- Détermination des K

$$\frac{1}{K_{o1}} = \frac{1}{(K_{PC})_1} \cdot \frac{dS_E}{dS_{PC}} + \frac{1}{K_E} + \frac{e_p}{\lambda_p}$$

$$\frac{1}{K_{\varphi 2}} = \frac{1}{(K_{PC})_2} \cdot \frac{dS_E}{dS_{PC}} + \beta_2 \cdot \left(\frac{1}{K_E} + \frac{e_p}{\lambda_p} \right)$$

- Détermination de K_{PC}

$$K_{PC} = \frac{k_{PC}}{d_{eq}} \cdot Nu$$

La section de passage des produits de combustion étant,

$$S_{p,PC} = 25 \cdot 1 \cdot 0,018 / 7 = 0,0643 m^2$$

$N_{gc} = 11,964 mol. (mol_c.s)^{-1}$ représentant un débit volumique moyen de :

$0,386 m^3.s^{-1}$ dans le tronçon 1, soit une vitesse $(\bar{u}_{PC})_1 = 0,386 / 0,0643 = 6,00 m.s^{-1}$

$0,318 m^3.s^{-1}$ dans le tronçon 2, soit une vitesse $(\bar{u}_{PC})_2 = 0,318 / 0,0643 = 4,95 m.s^{-1}$

on retiendra (tenant compte de la température et de l'humidité des gaz concernés):

$$(v_{PC})_1 = 23,83 \cdot 10^{-6} m^2.s^{-1}$$

$$(v_{PC})_2 = 17,58 \cdot 10^{-6} m^2.s^{-1}$$

$$(Re)_1 = 6,00 \cdot 0,022 / (23,83 \cdot 10^{-6}) = 5539$$

$$(Re)_2 = 4,95 \cdot 0,022 / (17,58 \cdot 10^{-6}) = 6194$$

$$(Pr)_1 = 0,7576$$

$$(Pr)_2 = 0,7733$$

$$(Nu)_1 = 0,33 \cdot 5539^{0,6} \cdot 0,7576^{0,33} = 53,04$$

$$(Nu)_2 = 0,33 \cdot 6194^{0,6} \cdot 0,7733^{0,33} = 57,15$$

$$(k_{PC})_1 = 0,0309 W. (m. ^\circ C)^{-1}$$

$$(k_{PC})_2 = 0,0266 W. (m. ^\circ C)^{-1}$$

$$(K_{PC})_1 = 0,0309 \cdot 53,04 / 0,022 = 74,5 W. (m^2. ^\circ C)^{-1}$$

$$(K_{PC})_2 = 0,0266 \cdot 57,15 / 0,022 = 69,1 W. (m^2. ^\circ C)^{-1}$$

- Détermination de K_E

$$\dot{m}_E = 522,64 mol. (mol_c.s)^{-1} = 9,426 m^3. (mol_c.s)^{-1}$$

$$u_E = \frac{N_p \cdot \dot{m}_E}{N_t \cdot N_n \cdot S_{p,E}} = 4,9 \cdot 415 \cdot 10^{-3} / (25 \cdot 10 \cdot 3,14 \cdot (0,01)^2) = 0,48 m.s^{-1}$$

$$v_E = 0,586 \cdot 10^{-6} m^2.s^{-1}$$

$$(Re)_E = 0,48 \cdot 0,02 / (0,586 \cdot 10^{-6}) = 16384$$

$$(Pr)_E = 3,812$$

$$(Nu)_E = 0,0243 \cdot 16384^{0,8} \cdot 3,812^{0,4} = 97,63$$

$$(k)_E = 0,637 W. (m. ^\circ C)^{-1}$$

$$(K)_E = 0,637 \cdot 97,63 / 0,02 = 3110 W. (m^2. ^\circ C)^{-1}$$

Avec $\lambda_p = 26 W. (m^2. ^\circ C)^{-1}$

$$\frac{dS_E}{dS_{PC}} = \frac{20}{22} = 0,909$$

$$\frac{1}{K_{01}} = \frac{0,909}{74,5} + \frac{1}{3110} + \frac{0,001}{26}$$

$$K_{01} = 79,6 \text{ W. (m}^2 \cdot \text{°C)}^{-1}$$

$$\frac{1}{K_{\varphi 2}} = \frac{0,909}{69,1} + 8,59 \cdot \left(\frac{1}{3110} + \frac{0,001}{26} \right)$$

$$K_{\varphi 2} = 61,5 \text{ W. (m}^2 \cdot \text{°C)}^{-1}$$

Puisque les valeurs des surfaces S_{E1} et S_{E2} , respectivement surface des zones *sèche* et *mouillée* de l'échangeur (vu côté eau) sont inconnues, nous ne pouvons établir directement les coefficients NUT et nous retenons que :

$$NUT_{01} = \frac{79,61}{374} \cdot S_{E1} = 0,2129 \cdot S_{E1}$$

$$NUT_{\varphi 2} = \frac{64,69}{404} \cdot S_{E2} = 0,1601 \cdot S_{E2}$$

Par contre, nous connaissons les efficacités Ef des deux zones ainsi que la relation qui existe dans les deux cas entre les efficacités et les NUT .

$$Ef_{01} = \frac{T_{PC}^e - T_{PC}^s}{T_{PC}^e - T_E^e} = \frac{1 - \exp(Z_{01} - 1) \cdot NUT_{01}}{1 - Z_{01} \cdot \exp(Z_{01} - 1) \cdot NUT_{01}} = \frac{180 - 57,24}{180 - 47,84} = 0,929$$

$$Ef_{\varphi 2} = \frac{(\Delta_{ef}^{TH} H_{PC+Qeadd})^e - (\Delta_{ef}^{TH} H_{PC+Qeadd})^s}{(\Delta_{ef}^{TH} H_{PC+Qeadd})^e - (\Delta_{ef}^{TE} H_{PC+Qeadd})^e} = \frac{1 - \exp(Z_{\varphi 2} - 1) \cdot NUT_{\varphi 2}}{1 - Z_{\varphi 2} \cdot \exp(Z_{\varphi 2} - 1) \cdot NUT_{\varphi 2}}$$

$$= \frac{0,11717 - 0,08035}{0,11717 - 0,06857} = 0,757$$

Posant,

$$Y = \exp[(Z - 1) \cdot NUT]$$

il vient,

$$Y = \frac{1 - Ef}{1 - Z \cdot Ef}$$

soit,

$$Y_{01} = \frac{1 - 0,929}{1 - 0,00952 \cdot 0,929} = 0,0716$$

$$Y_{\varphi 2} = \frac{1 - 0,757}{1 - 0,0740 \cdot 0,757} = 0,257$$

Ainsi on peut écrire :

$$NUT = \frac{\text{Log} Y}{Z - 1}$$

Et,

$$S = \frac{NUT \cdot \dot{m}_c \cdot \overline{C_{PC,p}}}{K} = \frac{\dot{m}_c \cdot \overline{C_{PC,p}}}{K} \cdot \frac{\text{Log} Y}{Z-1}$$

$$S_{O_2} = \frac{0,375 \cdot \text{Log} 0,0718}{0,0796 \cdot (0,00952 - 1)} = 12,53 \text{ m}^2$$

$$S_{\varphi_2} = \frac{0,387 \cdot \text{Log} 0,2570}{0,0647 \cdot (0,0844 - 1)} = 9,34 \text{ m}^2$$

Soit une surface totale de $21,87 \text{ m}^2$.

Et,

$$N_n = 21,87 / (25 \cdot 1,3 \cdot 14 \cdot 0,02) = 13,93$$

Reprenant le calcul de K_E avec l'hypothèse $N_n = 14$ on trouvera effectivement $N_n = 14$.

Les pertes de charge

- Côté produits de combustion :

$$f_t = 0,45 \text{ (Bolzinger L., 1952)}$$

$$\rho = 1,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\bar{u} = 6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$N_r = 7 \times 14 = 98$$

$$\Delta p = N_r \cdot f_t \cdot \rho \cdot \frac{(\bar{u})^2}{2} = 344 \text{ Pa}$$

- Côté eau :

$$f_t = \frac{0,316}{Re^{0,25}} = \frac{0,316}{16384^{0,25}} = 0,028$$

$$L = 1 \times 4 \text{ m}$$

$$d_{eq} = 0,02 \text{ m}$$

$$\rho = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3},$$

$$\bar{u} = 0,48 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\Delta p = f_t \cdot \frac{L}{d_{eq}} \cdot \rho \cdot \frac{(\bar{u})^2}{2} = 645 \text{ Pa}$$

Remarques

Dans le cas où les gaz parcourant le récupérateur-condenseur auraient été saturés par une boucle de lavage au débit ajusté pour éviter la sursaturation on obtiendrait :

- une surface d'échange de $17,24 \text{ m}^2$ dans le cas de saturation à enthalpie constante (les calculs font appel au DHC-2D avec une valeur d'eau additionnelle liquide $Q_{eadd} = 0,945 \text{ mol.mol}^{-1}$ introduite à la température de référence de 15°C et on note que la température isenthalpique à l'entrée du récupérateur condenseur serait $63,72^\circ\text{C}$),

- une surface d'échange de $14,94 \text{ m}^2$ dans le cas de saturation avec conservation de la température humide initiale (les calculs font appel au DHC-2D avec une valeur d'eau additionnelle liquide $Q_{eadd} = 1,026 \text{ mol.mol}^{-1}$ introduite à la $64,16^\circ\text{C}$, température humide obtenue à l'entrée du récupérateur condenseur),

Autrement dit, le recyclage des condensats dans les produits de combustion entrants améliore l'efficacité du récupérateur-condenseur puisque, pour atteindre une même récupération, la surface d'échange nécessaire passe de environ 22 à 16 m^2 .

6.2.2 Cas d'une pompe à vapeur d'eau constituée de deux laveurs

Deux laveurs couplés hydrauliquement assurent le transfert massique et thermique entre les produits de combustion sortant du récupérateur-condenseur et l'air atmosphérique entrant. Le laveur traversé par les produits de combustion est un laveur-condenseur, le laveur traversé par l'air comburant et un laveur-évaporateur (voir figure 2.4).

Les débits d'eau de lavage doivent assurer les transferts thermiques entre les deux laveurs. Les condensats provenant du récupérateur-condenseur rejoignent généralement le bac de rétention du laveur-condenseur pour contribuer à l'alimentation en eau chaude de lavage introduite en tête du laveur d'air.

Un conduit d'équilibrage maintient le niveau constant entre les deux bacs de rétention situés au bas de chaque laveur tandis que le trop-plein évacue l'excédent de condensat au niveau du bac de rétention le plus froid, c'est à dire celui du laveur d'air.

Les données :

- les gaz chauds sont issus de la combustion du méthane avec un facteur d'air $fa = 1,15$;
- l'air de combustion entre dans le laveur-évaporateur dans les conditions standard 15°C ; $1013,25 \text{ hPa}$; 8 hPa et doit en sortir saturé à $62,0^\circ\text{C}$;
- les gaz entrent dans le laveur-condenseur saturés en vapeur d'eau à $71,0^\circ\text{C}$;
- les pertes aux parois de la PAVE sont négligeables, ce qui signifie que les gaz sont rejetés à $52,74^\circ\text{C}$.

On peut alors établir que l'efficacité PAVE à obtenir est de $65,9 \%$.

Par ailleurs, on suppose que :

- seules les phases gazeuses procèdent à des échanges convectifs ;
- la vitesse apparente des gaz traversant les laveurs est en moyenne de 1 m.s^{-1} ;
- les laveurs procèdent à contre courant et sont garnis d'anneaux de Pall de $31,8\text{ mm}$ ($d_p = 2,3 \cdot 10^{-3}$).

Nous déterminerons les :

- débit d'eau de lavage m_E
- surface d'échange, section s et hauteur H
- perte de charge Δp

correspondant à un dimensionnement optimal (surfaces d'échanges cumulées entre le laveur condenseur et le laveur évaporateur minimale).

Les calculs sont effectués pour un débit de combustible $\dot{m}_c = 1\text{ molc.s}^{-1}$.

Un premier calcul pourra être effectué en décomposant l'échangeur en 5 tronçons et en supposant que l'eau de lavage entre dans le laveur-condenseur (ou sort du laveur-évaporateur) à $50,0^\circ\text{C}$ et entre dans le laveur-évaporateur (ou sort du laveur-condenseur) à $65,0^\circ\text{C}$ (voir les tableaux 6.4 et 6.5 où le symbole M signifie valeur moyenne).

Le laveur-condenseur (voir tableau 6.4)

On observe que la température moyenne des condensats, de l'ordre de $65,5^\circ\text{C}$, est supérieure à la température moyenne de l'eau de lavage (ici de $57,5^\circ\text{C}$) ainsi nous confirmons l'hypothèse que les condensats ne donnent pas lieu à échange convectif avec l'eau de lavage et que, seule, la phase gazeuse des produits de combustion peut être considérée.

Avec une vitesse moyenne de 1 m.s^{-1} ,

$$Re = 1,2,3 \cdot 10^{-3} / (19,3 \cdot 10^{-6}) = 119,2$$

$$Nu = 2 + 0,236 \cdot 119,2^{0,606} \cdot 0,740^{0,33} = 5,871$$

le coefficient k_{PC} (moyen) étant évalué à $0,0268\text{ W. (m. }^\circ\text{C)}^{-1}$,

$$K_{PC} = 0,0268 \cdot 5,871 / (2,3 \cdot 10^{-3}) = 68\text{ W. (m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}^{-1}$$

On peut établir que le débit d'eau entrant est de $132,85\text{ mol. (molc.s)}^{-1}$.

Ainsi, utilisant le *DHC-complémentaire* on obtient $23,02\text{ m}^2$ pour valeur de la surface d'échange, ce qui signifie un volume de $23,02/130 = 0,177\text{ m}^3$ d'anneaux .

L'efficacité du laveur-condenseur seul est alors de $92,9\%$.

Compte tenu des valeurs moyennes de la température des gaz et de la vitesse apparente retenue, une section de $0,365\text{ m}^2$ et une hauteur voisine de $0,50\text{ m}$ seront proposées.

La perte de charge Δp côté gaz est évaluée à 207 Pa .

Tableau 6.4

DIMENSIONNEMENT D' ECHANGEUR CONDENSEUR DE PRODUITS DE COMBUSTION <i>de type laveur</i>					
(combustion avec air saturé à 62°C)					
fa =	1,15				
Kphi kW/(M2.°C)	0,068				
Pcs(Tref) (kJ/molc)	891,55				
Cl,E kJ/(°C.mol)	0,0753				
mE mol/(molc.s)	132,85				
Delta TE (°C)	3,00				
Delta Hpc (%Pcs(Tref))	3,366				
TE,e (°C) = 50,00	THpc,s (°C) = 52,74	Hpc,s(%Pcs(Tref)) = 9,122		NH2O,s(mol/molc) = 1,618	
TE,s (°C) = 65,00	THpc,e (°C) = 71,00	Hpc,e(%Pcs(Tref)) = 25,953		NH2O,e(mol/molc) = 4,717	
nbre de tronçons=5					
Tronçons n°	5	4	3	2	1
TE,e (°C)	50,00	53,00	56,00	59,00	62,00
Hpc(TE,e) (%Pcs(Tref))	7,828	9,256	10,936	12,926	15,302
TEM (°C)	51,50	54,50	57,50	60,50	63,50
Pcs*Cod(TEM) (kJ/molc)	4,237	4,987	5,907	7,049	8,490
Hpc,e (%Pcs(Tref))	12,489	15,855	19,221	22,587	25,953
HpcM (%Pcs(Tref))	10,806	14,172	17,538	20,904	24,270
Tpcm (°C)	55,790	60,640	64,390	67,410	69,900
Pcs*Cod(Tpcm) (kJ/molc)	5,358	7,110	8,990	11,001	13,143
Pcs*Codphi(Tpcm)(kJ/molc)	4,992	6,723	8,583	10,572	12,693
Cpcm (kJ/(°C.molc))	0,366	0,387	0,407	0,429	0,450
Bêta	11,577	12,886	14,514	16,431	18,667
Ef	0,722	0,510	0,406	0,348	0,316
Z	0,424	0,499	0,590	0,705	0,849
Y	0,400	0,657	0,781	0,864	0,935
NUT	1,589	0,838	0,603	0,496	0,447
Delta S (m2)	8,55	4,77	3,61	3,13	2,96
S (m2)	23,02				

Tableau 6.5

DIMENSIONNEMENT D' ECHANGEUR EVAPORATEUR D'EAU <i>de type laveur</i>					
(combustion avec air saturé à 62°C)					
fa =	1,15				
Kphi kW/(M2.°C)	0,068				
Pcs(Tref) (kJ/molc)	891,55				
Cl,E kJ/(°C.mol)	0,0753				
mE mol/(molc.s)	132,85				
Delta TE (°C)	3,00				
Delta Ha (%Pcs(Tref))	3,366				
TE,e (°C) = 65,00	THa,s (°C) = 62,00	Ha,s(%Pcs(Tref)) = 16,831		N(H2O)asat,s(mol/molc) = 3,0185	
TE,s (°C) = 50,00	THa,e (°C) = 15,00	Ha,e(%Pcs(Tref)) = 0,000		N(H2O)ae(mol/molc) = 0,0874	
nbre de tronçons=5					
Tronçons n°	5	4	3	2	1
TE,e (°C)	65,00	62,00	59,00	56,00	53,00
Ha(TE,e) (%Pcs(Tref))	19,976	16,831	14,221	12,034	10,189
TEM (°C)	63,50	60,50	57,50	54,50	51,50
Pcs*Cod(TEM) (kJ/molc)	9,039	7,516	6,305	5,327	4,527
Ha,e (%Pcs(Tref))	13,465	10,099	8,733	7,367	6,000
HaM (%Pcs(Tref))	15,148	11,782	10,416	9,050	7,684
TaM (°C)	60,13	55,62	49,57	40,70	24,85
Pcs*Cod(TaM) (kJ/molc)	7,352	5,669	4,091	2,622	1,274
Pcs*Codphi(TaM)(kJ/molc)	6,944	5,281	3,722	2,273	0,944
CaM (kJ/(°C.molc))	0,408	0,388	0,369	0,349	0,330
Bêta	22,154	19,371	17,087	15,264	13,718
Ef	0,517	0,500	0,450	0,388	0,330
Z	0,904	0,751	0,630	0,533	0,453
Y	0,908	0,801	0,768	0,771	0,787
NUT	1,019	0,853	0,714	0,556	0,437
Delta S (m2)	6,11	5,10	3,87	2,85	2,12
S (m2)	20,05				

Tableaux 6.4 et 6.5 Exemple de dimensionnement des laveurs condenseur et évaporateur

Le laveur-évaporateur (voir tableau 6.5)

On observe que la température moyenne de l'eau introduite ($57,5^{\circ}\text{C}$) est supérieure à la température moyenne de l'eau qui s'évapore (qui est de l'ordre de $50,5^{\circ}\text{C}$). Ainsi nous confirmons l'hypothèse que les évaporats n'ont pas à être préchauffés et que, seule, la phase gazeuse de l'air saturé peut être considérée. Le débit d'eau entrant dans le laveur est aussi de $132,85 \text{ mol. (molc.s)}^{-1}$.

Avec des coefficients d'échanges pratiquement identiques à ceux retenus pour le laveur-condenseur, on obtient $20,05 \text{ m}^2$ comme valeur de la surface d'échange, ce qui signifie un volume de $20,05/130 = 0,154 \text{ m}^3$ d'anneaux.

L'efficacité de ce laveur évaporateur seul est alors de $84,2 \%$.

Compte tenu de la vitesse apparente moyenne retenue, une section de $0,365 \text{ m}^2$ et une hauteur voisine de $0,42\text{m}$ seront proposées. La perte de charge côté air est également évaluée à 174 Pa .

On pourra alors travailler à l'optimisation du dimensionnement en modifiant la valeur des températures d'eau de lavage.

Ainsi, recherchant la valeur minimale des surfaces d'échange cumulées (St) entre le laveur condenseur (Scd) et le laveur évaporateur (Sev), le tableau 6.6 ci-après nous indique que celle-ci est proche de la configuration pour laquelle les températures d'eau de lavage évoluent entre 49°C et 65°C . Ces températures aboutissent à une quasi équité-répartition des surfaces entre le condenseur et l'évaporateur, surfaces qui peuvent être distribuées entre $0,365 \text{ m}^2$ pour la section et $0,45\text{m}$ pour la hauteur donnant alors lieu à des pertes de charge identiques, égales à 185 Pa , alors que le débit d'eau sera de $124,55$ moles d'eau par mole de combustible.

Tableau 6.6 Recherche de surface optimale (on part d'un objectif de valeur de différentiel thermique et ensuite on avance ou recule en tenant compte de contraintes technologiques ou/et économiques)

$T_{\text{eau}} (^{\circ}\text{C})$	Différentiel / $T_{\text{eau}}(^{\circ}\text{C})$	m_E (mol/molc)	$Scd(\text{m}^2)$	$Sev(\text{m}^2)$	$St(\text{m}^2)$
40 à 65°C	25	79,71	13,29	43,89	57,18
45 à 65°C	20	99,64	16,04	27,61	43,65
49 à 65°C	16	124,55	21,50	21,24	42,74
50 à 65°C	15	132,85	23,01	20,05	43,07
50 à 69°C	19	104,88	31,00	13,02	44,02
48 à 63°C	15	132,85	17,60	36,37	53,97
49 à 64°C	15	132,85	19,84	25,52	45,36
50 à 65°C	15	132,85	23,01	20,05	43,07
51 à 66°C	15	132,85	27,98	16,59	44,57

Le tableau 6.6 montre aussi la grande souplesse offerte pour les cas où de fortes contraintes existent pour le dimensionnement de l'un ou de l'autre des laveurs. Ainsi la surface d'échange du condenseur peut être ramenée à $16,04 m^2$ à moins que ce soit la surface d'échange de l'évaporateur qui sera ramenée à $13,02 m^2$ sans pénaliser la valeur des surfaces cumulées.

Synthèse du chapitre

L'introduction de la température humide et de gradients s'y rapportant constitue un élément déterminant de l'analogie analytique entre échangeur sec et échangeur biphasique proposée.

La méthode DHC a permis un dimensionnement convenable des échangeurs biphasiques utilisées dans des réalisations de prototypes. A la demande des industriels associés, des travaux spécifiques ont également confirmé les prévisions du modèle quant à la souplesse de la répartition des surfaces d'échanges entre le laveur de produits de combustion et le laveur d'air dans le cas de pompes à vapeur d'eau.

Dans le contexte des échanges massiques et thermiques qui peuvent se développer dans les procédés de génie chimique, l'utilisation de la température humide concernant d'autres fluides susceptibles de changement de phase et suivant la méthode DHC, serait également envisageable...

Chapitre VII

MODIFICATIONS INDUITES PAR LA COMBUSTION HUMIDE

Les indications données dans ce chapitre concernent les modifications induites par la présence d'eau additionnelle dans les procédés thermiques avec combustion ainsi que certains aspects du développement technologique des échangeurs biphasiques.

7.1 LES CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DE LA COMBUSTION

7.1.1 La dilution des produits de combustion

A facteur d'air constant, l'eau additionnelle ou recyclée *dilue* les produits de combustion. Ainsi, à facteur d'air constant, la température adiabatique de combustion est plus basse (voir figures 7.1).

Compte tenu de l'évaporation qui s'opère nécessairement avec l'apport énergétique de la combustion, l'addition d'eau liquide est plus efficace pour réduire la température de combustion que tout autre diluant (voir figure 7.2).

En même temps, la concentration en différentes espèces est diminuée par l'addition d'eau. Par exemple l'oxygène et l'azote qui interviennent dans la formation des oxydes d'azote thermique sont en plus faible concentration...

Alors, température de combustion réduite et diminution des concentrations en oxygène et azote sont deux facteurs déterminants dans la diminution constatée de la quantité d'oxydes d'azote produite par la combustion.

Par ailleurs, si on passe d'un mode de combustion atmosphérique standard à la combustion humide, dans un même brûleur, même foyer, même échangeur, une même quantité de combustible, le débit massique des gaz de combustion va engendrer des vitesses plus élevées...

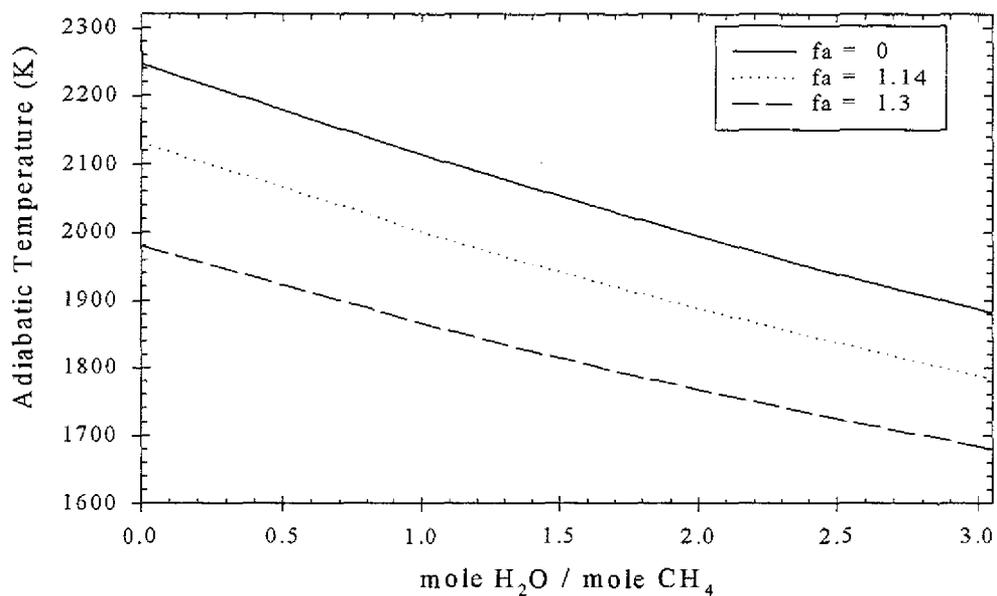


Fig 7.1 Température adiabatique de combustion en fonction de la quantité d'eau additionnelle vapeur pour trois valeurs du facteur d'air (calculs selon le code *Stanjan*)

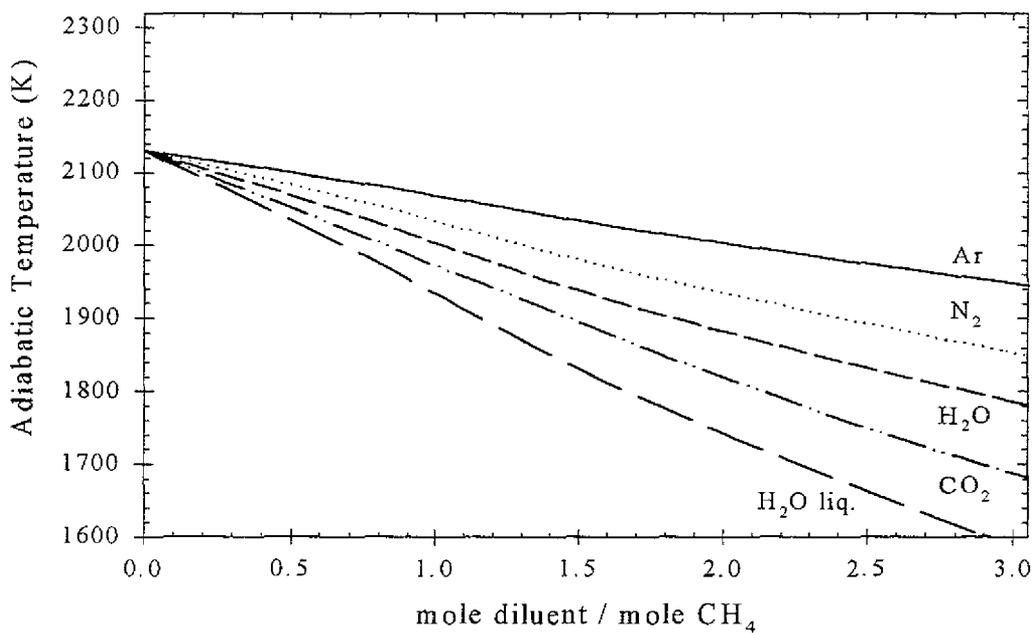


Fig 7.2 Température adiabatique de combustion avec divers diluants inertes additionnelles pour un facteur d'air $fa = 1,14$ (calculs selon le code *Stanjan*)

7.1.2 La vitesse de combustion

Dans tous les cas , l'injection d'eau diminue la vitesse de combustion (voir figures 7.3 et 7.4).

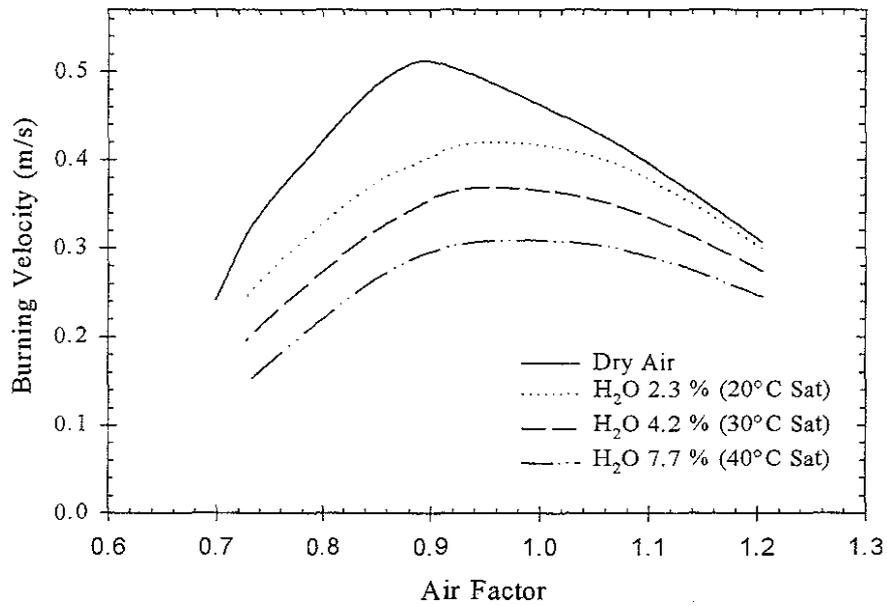


Fig. 7.3 : Effet d'eau additionnelle vapeur sur la vitesse de combustion du méthane (Benes M. *et al.*, 1974)

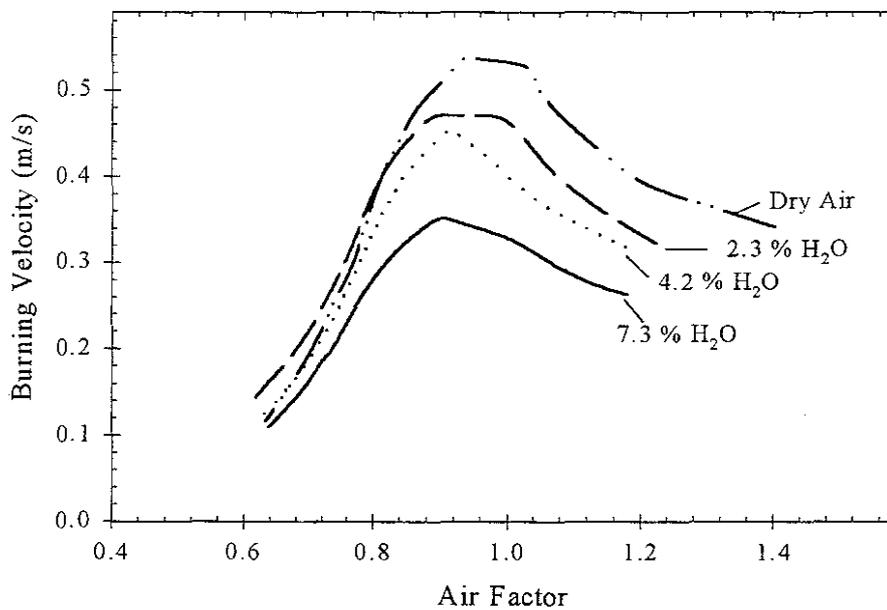


Fig. 7.4 : Effet d'eau additionnelle vapeur sur la vitesse de combustion du propane (Benes M. *et al.*, 1974)

Le passage d'une flamme de gaz naturel avec l'air atmosphérique à une flamme du même gaz naturel avec de l'air saturé à 60°C modifie significativement le spectre visible. Partant d'un bleu soutenu on aboutit au bleu (très) pâle (couleur *jean's délavé*).

Tenant compte de la diminution de la température de combustion, de la concentration en CO₂ qui diminue et de celle en H₂O qui augmente, on peut estimer l'évolution des facteurs d'émission et d'absorption des gaz d'après les valeurs indiquées en figure 7.6.

7.1.5 La convection

De même que pour les coefficients d'échanges radiatifs, les coefficients d'échange par convection ont tendance à augmenter puisque la vitesse des gaz augmente avec l'existence du ballast d'eau additionnelle. En pratique, on peut estimer à environ 15% la croissance des coefficients d'échange par convection.

Malgré des températures de combustion plus faibles, les gains obtenus sur les coefficients d'échange se combinent à une température moyenne de gaz de combustion plus élevée pour obtenir un profil de température de type de celui présenté en figure 7.7 et aboutir à un transfert thermique globalement peu modifié par la présence d'eau. En particulier, nous avons pu constater sur des configurations industrielles et à propos de l'ensemble des échanges radiatifs et convectifs dans les chaudières à eau chaude que, globalement, le transfert n'était pas significativement affecté par le recyclage de vapeur selon le cycle de la pompe à vapeur d'eau. Ce constat confirme les expériences d'autres auteurs (Caillat S., 1999, p.42).

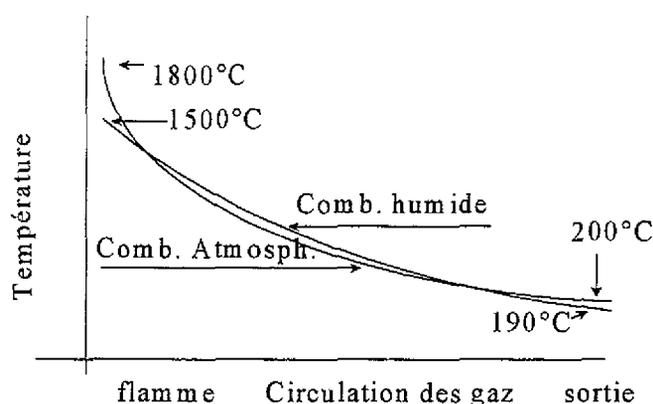


Fig. 7.7 Profils de température comparés entre une combustion avec air atmosphérique et air préchauffé chargé en vapeur selon le cycle de pompe à vapeur d'eau.

Par exemple, si dans le cas d'une chaudière à eau chaude, le profil de température selon une combustion atmosphérique standard, évolue entre 1800°C et 200°C, passant en combustion humide selon une configuration de pompe à vapeur d'eau caractérisée par de l'air

comburant saturé à 60°C, le profil de température évoluera entre 1500 et 190°C en donnant une *pseudo* température moyenne supérieure, pour assurer finalement un même transfert.

7.1.6 L'indice d'octane

On doit rappeler que l'eau a été utilisée pour éviter le cliquetis jusqu'à la mise au point d'additifs solubles dans les carburants (1922).

Aujourd'hui, on se contente de noter que l'humidité atmosphérique diminue significativement les exigences en indice d'octane d'un moteur alternatif. On peut estimer cette diminution à - 0,287 unité lorsque la teneur en humidité croît de 1 gramme par kilogrammes d'air sec. A noter toutefois, pour les cas où l'humidification est accompagnée de préchauffage de l'air, que ce dernier a un effet inverse de +0,055 par °C (Ingamells J.C. *et al.*, 1966).

Ainsi, à titre d'exemple, dans le cas où l'humidification serait due à la mise en œuvre d'un échangeur massique et thermique de type pompe à vapeur d'eau, aboutissant à l'admission d'air saturé à 40°C (accroissement d'humidité de l'ordre 45 grammes/kg d'air sec et accroissement de température de l'ordre de 25°C), la diminution attendue de l'exigence de l'indice d'octane serait de :

$$-0,287 \times 45 + 0,055 \times 25 = 11,5 \text{ points.}$$

Ce résultat est important à souligner, à un moment où des travaux sont (à nouveau) initiés pour pallier les inconvénients de caractéristiques de carburants de type gaz de réseau, trop instables vis à vis du risque de *cliquetis* (Guillet R., 1984), ou encore dans une perspective d'amélioration des performances énergétiques (via un taux de compression plus élevé) et écologiques des moteurs alternatifs.

7.2 LES TECHNIQUES D'ADDITION D'EAU

7.2.1 Les techniques d'injection d'eau

Les techniques d'injection sont très diverses. L'eau peut être injectée en phase liquide ou vapeur. L'injection peut se faire directement dans la chambre de combustion ou en amont de celle-ci. L'eau peut aussi utiliser le combustible ou le comburant comme vecteur support d'injection.

Si l'eau introduite est liquide, on peut préférer l'émulsion eau/combustible pour des raisons d'efficacité. Alors la stabilisation des émulsions nécessitent l'emploi d'additifs qui restent le secret des fournisseurs... On signalera les, *orimulsion*, émulsion de bitume avec 30% d'eau, *aquazole*, émulsion de fioul avec 13% d'eau, les émulsions eau/polymères recyclés contenant également 30% d'eau (V.A. Soloiu *et al.*, 2002).

Dans le cas du cycle STIG, la vapeur peut être mélangée au fuel avant son entrée dans la chambre (fig 7.8) ou au contraire donner lieu à une injection dans la chambre pour

minimiser la formation des oxydes d'azote : il s'agit là du savoir faire des turbiniers. Dans le cas du cycle HAT nous avons vu que l'eau était nécessairement mélangée à l'air...

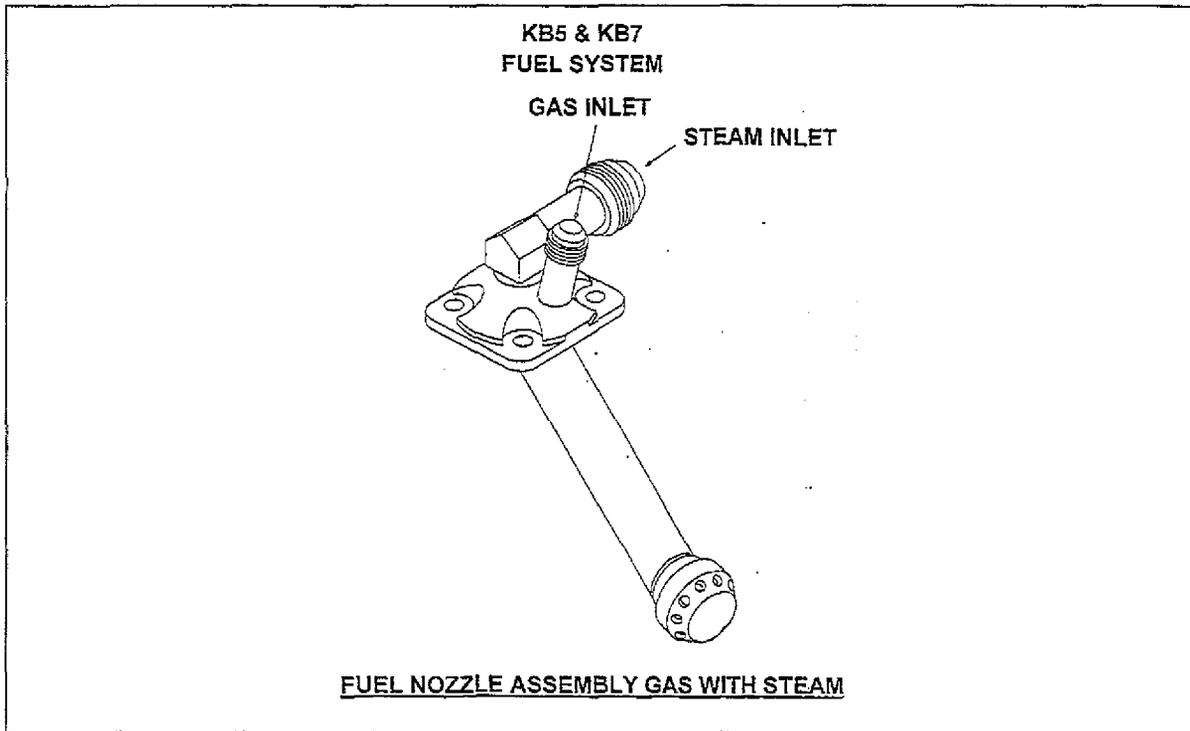


Fig. 7.8 Schéma de la lance gaz/vapeur utilisée dans les chambres de combustion des turbines Centrax KB5 et KB7 de Allison (Indianapolis -USA).

Dans le cas des moteurs alternatifs, des essais menés à l'université de Leeds (Andrews G.E., 1997) sur des moteurs à allumage commandé et Diesel ont montré que des réductions de NOx de 40% étaient obtenues en utilisant un mélange 50/50 de carburant et de vapeur. La vapeur d'eau était ici produite par la chaleur des gaz d'échappement.

L'injection dite *stratifiée* d'eau a également été étudiée dans un moteur Diesel (Takaishi T., et al (1994 ; Takasaki K. et al., 1998 ; Kohketsu S. et al., 1996 et Psota M.A. et al, 1997). La technique consiste à utiliser l'injecteur de gas-oil selon trois temps, d'abord gas-oil puis eau puis gas-oil. (voir figure 7.9)

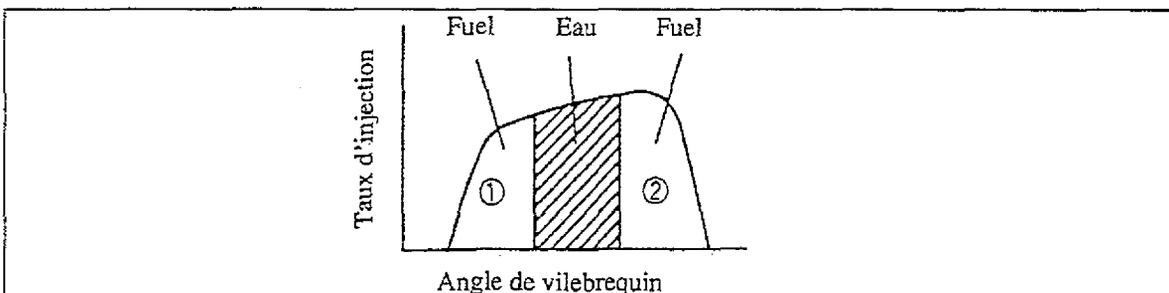


Fig. 7.9 Réduction des émissions de NOx en fonction du rapport massique eau /gas-oil par injection stratifiée dans un moteur Diesel (Kohketsu S. et al., 1996)

7.2.2 Technologies de Pompe à vapeur d'eau

Des échangeurs à paroi pour lesquels le recyclage des condensats du côté *air entrant* s'effectue par simple pulvérisation ont été employés pour de grosses installations (voir le *simple laveur* en figure 7.10). Cette technique a notamment été utilisée par la Société Equipotechnic (Société qui a rejoint le groupe CICH).

Des membranes poreuses en matériaux synthétiques tissés, des parois en céramiques poreuses, rendues étanches aux gaz grâce à l'imprégnation d'eau condensée en transfert vers l'air entrant, ont été développées ou envisagées pour de petites unités (chaudière ALTAREX de Seccacier)...

Cependant, l'essentiel des applications industrielles de la pompe à vapeur d'eau s'appuie sur la mise en œuvre de (double) laveurs.

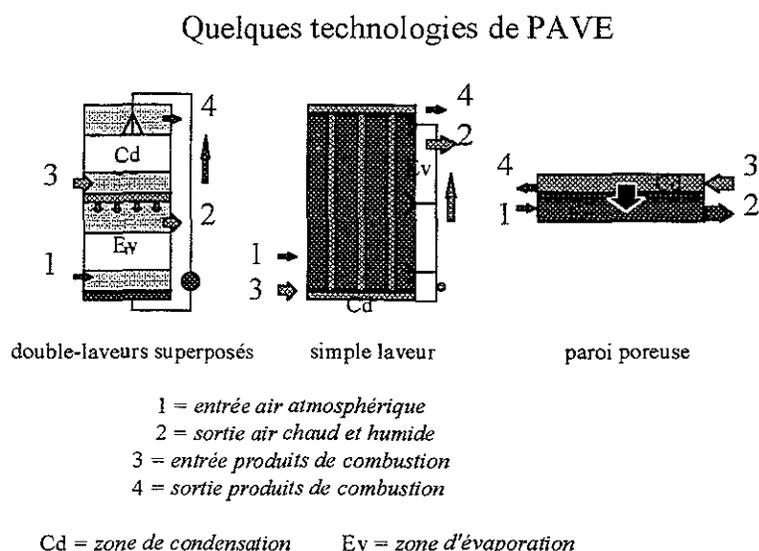


Fig 7.10 Technologies de pompes à vapeur d'eau : selon le montage des laveurs superposés, un plateau de rétention d'eau situé à mi-hauteur sert aussi à la distribution de l'eau dans la partie inférieure. Le passage se fait par simple gravitation.

Qu'il s'agisse du montage *superposé* ou du montage *tête-bêche* (figures 7.10 et 7.11), les deux laveurs assurent le transfert de masse et de chaleur, chacun à son niveau, l'un étant le laveur-condenseur en charge de poursuivre les refroidissement des gaz et condensation de l'eau déjà commencés dans le récupérateur-condenseur associé au procédé, l'autre, le laveur-évaporateur, ayant la charge d'assurer les préchauffage d'air et évaporation de l'eau nécessaire à son humidification.

Le transfert de chaleur entre les deux laveurs est assuré par la boucle d'eau qui les relie. L'excédent des condensats est rejeté préférentiellement au point le plus froid qui, normalement, se trouve à proximité de l'air entrant, au point bas du laveur-évaporateur. L'eau recueillie dans cette même zone, à la température la plus basse permise par les échanges, sert à l'arrosage des gaz de combustion sortant du laveur-condenseur tandis que l'eau récoltée au bas de ce laveur est à la température la plus chaude permise par les échanges et sert à l'arrosage de l'air sortant du laveur-évaporateur.

Selon le montage *tête-bêche* deux pompes sont nécessaires au circuit d'eau. Selon le montage *superposé* une seule pompe est nécessaire au circuit d'eau.

Si le recyclage de l'eau veut être évité, un échangeur à paroi est placé entre deux laveurs ayant chacun son circuit d'eau.

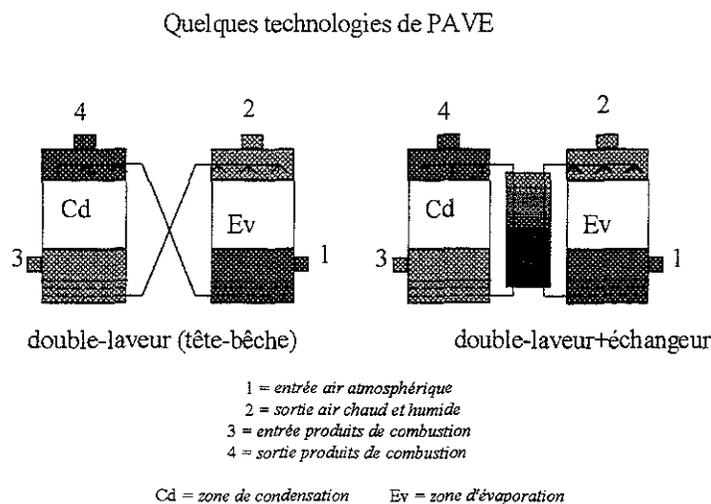


Fig 7.11 Pompes à vapeur d'eau selon la technique du double lavage. A noter que la mise en place de l'échangeur intermédiaire entre les deux laveurs évite le recyclage des condensats mais diminue l'efficacité de la PAVE (brevet suédois de PAVE : n° 8604524).

Le dimensionnement de ces différents échangeurs a été vu chapitre 6. Nous précisons cependant quelques aspects spécifiques aux échangeurs à membranes (ou autres parois poreuses...

A PROPOS DE L'EMPLOI DES MEMBRANES POREUSES (Brunel G. *et al.*, 1992 ; Guillet R. *et al.*, 1995)...

A priori, la chaleur est transmise par :

- convection dans l'eau liquide contenue dans les pores de la membrane ;
- conduction au travers de la membrane gorgée d'eau caractérisée par la conductivité (équivalente) λ : le flux étant Φ_c ;
- transfert de la masse qui traverse la membrane : le flux étant Φ_m .

Avec,

t_e , température de référence pour le calcul de l'enthalpie

q , débit d'eau par unité de surface

$C_{p,el}$, capacité thermique de l'eau liquide

Considérant l'abscisse z (selon un axe perpendiculaire à la paroi d'épaisseur l), on peut écrire :

$$\Phi_i = \Phi_c + \Phi_m = \left(-\frac{\lambda \cdot dt}{dz} + q \cdot C_{p,el} \cdot (t - t_e) \right)_z = \left(-\frac{\lambda \cdot dt}{dz} + q \cdot C_{p,el} \cdot (t - t_e) \right)_{z+dz}$$

et,

$$-\frac{\lambda \cdot d^2t}{dz^2} + q \cdot C_{p,el} \cdot \frac{dt}{dz} = 0$$

Si t_M est la température des condensats, côté produits de combustion,

$$(t_z)_1 = \frac{1}{q \cdot C_{p,el}} \cdot \left\{ \Phi_i - \left[\Phi_i - q \cdot C_{p,el} \cdot (t_M - t_e) \cdot \exp \frac{q \cdot C_{p,el} \cdot z}{\lambda} \right] \right\} + t_e$$

Oubliant maintenant la chaleur transmise par transfert de masse, on aurait en régime stationnaire :

$$(t_z)_2 = t_M - \Phi_i \cdot \frac{z}{\lambda}$$

Au travers de l'exemple numérique qui suit, on retiendra qu'en pratique la chaleur transmise par transfert de masse au travers de la membrane est négligeable...

Tableau 7.1

$\lambda = 0,65 \text{ W.m.}^\circ\text{C}$ $q = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ $l = 0,810^{-3} \text{ m}$ $C_{p,el} = 4180 \text{ J.kg}^{-1}.\text{C}^{-1}$ $t_M = 40,5^\circ\text{C}$		
$z =$ distance du point considéré à la surface côté chaud		
z (10^{-3}m)	$(t_z)_1$ $^\circ\text{C}$	$(t_z)_2$ $^\circ\text{C}$
0	40,5	40,5
0,4	39,58	39,61
0,8	38,67	38,72

Par contre, il est important de noter que ce sont les condensats, traversant la membrane, qui assurent l'étanchéité entre les produits de combustion sortants et l'air entrant, l'écran ne doit donc pas être rompu...

Les produits de combustion sortants et l'air entrant sont séparés par une paroi poreuse lorsqu'elle est sèche, mais rendue imperméable aux gaz par un film d'eau soumis à plusieurs forces tout au long de sa traversée de ladite membrane (pressions différentielles et tension capillaire).

L'étanchéité suppose que la pression capillaire P_c soit plus importante que la pression statique différentielle qui s'établit lors de l'écoulement des gaz (air d'un côté et produits de combustion de l'autre ; a priori, les condensats s'écoulent du côté gaz de combustion vers le côté air et la pression statique est plus grande côté air que côté gaz de combustion) :

$$P_c = \frac{4 \cdot \sigma \cdot \cos \theta}{d} > \Delta p_{\max}$$

soit,

$$d < \frac{4 \cdot \sigma \cdot \cos \theta}{\Delta p_{\max}} \quad (a)$$

avec,

σ tension superficielle du liquide ;

θ angle entre l'eau et la membrane au mouillage de la surface ;

d diamètre des pores.

De plus, pour que l'écoulement des condensats ait lieu avec le débit souhaité sans qu'il y ait rupture du film, il faut que la pression différentielle due à cet écoulement Δp_q reste inférieure à la somme des pression capillaire et pression différentielle, due à l'écoulement des gaz.

$$P_c + \Delta p_{\max} > \Delta p_q$$

Si on suppose que les pores sont assimilables à des cylindres et que l'écoulement est laminaire, alors :

$$\Delta p_q = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot C_f \cdot \frac{l}{d}$$

avec,

v , vitesse d'écoulement des condensats dans les pores ;

ρ , densité des condensats ;

l , longueur des pores ;

C_f , coefficient de friction = $64/Re$ (Re étant le nombre de Reynolds).

Et, si on veut respecter les contraintes d'écoulement sur un large spectre de débit, donc en supposant seulement l'hypothèse qui assure $\Delta p_{\max} > 0$, le diamètre des pores doit vérifier :

$$\frac{4 \cdot \sigma \cdot \cos \theta}{d} > \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot C_f \cdot \frac{l}{d} = 32 \cdot \mu \cdot v \cdot \frac{l}{d^2} \quad (\text{expression où } \mu \text{ représente la viscosité dynamique})$$

soit,

$$d > \frac{8 \cdot \mu \cdot v \cdot l}{\sigma \cdot \cos \theta} \quad (b)$$

Il y a donc une limite maximale et une limite minimale pour d ...

Exemple :

$$\theta = 60^\circ$$

$$\sigma = 75 \cdot 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$\mu = 0,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$l = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Si le rapport de la surface transverse des pores à la surface transverse totale est 0,7 :

$$\Rightarrow q = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\Rightarrow v = 71,4 \cdot 10^{-8} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Si } \Delta p_{\max} = 1000 \text{ Pa}$$

Alors,

$$\text{Le critère (a) entraîne } d < \frac{4 \cdot \sigma \cdot \cos \theta}{\Delta p_{\max}} = 150 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

$$\text{Le critère (b) entraîne } d > \frac{8 \cdot \mu \cdot v \cdot l}{\sigma \cdot \cos \theta} = 7,31 \cdot 10^{-8} \text{ m}$$

Respectant ces dispositions, on observe que l'efficacité des membranes poreuses est proche de celles des laveurs dans la réalisation de pompe à vapeur d'eau (voir tableau 7.2). Toutefois, des difficultés d'entretien n'ont pas permis, jusqu'à présent, à cette technique de membranes poreuses de se développer.

Tableau 7.2 Exemple d'efficacité de membrane poreuse sur chaudière à condensation

Puissance Pu	facteur d'air fa	t _{ecd} (°C)	t ₁ (°C)	t ₂ (°C)	t ₃ (°C)	t ₄ (°C)	Ef mp (%)	Rendement Système (% Pcs)
510 kW (Pmax.)	1,19	37,2	19,4	34,2	43,2	29,9	71	97,4
	1,14	50,0	16,2	45,0	54,3	35,3	66	96,5
	1,19	70,1	17,3	64,0	72,9	47,9	70	92,8
340 kW (Pmoy.)	1,23	43,9	16,5	38,0	46,6	28,3	72	97,8
	1,30	61,5	17,4	54,0	63,4	41,3	69	94,4
	1,30	65,1	16,8	62,8	71,1	46,5	72	93,0

t_{ecd} = température d'entrée au secondaire du condenseur-récupérateur de la chaudière

t₁ = température de l'air atmosphérique

t₂ = température de rosée de l'air arrivant au brûleur

t₃ = température humide des produits de combustion à l'entrée de la membrane poreuse

t₄ = température humide des produits de combustion rejetés à la cheminée

Ef mp = efficacité de la membrane = enthalpie recyclée/enthalpie maximale recyclable

Rendement système = rendement de la chaudière équipée de la PAVE (% Pcs)

Des tentatives sont actuellement faites avec les céramiques poreuses. L'efficacité est alors moindre...Mais à cause de cela, des applications originales sont envisageables ...par exemple pour un tubage poreux de cheminée de type double flux (ou *ventouse*), les conduits concentriques réalisant également le rôle de PAVE, par exemple dans le cas des moteurs alternatifs, en vue de réduire les NOx, le risque de cliquetis, l'air étant admis après humidification par échanges massiques et thermiques avec les gaz d'échappement...

7.3 A PROPOS DE L'EAU

L'atmosphère humide à laquelle sont soumis les matériaux dans certaines zones implique des exigences spécifiques concernant l'eau et les matériaux...

7.3.1 Les condensats

Le cas des turbines

Le tableau 7.3 présente l'analyse d'eau condensée issue de gaz de combustion de gaz naturel d'une turbine SOLAR sans injection de vapeur (Huyen H.B. *et al.*, 1992) :

Tableau 7.3

<i>Caractéristiques</i>	
Mat. Minéraux totales, ppm	3,8
Matières dissoutes, ppm	
pH	6,3
Conductivité (micro-Ohms/cm) à 25°C	0,2
Sodium+Potassium, ppm	2,1
SiO ₂ , ppm	
Chlorures, ppm	1,1
Sulfates, ppm	1,1

Le tableau 7.4 concerne l'analyse de l'eau condensée dans le cas d'une turbine 501KH de Allison, donc fonctionnant selon un cycle STIG (Poggio A. *et al.*, 1995) :

Tableau 7.4

<i>Caractéristiques</i>	
CaCO ₃ , ppm	25
pH	4
Conductivité (micro-Ohms/cm) /cm	42
Chlorures, ppm	5,3
Sulfates, ppm	1,5
Al ³⁺ , ppm	1
Cu ²⁺ , ppm	0,02
Fe ²⁺ , ppm	0,05

Le cas de la pompe à vapeur d'eau

Des analyses effectuées sur des chaudières à condensation utilisant le gaz naturel équipées de pompe à vapeur d'eau, on retient le tableau 7.5 :

Tableau 7.5 (Ingrain D., 1995)
Les échangeurs sont en acier inoxydable 316

Caractéristiques	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
pH	3,4	4,0	4,1	4,4
Acidité totale en méq /l	0,9	1,7	0,2	1,3
Chlorure Cl ⁻ en mg/l	0,6	1,5	1,9	3
Nitrite NO ₂ ⁻ en mg/l	0,5	3,1	3,1	3,4
Nitrate NO ₃ ⁻ en mg/l	15	8,2	7,5	12,5
Sulfite SO ₃ ²⁻ en mg/l	<0,2	<0,1	<0,1	<0,1
Sulfate SO ₄ ²⁻ en mg/l	36	18,4	17,7	17,3
Ammonium NH ₄ ⁺ en mg/l	1,9	0,6	0,4	0,7
Aluminium en mg/l	<0,1	0,4	0,13	0,63
Chrome en mg/l	0,7	0,01	0,06	0,18
Fer en mg/l	1,9	0,11	<0,01	0,01

Le cas 1 est une pompe à vapeur d'eau à membrane poreuse

Les cas 2,3,4 sont une pompe à vapeur d'eau constituée de deux laveurs

Le cas de chaudières à condensation

Concernant les chaudières à condensation non équipées de pompe à vapeur d'eau, on relève les valeurs indiquées dans les tableaux 7.6 et 7.7 :

Tableau 7.6 Résultats d'analyse de condensats sur 15 chaudières avec échangeurs en cuivre (Vedrenne I., 1986) :

Cu mole/l	NO ₃ ⁻ mole/l	Cl ⁻ mole/l	SO ₄ ⁻ mole/l	NO ₂ ⁻ mole/l	[H ⁺] _{total} meq/l	pH
0,01	1,4	0,014	0,4	0,02	1,9	3
0,07	0,6	0,08	0,15	0,08		3,4
0,03	1,6	0,35	0,8	0,24		4,1
0,18	0,4	0,03	0,13	0,25		5,1
0,2	1,9	0,2	0,2	0,02	2,5	2,75
0,8	0,9	0,08	0,25	0,4	1,9	3,7
0,8	2,5	0,04	0,25	0,06	4,3	3
0,45	0,9	0,05	0,08	0,5		4,6
1,5	1,36	1	0,5	1,1		4,45
2,44	3,5	0,04	0,13	0,4	4,2	4,8
2,6	0	1,2	0,13	4,45		5,8
2,9	4,5	0,1	0,5	0,25	5	5
3,6	4,5	1,4	1	1,1	8	3,6
10,2	1,7	0,05	0,8	0,004		3,8

Tableau 7.7 Résultats d'analyse de condensats sur 15 chaudières avec échangeurs en aluminium (Vedrenne I., 1986) :

Al mole/l	NO ₃ ⁻ mole/l	Cl ⁻ mole/l	SO ₄ ⁻ mole/l	NO ₂ ⁻ mole/l	[H ⁺] _{total} meq/l	pH
0,17	0,3	0	0,3	0,08	1,4	3,7
0,2	0,2	0,14	0,1	0,2	0,8	4,5
0,2	0,7	0,15	0,6	0,05	0,6	4,5
0,37	0,9	0,03	0,28	0,3	1,6	4,6
0,44	0,5	0,06	0,3	0,07	1,5	4,4
0,45	0,7	0,02	0,25	0,4	1,7	4,4
0,45	0,9	0,02	0,18	0,2	1,6	4,3
0,45	0,9	0,14	0,4	0,1	2,2	3,7
0,48	0,8	0,04	0,17	0,3	1,8	4,6
0,49	1	0,02	0,19	0,14	1,7	4,6
0,5	1	0,02	0,2	0,04	1,8	4,6
0,5	1,2	0,1	0,9	0,08	3,5	3,8
0,55	1,6	0,14	0,2	0,1	2,3	4,0
0,6	0,5	0,06	0,25	0,4	1,7	4,35
0,6	0,9	0,20	0,8	0,003	1,8	3,9
0,6	1,9	0,01	0,6		2,7	3,6
0,7	0,9	0,08	0,25	0,1	2	4,25
0,7	1,4	0,08	0,6	0,02	4,1	4,2
0,7	1,3	0,15	0,6		2	4
0,74	1,3	0,30	0,4	0,2	2,5	4,4
0,75	1,8	0,10	0,6	0,01	2,4	3,3
1,4	2,1	1	0,45	0,002	3,8	4
2,2	4,8	0,14	0,1	0,3	6,3	4,05

De ces observations, toutes issues de procédés utilisant le gaz naturel, on retient que :

-avec ce combustible, l'acidité des condensats n'est pas trop sévère, en tous cas elle permet une neutralisation aisée et autorise l'utilisation de matériaux métalliques bien connus en chaudronnerie ;

-l'acidité des condensats n'est pas modifiée de façon significative, qu'il y ait ou non recyclage des condensats comme cela est fait quand il y a pompe à vapeur d'eau ; on pense alors que la réduction de la formation des NO_x, oxydes qui - dans le cas de combustion de gaz naturel - sont la principale cause à l'acidité des condensats, compense l'effet du recyclage.

7.3.2 L'eau additionnelle

L'eau destinée à la production de vapeur dans le cas du cycle STIG ou injectée dans l'air sortant du compresseur dans le cas du cycle HAT doit être de grande qualité. A titre d'exemple, le tableau 7.8 donne les exigences du constructeur *General Electric* (Huyen H.B. *et al.*, 1992).

Tableau 7.8 : Exigences sur l'eau additionnelle selon General Electric

<i>Caractéristiques</i>	<i>Limites</i>
Mat. Minéraux totales, ppm	5
Matières dissoutes, ppm	3
PH	6,0/8,0
Conductivité (micro-Ohms/cm)/cm à 25°C	0,05/0,1
Sodium+Potassium, ppm	0,1
SiO ₂ , ppm	0,1
Chlorures, ppm	0,5
Sulfates, ppm	0,5

De ces recommandations, on peut retenir que l'eau de synthèse issue de la combustion du gaz naturel est de meilleure qualité et plus facile à traiter que la plupart des eaux de sources pour être utilisée comme *eau additionnelle* dans les cycles STIG et HAT (De Paepe M. *et al.*, 1999).

7.3.3 Corrosion et matériaux

La plupart des matériaux métalliques se corrodent en milieu acide ou acidulés.

Dans le cas de fumées de fioul lourd, on peut dire qu'il est impératif d'éviter la condensation.

Dans le cas de fioul domestique, l'acier inoxydable austénitique au molybdène a été utilisé avec un certains succès, toutefois des précautions sur les températures de parois, qui doivent rester inférieures à 55°C, sont à prendre (Baltenneck S., 1991).

Dans le cas de gaz naturel distribué par réseau, donc pratiquement exempt de soufre, échangeurs à condensation et pompes à vapeur d'eau ont été développés depuis de nombreuses années. Toutefois les matériaux retenus et recommandables sont encore le plus souvent les aciers inoxydables 316, à condition toutefois que la teneur en chlorures reste inférieure à 100mg/l. Dans certains cas, et compte tenu des épaisseurs mises en œuvre, des fontes ont également été utilisées malgré la corrosion surfacique relativement importante. Des fontes émaillées sont également employées aujourd'hui par la Société De Dietrich. Mais l'aluminium et le cuivre subissent une corrosion de surface relativement importante qui les a peu à peu exclus comme matériaux de construction d'échangeurs à condensation. Ici, on notera la bonne corrélation (coefficient 0,87) observée entre la corrosion de ces matériaux et l'acidité totale (notée $[H^+]_{total}$ dans les tableaux 7.6 et 7.7 (Vedrenne I., 1986).

Cependant, on souligne que les échangeurs concernés par le contact avec les condensats, récupérateurs-condenseurs et pompes à vapeur d'eau, sont toujours en contact avec des gaz dont la température est inférieure à 100°C. Ainsi, l'emploi de certains matériaux synthétiques est possible, notamment pour la réalisation de pompe à vapeur d'eau du type laveurs où les échanges thermiques et massiques entre gaz sortants et air entrant sont assurés par une boucle d'eau (Coudière G. *et al.*, 1993). Ce sont, par exemple :

- le PVDF (polyfluorure de vinylidène) ; la température pouvant dépasser 100°C, voire atteindre 200°C ;

- le PVCC (polychlorure de vinyle surchloré), en dessous de 100°C.

Pour ce qui concerne le brûleur et les éléments soumis à haute température et susceptibles d'être en contact avec des condensats, le matériau à préconiser est un acier inoxydable type 316 L.

7.4 COMBUSTION PAR VOIE HUMIDE ET DIMENSIONNEMENT DES PROCÉDES

Le coût de production de l'énergie est le résultat d'un coût d'exploitation et d'un coût d'amortissement d'investissement.

Si le coût d'exploitation est fortement dépendant de l'*efficacité* énergétique, l'investissement est fortement dépendant de la taille *unitaire* des machines (taille rapportée à l'unité de puissance utile produite).

Autrement dit, l'attrait économique d'un procédé et donc son succès commercial nous obligent à nous intéresser également à la taille des machines...

7.4.1 Le dimensionnement des turbines à combustion humide

Dans le chapitre 2 nous avons comparé les performances des cycle de Joule, cycle à injection de vapeur et cycle régénératif humide.

On a supposé que le combustible était le gaz naturel (air stoechiométrique = 9,46 moles par mole de combustible). Alors nous caractériserons le cycle de Joule qui sert de référence, par le facteur d'air correspondant à la pression et à la température souhaitées dans la chambre de combustion, soit fa_J , et par son rendement W_J .

A un coefficient près, le dimensionnement du compresseur du cycle de Joule qui produit l'unité de puissance est donc $C_J = 9,46. fa_J / W_J$. De même, à un coefficient près, le dimensionnement de la turbine de détente du cycle de Joule qui produit l'unité de puissance est $D_J = 9,46. fa_J / W_J$. Pour les autres cycles, on établit C^* et D^* ...ainsi pour le cycle à combustion humide (CH), $C^* = C_{CH} = 9,46. fa_{CH} / W_{CH}$ pour le compresseur et $D^* = D_{CH} = (Q_{eadd} + 9,46. fa_{CH}) / W_{CH}$ pour la turbine de détente.

Les coefficients de dimensionnement comparatifs C et D du tableau 7.9 sont respectivement les rapports $C = C^* / C_J$ et $D = D^* / D_J$.

Alors on constate que la taille unitaire est fortement dépendante du choix du cycle...(on note, comme corollaire, que, pour une taille (ou investissement) donnée, la puissance évolue comme l'inverse des coefficients C et D).

Si la machine exploitée selon le cycle régénératif (J+Re) a toujours une taille plus importante que celle exploitée selon le cycle de référence de Joule ($C > 1$; $D > 1$), les cycles STIG et HAT offrent des perspectives de réduction de taille remarquable ($C < 1$; $D < 1$; voir tableau 7.9).

Tableau 7.9 Tableau comparatif du dimensionnement des turbines à gaz selon différents cycles

Tcomb.	Tx de comp. = 5		Tx de comp. =10		Tx de comp. =15		
600°c		C	D				
	J	1	1				
	J+Re	1,04	1,04				
	STIG	0,65	0,75				
	HAT	0,76	0,84				
800°c		C	D	C	D		
	J	1	1	1	1		
	J+Re	1,06	1,06	1,01	1,01		
	STIG	0,62	0,81	0,61	0,72		
	HAT	0,81	0,89	0,64	0,75		
1000°c		C	D	C	D	C	D
	J	1	1	1	1	1	1
	J+Re	1,07	1,07	1,04	1,04	1,07	1,07
	STIG	0,56	0,81	0,58	0,77	0,60	0,75
	HAT	0,90	0,99	0,73	0,86	0,62	0,76
1200°c				C	D	C	D
	J			1	1	1	1
	J+Re			1,04	1,04	1,03	1,03
	STIG			0,52	0,78	0,54	0,77
	HAT			0,77	0,91	0,68	0,83
1400°c						C	D
	J					1	1
	J+Re					1,05	1,05
	STIG					0,50	0,79
	HAT					0,73	0,89

7.4.2 Le cas de mise en œuvre de pompe à vapeur d'eau

A quantité d'énergie produite ou transférée à l'extérieur égale, la mise en œuvre d'une pompe à vapeur d'eau modifie les caractéristiques de la combustion, des produits de combustion, mais avant tout, elle modifie les caractéristiques de l'agent comburant...

Par exemple, dans le cas d'une turbine fonctionnant selon un cycle régénératif et pour une même quantité d'énergie mécanique produite, on peut déterminer F , facteur d'accroissement de dimensionnement du compresseur d'air imputable à la présence de la PAVE :

$$F = \frac{W + Q}{(W + Q)_{pave}} \cdot \frac{(fa)_{pave}}{fa} \cdot \frac{P_{PH\ 20a, pave}}{P_{PH\ 20a}} \cdot \frac{P_{ta} - P_{PH\ 20a}}{P_{ta, pave} - P_{PH\ 20a, pave}} \cdot \frac{273 + T_{a, pave}}{273 + T_a}$$

Exemples

- Cycle *STIG* avec et sans *PAVE50* (l'air est préchauffé et saturé à 50°C par la *PAVE*)

$$F = \frac{0,3881}{0,3837} \cdot \frac{2,57}{2,79} \cdot \frac{1013-8}{1013-123} \cdot \frac{273+50}{273+15} = 1,18$$

Finalement, dans le cas où $T_{cb}=1000^{\circ}\text{C}$ et $T_{cr} = 10$, par rapport au cycle de Joule, la valeur de C sera donc $0,58 \times 1,18 = 0,68$

- Cycle *HAT* avec et sans *PAVE50*

$$F = \frac{0,4437}{0,4210} \cdot \frac{3,430}{4,035} \cdot \frac{1013-8}{1013-123} \cdot \frac{273+50}{273+15} = 1,14$$

Finalement, par rapport au cycle de Joule, la valeur de C sera $0,73 \times 1,14 = 0,83$

On note que, dans le cas d'un moteur alternatif réputé fonctionner avec un facteur d'air (ou richesse⁻¹) proche de l'unité, la perte de puissance entre la machine fonctionnant dans les conditions atmosphériques standard et les conditions d'admission résultant de la mise en œuvre d'une pompe à vapeur d'eau avait été considérée comme rédhibitoire au plan technico-économique au milieu des années 90 par les ingénieurs de RD de la Société allemande *Ruhrigas*, cela malgré la diminution des NO_x enregistrée (cf Dr Martin Uhrig /Power heat Process Engineering à Dorsten). Toutefois, la prise en compte de la perspective d'indice d'octane plus élevé, donc de taux de compression et de rendement plus élevés, voire de rattrapage de puissance par suralimentation, nous amène à penser que les préchauffage et humidification de l'air comburant (par recyclage d'enthalpie à l'instar de ce que fait la pompe à vapeur d'eau), reste une voie à explorer plus complètement.

7.5 ETAT DE DEVELOPPEMENT DE LA COMBUSTION PAR VOIE HUMIDE

Toutes les applications de la combustion par voie humide ne sont pas nouvelles. La pulvérisation de fioul avec assistance vapeur est connue depuis longtemps. Les émulsions de bitume de l'Orénoque avec 30% d'eau alimentent des centrales électriques depuis de nombreuses années...sans compter avec la pratique des chauffeurs de la marine ou celle de nombreux mécaniciens qui ont su, depuis longtemps, améliorer momentanément le fonctionnement de leur chaudière en injectant de la vapeur...

Le premier brevet que nous avons pris sur le concept de pompe à vapeur d'eau date de 1979 (brevet français n°7900901), les premières installations datent de 1983, en région parisienne.

Le brevet du cycle *STIG* (pris par Cheng qui donne également son nom à ce cycle) date également de la fin de la décennie 70, la première installation de 84, en Californie (San Jose State University). Les premières publications sur le cycle régénératif *HAT* remontent au début des années 1990 (Stecco S., 1993).

L'injection d'eau dans les turbines à gaz en vue de réduire les émissions de NO_x date de l'apparition de la problématique (années 80).

Cependant l'utilisation d'eau additionnelle en cycle ouvert en vue d'améliorer les performances du cycle de la turbine à combustion terrestre reste relativement confidentielle, comme peut l'être l'application du concept de pompe à vapeur d'eau.

Dans les deux cas, la marginalité des développements est probablement due au peu de publicité faite à ces cycles et probablement à la méconnaissance de leurs performances. On ne doit cependant pas sous estimer les contraintes spécifiques aux cycles ouverts, comme la forte consommation d'eau, ou les précautions à prendre en cas de recyclage de condensats.

De cette marginalité, résultent des coûts qui restent aujourd'hui élevés - cela étant en partie dû à l'insuffisance de la compétition industrielle à propos des techniques de combustion humide - pour des clients qui exigent des temps de retour d'investissement toujours plus courts. Malgré les performances enregistrées (ou prévues), cette situation risque de durer dans un contexte de prix d'énergie relativement bas et peu exigeant quant à la protection de l'environnement.

Constructeurs de Turbines pour cycles humides

STIG

General Electric (LM 1600 et LM 5000)

Allison (501 KH) (USA)

Kawasaki (M1A-13CC) (Japon)

Antonov (Ukraine)

HAT

Pratt Whitney adaptation (PW 4000)

ABB Volvo (Suède)

A signaler aussi pour la mise en œuvre et l'exploitation des turbines à gaz en combustion humide, la Société ELIN à Linz (Autriche).

Quelques sites européens de Turbines à gaz en combustion humide

FS-Karton Neuss (Allemagne) (cycle STIG)

Université de Munich (Allemagne) (cycle STIG)

FS Karton (Allemagne) (cycle STIG)

BERTONE SPA Turin (Italie) (cycle STIG)

CGEC/SNPE Toulouse (France) (cycle STIG)

Université de Lund (Suède) (cycle HAT en développement)

Au total dans le monde il y a approximativement 80 sites équipés de turbines en combustion humide, essentiellement selon le cycle STIG.

Constructeurs de Pompes à vapeur d'eau

Chaudières Seccacier (France) *204, rue de Vaugirard 75015 Paris*

Dunkirk (USA) *85 Middle Rd Box 32 Dunkirk NY 14048*

SOFAME (Canada) *500 rue Alphonse D. Roy Montréal H1W 3Y8*

Caldor (France) *5135 Route d'Avignon Aix en Provence*

Ingenjörfiram Eero Erma AB / Scandiaconsult AB (Suède) *PO Box 4205 Stockholm*

En Europe il y a environ 50 sites représentant 500 MW équipés de PAVE sur chaudières.

On retiendra aussi que des travaux se poursuivent à propos de l'injection directe d'eau dans les moteurs alternatifs (Benz Daimler) tandis que l'aquazole (développé par ELF) est testé à la RATP, à Chambéry, ou pourraient être entrepris à propos de l'intérêt à maintenir l'air utilisé au plus haut niveau d'humidité.

Synthèse du chapitre

Si l'addition d'eau ou le recyclage des condensats modifient les caractéristiques de la combustion, les performances thermodynamiques, ils amènent le plus souvent le projeteur à envisager les changements de phase, franchissant les températures de rosée, amenant alors un maximum d'eau à se condenser avec l'espoir d'une récupération utile de chaleur latente.

Alors tous les matériaux utilisés traditionnellement en chaudronnerie ne peuvent plus l'être. Seuls le sont les plus nobles d'entre eux. Par contre des matériaux synthétiques sont envisageables... L'approche économique prend alors le relais pour donner le verdict. A cette fin, un développement s'est imposé à propos de la taille des machines qui est très favorable aux cycles humides lorsqu'il s'agit de turbines à gaz terrestres ...

CONCLUSION

L'enjeu *énergie* est d'autant plus considérable que l'énergie est ni plus ni moins que l'un des principaux fondements de l'organisation du monde moderne (sans oublier l'eau...mais a-t-elle été réellement oubliée dans ce document !). Tout développement, toute dynamique économique et sociale revendique une croissance de production de biens et services qui, à son tour, génère une croissance de la consommation d'énergie.

La consommation d'énergie apparaît alors comme la résultante des deux mécanismes de la dynamique économique moderne que sont l'investissement et la consommation, deux mécanismes qui, faisant appel à celui du crédit, doivent être producteur de (sur) valeur (intérêt oblige). Au total, on comprendra que la croissance de la consommation d'énergie est indispensable à la survie du système économique moderne, n'étant plus en relation simple avec la croissance démographique mais une conséquence directe de la dynamique économique recherchée.

Alors, la science économique pouvant se définir comme l'art de produire un maximum de richesse en utilisant un minimum de ressources rares, on regrettera que les économistes d'aujourd'hui traitent de l'énergie comme d'une *marchandise ordinaire* et non comme cette ressource à la fois rare et indispensable, faisant ainsi peu de cas des propos sur le développement durable...

Concernant les rejets inéluctables de la filière énergie fossile, on ajoutera la récente invention d'un *droit à polluer* et la mise en place d'un système de négoce à partir de ce droit, oubliant le côté (quasi) irréversible de l'impact!

Alors, évitant toute rupture avec cette réalité économique, il reste la voie du développement de techniques à haute intensité énergétique, un défi certes déjà entrepris mais à renforcer, qu'il faudra tôt où tard accompagner de nouvelles organisations et challenges économiques et sociaux en vue d'un développement véritablement durable.

Notre grande sensibilité aux problèmes que pose l'utilisation intensive de l'énergie nous a amené très tôt à entreprendre puis à poursuivre notre réflexion sur ce thème. Si la proposition d'un premier programme de développement de générateurs à condensation a été faite avant la crise de l'énergie de 1973, elle en a bénéficié...Il a alors fallu imaginer une méthode simple pour faire le bilan thermique de ce type de générateur. Ainsi est née l'ébauche de la *méthode DHC*, méthode qui devait s'affiner avec l'idée du concept de *pompe à vapeur d'eau*, un concept qui peut donc apparaître comme un résultat de l'utilisation de ladite méthode...Alors, à son tour, la méthode d'analyse a dû être étendue pour anticiper ou traiter plus largement du développement des procédés à *combustion humide*.

Aujourd'hui, la combustion par voie humide constitue une pierre dans l'édifice des techniques à haute intensité énergétique. Si nous le voulons, elle peut même en devenir un pilier dans la mesure où certaines déclinaisons de cette combustion offrent, pour de nombreux procédés, la possibilité de récupération maximale de l'énergie de combustion et un impact réduit sur l'environnement.

Parmi les procédés les plus aptes à bénéficier des avantages de la combustion humide, on souligne le cas des turbines à combustion terrestres de petites et moyennes puissances pour lesquelles il y a perspective de valorisation des chaleurs fatales et tous les procédés susceptibles de valoriser les chaleurs latentes avec la mise en œuvre du cycle de pompe à vapeur d'eau.

Toutefois et malgré ses performances, la combustion par voie humide a encore un développement qui reste confidentiel. En effet, des surinvestissements en échangeurs que n'acceptent que rarement les critères économiques actuels sont nécessaires (les temps de retour de surinvestissement admis aujourd'hui ne pouvant guère, le plus souvent, dépasser deux ans).

Il faut donc compter avec de vrais changements dans la façon de considérer la *chose* énergie pour que la combustion humide ait le développement qu'elle mérite. Dans cette perspective, on soulignera le développement industriel et commercial du cycle de turbine à injection de vapeur (STIG) avec environ 80 installations dans le monde. De son côté, le cycle régénératif humide (HAT), capable de rivaliser avec le cycle dit combiné (CC), mérite d'être plus connu et développé comme une nouvelle étape du développement des cycles régénératifs. Pour ces deux cycles, le recyclage d'eau condensée doit être considéré comme une nécessité écologique et économique qui milite pour l'association du cycle de pompe à vapeur d'eau.

Pour sa part, la pompe à vapeur d'eau a donné lieu à d'assez nombreuses références d'installations sur chaudières à eau chaude à tubes d'eau, en France et en Europe, des installations sur générateurs d'eau chaude à contact direct existent au Canada... Toutefois la plupart de ces installations ont été réalisées comme installations pilote ou de démonstration, soutenues par des subventions ou autres primes...Ceci ne fait que souligner la difficulté à développer des technologies très performantes au plan énergétique et écologique dans le contexte économique actuel de prix d'énergie relativement bas et de refus des taxes sur l'environnement (aujourd'hui, en France, le temps de retour du surinvestissement pompe à vapeur d'eau sur chaudière à eau chaude destinée au chauffage résidentiel est dans le meilleur créneau de puissance de 10000 heures, soit 5 ans de chauffage saisonnier).

Les autres applications de la pompe à vapeur d'eau décrites et offrant les meilleures perspectives (séchage, incinération...) n'ont pas, jusqu'à ce jour, été testées, faute de réalisation de pilote, de promotion auprès des partenaires industriels... Puisque l'heure est au développement de projet communautaire, voire de projet bilatéraux avec les Pays de l'Europe Centrale et Orientale, il nous semble que toutes les applications de la combustion humide sont pertinentes, y compris l'incinération humide avec récupération d'énergie, partout où des réseaux de chaleur pré-existent.

Côté matériaux, les céramiques poreuses devraient permettre des applications originales et judicieuses...applicables également au cas des moteurs alternatifs.

Ces travaux sur la combustion humide ont aussi été l'occasion de développer une méthode d'analyse des échanges thermiques et massiques combinés ainsi qu'une métrologie basées sur l'utilisation de la température humide. Un projet du programme SAVE, soutenu par la CEE (DG XVII), et s'appuyant partiellement sur cette méthode, est en cours.

Au total, les diverses applications de la *combustion humide* doivent se développer. Seul manque un contexte économique et législatif plus favorable. C'est à ce niveau que nous situons le véritable enjeu.

BIBLIOGRAPHIE/REFERENCES

Une partie seulement de la bibliographie est appelée dans le texte à titre de référence.

Ahmad I., Gollahalli S.R., 1994, *Combustion of Microemulsion Sprays*, Propulsion Technical Notes Vol. 10, No. 5, pp.744-6.

Andrews G.E., 1997, *Steam Injection into Reciprocating IC Engines for NOx and Smoke Reduction*, <http://www.leeds.ac.uk/fuel/research/eng.html>, Leeds University, U. K.

Ansari M.R., 1998, *Gas turbine cycle efficiency improvement by spray water*, 17th Congress of the World Energy Council, Houston, 5 réf.

Avezard N., 1978, *Formation précoce d'oxydes d'azote au cours de la combustion des hydrocarbures*, N. T. ONERA No 4.

Baltenneck S., 1991, *Colloque du programme Thermie consacré aux chaudières à condensation et basse température/Phénomènes Physico-chimiques/Choix des technologies/Choix des matériaux* (voir aussi Ugine et Agence Poitou-Charentes Energie Déchets Eau).

Bedford F., Rutland C., Dittrich P., Wirbeleit F., 1999, *Mechanisms of NOx Reduction from Water Injection in a Diesel Engine*, Paper No. 99-ICE-160, ICE-Vol. 32-1, Spring Technical Conference, ASME, pp. 13-20, 12 réf.

Beneš M., Kunc O., Macák J., 1974, *Etude de combustion des gaz en atmosphère polluée*, Revue Générale de Thermique, n° 154, Octobre, p. 749-61, 17 réf.

BAT, Best Available Techniques, 2001, Publication de l'Europeen Integrated Pollution Prevention and Control (IPPC) Bureau.

Biard E., 1950, *Technique de l'utilisation du gaz*, Biard, ed. Sennac.

Blazowski W.S., Walsh, D.E. and al., 1973, *Prediction of Aircraft Gas Turbines NOx Emission / Dependence on Engine Operating Parameters and Ambient Conditions*, AIAA paper No. 73-125.

Bolzinger L., 1952, *La transmission de la chaleur, l'absorption et leurs applications au traitement du gaz*, Journal des usines à gaz, 62 rue de Courcelles - Paris 8ème.

Borel L., 1984, *Thermodynamique et énergétique*, Vol.1 - tome 1- Presse polytechniques romandes.

Boschan E., Meggyes A., 1990, *Berechnung der Stickstoffoxidbildung in Gasbefeuernten Kesseln*, Gas Erdgas 131, N° 2 pp. 70-79, 9 réf.

Brunel G., Grehier A., 1992, *De l'échangeur à paroi poreuse à la pompe à vapeur d'eau*, Revue CVC, déc.

Brunet S., Guillet R., 1998, *Development of an innovative Direct Contact Water Heater with an integrated Water Vapor Pump for hydronics heating Applications*, International Gas Research Conference, San Diego, 3 réf.

Caillat S., 1997, *Compte-rendu d'essais effectués sur un chauffe-eau équipé d'une pompe à vapeur d'eau*, Centre de Technologie du Gaz Naturel, Montréal.

Caillat S., Cabot M.S., Cabot G., 1999, *Measurements and Modeling of Low NOx Emission in Natural Gas / Wet Air Swirl Diffusion Flame*, ASME Paper No. 99-ICE-179, ICE-Vol.32-2, Spring Technical Conference, 7 p., 11 ref.

Caillat S., 1999, *Combustion en atmosphère humide: étude d'une flamme méthane/air confinée non prémélangée à swirl*, thèse, Université de Rouen, 146 réf.

Cannon M. F., Molière M., De Pietro S.M., Perkavec M., 1996, *Les technologies Bas NOx pour turbines à gaz*, Revue Technique GEC Alsthom, n°19, pp. 1-16, 15 réf.

Chemkin, 1990, cf. Kee 1990.

Claudiel P., Pulles K., 1992, *NOx Measurements on Domestic Boilers: Research of a formula to correct the influence of humidity and temperature of combustion air*, Rapport Interne NTV 92 067 Version 2, CETIAT, 38 p. 6 réf.

CITEPA : Centre Inter-Professionnel Techniques d'Etudes de la Pollution Atmosphérique

Cordier R., 1987, *Dimensionnement des échangeurs à condensation pour générateurs de chaleur à gaz*, Revue Générale de Thermique, EETI - n° 302, février.

Correa S.M., 1992, *A Review of NOx Formation Under Gas-turbine combustion Conditions*, Combustion Science and Technology, Vol. 87, pp. 329-62, 51 réf.

Coudière G., Courtois P., Di Pastena C., Jadoul S., Liegeois P., *Rapport interne DETN/GDF -M. CERSTA- n° 93347*.

Day, Rao, 1993, *FT 4000 HAT with Natural Gas Fuel*, Turbomachinery international (jan./feb.).

Delon S., Dr Dab W., Dechenaux J., Festy B., Dr Henry Y., Roussel I., 1998, *La pollution de l'air*, Publication de l'Association pour le Prévention de la Pollution Atmosphérique (APPA).

De Paepe M., Dick E., Huvenne P., 1999, *Water for steam injected gas turbines : requirements, costs and recovery*, Séminaire tenu à l'Atrium Tractebel, Brussels (mars).

De Soete G.G., 1989, *Mécanismes de formation et de destruction des oxydes d'azote dans la combustion*, Revue Générale de Thermique, n° 330-331, juin-juillet, pp. 353-73, 57 réf.

Dessus B., 1996, *Energie un défi planétaire*, Ed. Belin, pp. 58-64.

Diego M.A., Alarcon Q.E., Martinez F.M.A., Ocampo B.R., Tamayoa F.G., 1998, *The water-oil emulsions as an alternative to improve the combustion process of mexican heavy fuel oil and abate emission levels*, 17th Congress of the World Energy Council, Houston, 8 réf.

Dryer F.L., 1976, *Water addition to practical combustion systems - concepts and application*, Sixteen International Symposium on Combustion, pp. 279-295, 103 réf.

Duphily E., 1997, *Caractérisation du transfert de masse et de chaleur dans un échangeur à contact direct*, Ecole Polytechnique de Montréal.

Duterque J., Avezard N., Borghi R., 1981, *Further results on nitrogen oxides production in combustion zones*, Combustion Science and Technology. Vol. 25, pp. 85-95, 39 réf.

Eckert and Drake, 1959, *Heat and mass transfer*, Mc Graw-Hill series in mechanical engineering.

Eckert and Drake, 1963, *Introduction to heat and mass transfer*, Mc Graw-Hill series in mechanical engineering.

Eckert and Drake, 1972, *Analysis of heat and mass transfer*, Mc Graw-Hill series in mechanical engineering.

Estel L., Hébert J.P., Seguin D., 2002, *Calcul du rendement d'une chaudière par mesure de la température humide*, Congrès Français de Thermique, SFT 2002, Vittel.

Feidt M., 1987, *Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes et procédés*, ed. Lavoisier.

Fox T.G., Schlein B.C., 1992, *Full annular rig development of the FT8 gas turbine combustor*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 114, janvier, pp. 27-32.

Fusselman D., Lipsher D., 1992, *Several technologies available to cut refinery NOx*, Oil & Gas Journal, Nov. 2, pp.45-50, 2 réf.

Gallais F., 1950, *Chimie minérale théorique et expérimentale*, ed. Masson et Cie.

Greeves G., Khan I.M., Onion G., 1976, *Effects of water introduction on Diesel engine combustion and emissions*, 16th Int. Symposium on combustion pp. 321-336.

Guillet R., 1970, *Conditions d'apparition et prévision statistique de formation de brouillard de vapeur d'eau à l'émission des cheminées*, Communication au 87ème congrès du gaz en France.

Guillet R., 1971, *Générateurs à condensation*, Rapport d'étude GDF/DETN/C2/RGu/RM/n°2425 .

Guillet R., 1971, *Conditions d'apparition et prévision statistique de formation de brouillard de vapeur d'eau à l'émission des cheminées*, Génie Chimique vol.104 n° 7.

Guillet R., Lévy C., 1972, *Essais et mise au point d'un laveur récupérateur de chaleur de fumées*, Communication au 89ème congrès du gaz en France.

Guillet R., 1977, Rapport interne GDF/CERUG/E1.RGu/MaM n° 2825

Guillet R., 1978, *1^{er} brevet sur un échangeur de chaleur et d'éléments condensables entre deux gaz...* (n° de dépôt 79 00 901)

Guillet R., 1979, *Matériels à hauts rendement thermique pour le chauffage et la production d'eau chaude : les générateurs de chaleur à condensation*, Communication au 96ème congrès du gaz en France.

Guillet R., 1980, *Diagramme hygrométrique de combustion et notice d'emploi* , Rapport interne DGF/DETN CERUG E1 RGU / MD 80978.

Guillet R., 1984, Note interne GDF/M.CERUG.RGu/PR n° 841341.

Guillet R., 1988, *Combustion et hygrométrie*, Revue générale de thermique, ed. EETI, août/sept/dec.

Guillet R., 1990, *Vapor pump and condensing heater*, Communication au forum de recherche gazière, Osaka.

Guillet R., 1992, *Pompe à vapeur d'eau et machines endothermiques utilisant le gaz naturel*, Communication au congrès de l'association italienne du gaz (ATIG) , Naples.

Guillet R., 1992, *Water vapor pump for enhancing thermal and ecological advantages of machinery utilizing natural gas*, Communication au congrès Eurogas, Tronheim.

Guillet R., 1992, *The water vapor pump and gas turbines using natural gas*, Communication au congrès international de recherché gazière (IGRC), Orlando.

Guillet R., 1994, *Pompe à vapeur d'eau et chaudières à gaz naturel*, Communication au colloque Tempus UPB, Bucarest (juin)

Guillet R., Brunel G., Grehier A., Viltard J. C., 1995, *Porous exchanger and water vapor pump: the Altarex boiler*, Communication au congrès IGRC, Cannes.

Guillet R., Estel L., 1996, *Diagramme Hygrométrique de Combustion et Génie Energétique*, Présentation faite au colloque / Thermique des systèmes à températures modérées, organisé par l'Université de Sherbrooke.

Guillet R., 1996, *Le logiciel DHC en Génie Energétique*, Présentation faite à l'Ecole polytechnique de Montréal.

Guillet R., Terraillon G., 1997, *The Water Vapor Pump in large heating plant*, 20 th World Gas Conference, Copenhagen.

Guillet R., 1998, *The water vapor pump to save fuel energy and to protect the environment*, ECOS Congress, Nancy, 10 réf.

Guillet R., Estel L., 1998, *The combustion hygrometric diagram application in thermal processes*, ECOS Congress, Nancy.

Guillet R., 1998, *Du diagramme hygrométrique de combustion aux pompes à vapeur d'eau... Un nouveau regard sur la combustion et ses applications énergétiques*, Elsevier ed. ISBN 2-84299-073-0, 298 p., 36 réf.

Guillet R., 2000, *Wet Way Combustion / Energy efficiency and environmental protection*, Elsevier ed. ISBN 2-84299-180-X, 140 p., 57 réf.

Guillet R., 2001, *Combustion humide et cogénération- Développements et perspectives*, 2nd International Heat and Powered Cycles Conference, HPC01/PARIS.

Guillet R., Schweitzer J., 2001, *CHD method for the indirect determination of boilers efficiency : more accurate and cheaper*, IGRC, Amsterdam.

Guillet R., 2001, *Combustion humide et moteurs thermiques*, Journée SFT, janvier.

Guillet R., 2002, *Turbines à gaz et combustion humide*, Communication au colloque COFRET 02, Bucarest.

Hguyen H.B. den Otter A., 1992, *Development of gas turbine steam injection water recovery system*, ASME 92-GT-87.

Hirano M., Oda K., Hirano T., Akita K., 1981, *Burning velocities of methanol-air-water gaseous mixtures*, Combustion and flame 40, pp. 341-3, 5 réf.

Hung W.S.Y., Agan D.D., 1985, *The control of NOx and CO emissions from 7 MW gas turbines with water injection as influenced by ambient conditions*, ASME Paper No: 85-GT-50, 11 p., 22 réf.

Ingamells J. C., Stone R. K., Gerber N. H., Unzelman G. H., *Effects of atmospheric variables on passenger car octane number requirements*, 1966, British Library Document Supply centre, Boston Spa, Wetherby, West Yorkshire LS23 7BQ UK.

Ingrain D., *Note 95275 (interne DETN/GDF-CERSTA)*.

Intergovernmental Panel on Climate Change, 1995, University Press, pp. 9-11-307.

Jahani H., Gollahalli R.R., 1980, *Characteristics of Burning Jet A Fuel and Jet A Fuel-Water Emulsion Sprays*, Combustion and Flame 37, pp. 145-54, 18 réf.

Jean-Baptiste Ph., Ducroux R., 2001, *Changement climatique et nouvelle donne énergétique*, Publication du Centre d'Initiative et de Recherche sur l'Energie et l'Environnement (CIRENE) à l'occasion des journées européennes sur le développement durable organisée par la Région IdF, les ISF et les Ecoles Centrales.

Kissel R., 1979, *Chaudières et fours*, Cours professé à l'Ecole des Techniques Gazières.

Kohketsu S., Mori K., Sakai K., 1996, *Reduction of exhaust emission with new water injection system in a Diesel engine*, Int Congress Detroit, Feb.

Koroll G.W., Mulpuru S.R., 1986, *The effect of dilution with steam on the burning velocity and structure of premixed hydrogen flames*, Twenty-first symposium (international) on combustion, pp. 1811-9, 26 réf.

Kuck J., 1996, *Untersuchung von Heizanlagen mit Abgaskondensation unter besonderer Berücksichtigung des PAVE*, Energietechnik VDI Verlag n° 341, 60 réf.

Kuehl D.K., 1962, *Effects of water on the burning velocity of hydrogen-air flames*, ARS Journal, Nov, pp. 1724-6, 6 réf.

Loiseau S., 1991, *Expertise d'un nouveau système de turbine à gaz cogénératrice*, Note GDR/DETN/CERUG/E3 n° 912289.

Lukosevicius V., Tsirulnikov L., Biunevicius K., 1991, *Conversion of fuel-bound oxygen by injection of water or of recycled fuel gas into the flame*, Heat Transfer - Soviet Research, Vol. 23, n° 7, pp. 925-933, 4 réf.

Marchionna N.R., Diehl L.A., Trout A.M., 1973, *Effect of inlet-air humidity, temperature, pressure, and reference Mach number on the formation of oxides of nitrogen in a gas turbine combustor*, N.A.S.A. Technical note TN D-7396, 32 p.

Marruffo F., Chirinos M.L., Sarmiento W., Hernandez-Carstens E., 1998, *Orimulsion a clean and abundant energy source*, 17th Congress of the World Energy Council, Houston.

Maughan J.R. and al., 1996, *Reducing gas turbine emissions through hydrogen-enhanced, steam-injected combustion*, Transactions of the ASME, Vol. 118, janvier, pp. 78-85, 7 réf.

Melton R.B. Jr, Lestz S.J., Quillian R.D. Jr., Rambie E.J., 1974, *Direct water injection cooling for military engines and effects on the Diesel cycle*, 15th Symposium International on Combustion, pp. 1389-99, 15 réf.

Méridoux J., Créton B., 2000, *La mesure de l'humidité dans gaz*, ed. du B.N.M. collections des monographies.

Miller J.A., Bowman C.T., 1989, *Mechanism and modeling of nitrogen chemistry in combustion, progress in energy and combustion science*, Vol. 15, pp. 287-338.

Miyamoto N., Hideyuki O. and al., 1995, *Significant NOx reductions with direct water injection into the sub chamber of an IDI Diesel engine*, SAE Paper No. 950609, pp. 1085-92, 5 réf.

Miyauchi T., Mori Y., Yamaguchi T., 1981, *Effect of steam addition on NO formation*, Eighteen Symposium (International) on Combustion, pp. 43-51.

Müller-Dethlefs K., Schlader A.F., 1976, *The effect of steam on flame temperature, burning velocity and carbon formation in hydrocarbon flames*, Combustion and flame 27, pp. 205-15, 18 réf.

Molière M., Colas M., 1991, *Des émulsions eau/fuel pour réduire les émissions de NOx de turbines à gaz*, La technique Moderne, été/automne, pp. 47-53, 10 réf.

Moore J., 1971, *The effects of atmospheric moisture on nitric oxide production*, Combustion and Flames 17, pp. 265-7.

Payne J.D., Seaba J.P., 1995, *Modeling the effects of water vapor addition on NO chemistry in rich methane - air flames*, 15th International Colloquium on the Dynamics of Explosions and Reactive Systems, Combustion Science and Technology., 21 p., 10 réf.

Pelloux-Prayer D., Rottenberg J., Ours A.M., 1982, *Performances en laboratoire et en exploitation des chaudières à condensation du type sec*, Communication au 99ème congrès du gaz en France.

Perry - Green, *Handbook*, 6ème édition, Mac Graw - Hill, New -York.

Pierre B., 1983, *Dimensionnement des échangeurs de chaleur*, Revue Générale de Thermique, EETI - n° 260/261, août/septembre.

Poggio A., Strasser A., 1995, *Cheng cycle cogeneration system, application and experience of exhaust gas condensing unit*, Technical report Elin Energieversorgung GmbH.

Psota M.A., Easley W.L., Fort T.H., and Mellor A.M., 1997, *Water injection effects on NOx emissions for engines utilizing diffusion flame combustion*, SAE Paper No. 971657, 9 p., 24 réf.

Rao V. K., Bardon M.F., 1984, *The effect of water on gas phase soot formation in laminar diffusion flames*, Combustion and flame 55, pp. 73-78, 12 réf.

Shaw H., 1973, *The effects of water, pressure, and equivalence ratio on nitric oxide production in gas turbines*, Transactions of the ASME, Paper No. 73-WA/GT-1, pp. 240-6.

Sheridan R., Farnsworth C., Otsu M., 1995, Determination of the effect of humidity on the measurement of oxides of nitrogen from gas-fired water heaters, IGRC, pp. 311-20, 5 réf.

Singh P.P., Young W.E., Ambrose M.J., 1972, *Formation and control of oxides of nitrogen emissions from gas turbine combustion systems*, ASME Paper No. 72-GT-22, Journal of Engineering for Power, pp. 271-8, October.

Sjögren Arne, 1976, *Burning of water-in-oil emulsion*, 16th Symposium. International on Combustion, 1976, pp. 297-305, 11 réf.

Soloiu V. A., Vasilescu E., Sabau A., Ionescu C., Micu R., 2002, *Validation expérimentale d'une méthode pour le calcul du rendement effectif du moteur Diesel en utilisant le bilan carbone des produits de combustion*, Colloque COFRET02, Bucarest.

Stanjan of Prof. W.C. Reynolds Department of Mechanical Engineering, Stanford University.

Stecco S., 1993, *Nonconventional thermodynamic cycles for the nineties: comparisons and trends*, Firenze University, 18 réf.

Takaishi T. et Tosa Y., 1994, combustion performance of a fuel spray combines with a water spray in a Diesel engine, International Symposium COMODIA'94, Japon, pp. 237-41, 3 réf.

Takasaki K., Fukuyoshi T., Abe S., 1998, *Improvement of Diesel combustion with stratified fuel/water injection system*, Fourth International Symposium COMODIA'98, pp. 57-62, 10 réf.

Tumanovskii A.G., Tul'Skii V.F., 1982, *Influence of water injection in the formation of nitrogen oxides at the outlet of the combustion chamber with series introduction of air into the combustion zone*, Thermal engineering 29 (6), pp. 319-21, 2 réf.

Ugolini D.J., Tawney R.K., Narula R.G., 1992, *Dry Low NOx - A technology of choice for combined cycle plants*, Power-Gen'92 Conference Orlando, Florida, Nov, pp. 221-32.

Vedrenne I., 1986, *Corrosion dans les chaudières à condensation et étude statistique des analyses de condensats*, Rapport interne DETN/GDF -CERSTA- 86217

Véron M., 1941, *Traité de chauffage*, ed. Dunod.

Visser B.M., Bahlmann F.C., 1993, *NOx- abatement in gas turbine Installations: a simple model of the effects of water/steam injection and supplementary firing on NOx emissions*, Erdöl & Kohle Erdgas Petrochemie, Bd. 46, Helft 9, septembre, pp. 333-5, 2 réf.

Yanagi H., Suzuki H., Iwase K., Ishizuka N., Komatsu F., Sengoku K., Kanamori M., Hiramatsu M., 2001, *Low temperature driven Hybrid adsorption cooling system with a mechanical booster pump*, HPC01 Paris.

NOMENCLATURE

Les grandeurs sont exprimées en unités SI, inclus les multiples et sous multiples pouvant avoir une dénomination particulière.

A

A (indice ou exposant) : signifie état (initial),

A_j : nombre de moles de H₂O produites par la combustion d'une mole de l'élément réactif R_j,

a (exposant) : signifie conditions réelles d'entrée du comburant dans le système considéré,

a (indice) : signifie air comburant dans "H_a",

B

B (indice ou exposant) : signifie état (final),

B_{cj} : nombre de moles de CO₂ produites par la combustion d'une mole de l'élément réactif R_j,

B_{sj} : nombre de moles de SO₂ produites par la combustion d'une mole de l'élément réactif R_j,

$\beta(T_p, T_E) = \beta(T_E)$: coefficient d'ajustement pour le transfert thermique biphasique entre la paroi et le fluide secondaire,

$\beta_g(T_p, T_E) = \beta_g(T_E)$: coefficient d'ajustement pour le transfert thermique biphasique entre la paroi et le fluide secondaire dans le cas où les condensats ne donnent pas lieu à des échanges convectifs,

C

C : taille du compresseur d'air / celui du cycle de Joule donnant la même puissance,

C_b : mole de combustible,

C_f : coefficient de friction,

C_{ϕ, T_e} : chaleur latente de condensation ou de vaporisation d'une mole d'eau à la température T_e ,

C_{ϕ, T_H} : chaleur latente de condensation ou de vaporisation d'une mole d'eau à la température humide,

$C_{\phi, t_{in}}$: chaleur latente de condensation ou de vaporisation d'une mole d'eau à la température t_{in} ,

C_i : nombre de moles d'azote issues de la combustion d'une mole de l'élément réactif R_j,

C_{CH} : coefficient de dimensionnement du compresseur d'air d'une turbine à combustion en cycle à combustion humide,

C_J : coefficient de dimensionnement du compresseur d'air d'une turbine à combustion en cycle de Joule,

$C_{p,c}$: capacité thermique molaire à pression constante et normale "p" du combustible,

C_{p,CO_2} : capacité thermique molaire à pression constante et normale "p" de l'anhydride carbonique,

$C_{p,el}$: capacité thermique molaire à pression constante de l'eau liquide,

$C_{p,ev}$: capacité thermique molaire à pression constante de la vapeur d'eau,

$C_{p_o, H_2O, v}$: capacité thermique molaire à pression constante et normale "p" de la vapeur d'eau,

C_{p,O_2} : capacité thermique molaire à pression constante et normale "p" de l'oxygène,
 $(C_{p,Pr})_j$: capacité thermique molaire à pression constante et normale "p" du "produit" de combustion "j",
 $\overline{C}_{p,a(mol)}$: capacité thermique moyenne à pression constante d'une mole d'air,
 $\overline{C}_{p,PC+Qeadd(mol)}$: capacité thermique moyenne à pression constante d'une "mole" de produits de combustion (et eau additionnelle),
 $C(T_H)_{p,PC+Qeadd}$: capacité thermique à pression constante des produits de combustion et eau additionnelle associés à la combustion d'une mole de combustible, à la température T_H ,
 $C(T_*)_{p,gc,sat}$: capacité thermique à pression constante de la phase gazeuse des produits de combustion associés à la combustion d'une mole de combustible, saturés en vapeur d'eau à la température T_* ,
 $C_{p,a}$: capacité thermique molaire à pression constante "p" de l'air associé à la combustion d'une mole de combustible,
Cod : coefficient directeur de la tangente en un point d'une courbe iso-titre (iso-facteur d'air) d'un (DHC-2D) $_{Qeadd}$,
 $(Cod)_g$: coefficient directeur de la tangente en un point d'une courbe iso-titre (iso-facteur d'air) d'un (DHC-2D) $_{complémentaire}$,
Cod ϕ : part du coefficient "Cod" imputable au changement de phase,
 $(Cod\phi)_g$: part du coefficient " $(Cod)_g$ " imputable au changement de phase,
Coda : dérivée par rapport à la valeur de la température humide de l'expression de l'enthalpie du comburant dans le cas d'une iso-facteur d'air,
 $(Coda)_g$: dérivée par rapport à la valeur de la température humide de l'expression de l'enthalpie de la phase gazeuse du comburant saturé dans le cas d'une iso-facteur d'air,
Cod ϕ a : part du coefficient "Coda" imputable au changement de phase,
 $(Cod\phi a)_g$: part du coefficient " $(Coda)_g$ " imputable au changement de phase,
c (exposant) : signifie conditions réelles d'entrée du combustible dans le système considéré,
c (indice) : signifie "combustible" dans enthalpie " H_C ",
c (indice) : signifie "commençante" dans température de rosée eau " $(TR)_C$ ",
cb (indice) : signifie "dans la chambre de combustion",
cr (indice) : signifie compression,

D

D : taille de la turbine de détente / celle du cycle de Joule donnant la même puissance,
 D_{CH} : coefficient de dimensionnement de la turbine de détente en combustion humide,
d : diamètre du tube,
 d_p : diamètre équivalent,
 dT : élément différentiel de température,
 dv : élément différentiel de volume,
 dSE : élément différentiel de surface d'échange côté eau(ou côté secondaire),
 $\Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd}$: enthalpie des produits de combustion et eau additionnelle associés à la combustion d'une mole de combustible, dans l'état "E",
 $\Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g}$: enthalpie de la phase gazeuse des produits de combustion et eau additionnelle associés à la combustion d'une mole de combustible, dans l'état "E",

$\Delta_{ref}^{Ts} H_{PC+Qeadd}$: enthalpie des produits de combustion et eau additionnelle associés à la combustion d'une mole de combustible, à la température T_S ,

$\Delta_{ref}^{TH} H_{PC+Qeadd}$: enthalpie des produits de combustion et eau additionnelle associés à la combustion d'une mole de combustible à la température humide T_H ,

$\Delta_{ref}^{Tp} H_{PC+Qeadd}$: enthalpie des produits de combustion et eau additionnelle associés à la combustion d'une mole de combustible du fluide à la température de la paroi T_p ,

$\Delta_{ref}^{TE} H_{PC+Qeadd}$: enthalpie des produits de combustion et eau additionnelle associés à la combustion d'une mole de combustible du fluide à la température de l'eau du circuit secondaire T_E ,

$\Delta_{ref} H_{gc,sat}$: enthalpie de la phase gazeuse des produits de combustion saturés, associée à la combustion d'une mole de combustible,

$\Delta_{ent}^{sor} H_{PC+Qeadd}$: enthalpie cédée par les produits de combustion et l'eau additionnelle lors de la traversée d'un échangeur,

$\Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g}$: enthalpie de la phase gazeuse des produits de combustion et eau additionnelle associés à la combustion d'une mole de combustible en l'état "E",

$\Delta_{ref}^E H_{cond}$: enthalpie des condensats associés à la combustion d'une mole de combustible, dans l'état "E",

$\Delta_{ref}^{T_H^{is}} H_{gc,sat}$: enthalpie des gaz de combustion associés à la combustion d'une mole de combustible, après saturation en vapeur d'eau à enthalpie constante,

$\Delta_{ref}^{TH} H_{gc,sat}$: enthalpie des gaz de combustion (saturés) à la température humide des produits de combustion associés à la combustion d'une mole de combustible,

$\Delta_{ref}^a H_a$: enthalpie à l'entrée du système de l'air associé à la combustion d'une mole de combustible,

$\Delta_{ref}^c H_c$: enthalpie à l'entrée du système d'une mole de combustible,

$\Delta_{ref}^{Qeaddl} H_{Qeaddl}$: enthalpie de l'eau additionnelle introduite à l'état liquide dans le système, associée à la combustion d'une mole de combustible,

$\Delta_{ref}^{Qeaddv} H_{Qeaddv}$: enthalpie de l'eau additionnelle introduite à l'état vapeur dans le système, associée à la combustion d'une mole de combustible,

$\Delta_{ent}^{sor} H_{ch}$: accroissement de l'enthalpie de la charge (associée à une mole de combustible) traversant éventuellement le système,

$\Delta_{Tes}^{Tdt} H_a$: enthalpie de l'air humide associé à la combustion d'une mole de combustible acquise dans le surchauffeur d'un cycle "HAT",

$\Delta_{ref}^{TH} H_{Cond}$: enthalpie des condensats associés à la combustion d'une mole de combustible,

$\Delta_{T_A}^{TH} h_{H2O,l}$: enthalpie molaire de l'eau liquide à la température T_H , par rapport à l'eau liquide à la température T_e ,

$\Delta_{T_e}^{Ts} h_{H2O,v}$: enthalpie molaire de la vapeur d'eau à la température T_S , par rapport à l'eau vapeur à la température T_e ,

$\Delta_{T_e}^{T_H^{is}} h_{H2O,v}$: enthalpie molaire de la vapeur d'eau à la température T_H^{is} par rapport à l'eau vapeur à la température T_e ,

$\Delta_{T_e}^{TH} h_{H2O,v}$: enthalpie molaire de la vapeur d'eau à la température T_H par rapport à l'eau vapeur à la température T_e ,

$$\Delta_{T_e}^{T_S; T_H^{is}; T_H} h_{CO_2}; \Delta_{T_e}^{T_S; T_H^{is}; T_H} h_{SO_2}; \Delta_{T_e}^{T_S; T_H^{is}; T_H} h_{N_2}; \Delta_{T_e}^{T_S; T_H^{is}; T_H} h_{O_2}; \Delta_{T_e}^{T_S; T_H^{is}; T_H} h_{Ar} :$$

enthalpie molaire successivement des CO₂, SO₂, N₂, O₂, Ar, selon les exposants représentant une des températures $T_S; T_H^{is}; T_H$,

$\Delta_{ref}^a h_{a/m}$: enthalpie molaire de l'air humide,

$(\Delta h_X^f)_{tin}$: enthalpie molaire de formation de l'élément X à la température tin,

Δp : perte de charge due à l'écoulement,

Δp_q : perte de charge due à l'écoulement au travers de pores,

2, deux : signifie air sortant d'une pompe à vapeur d'eau,

E

E comme *état* des produits de combustion, objet d'un bilan d'échanges,

E(indice) : signifie Eau du circuit secondaire,

Ef : efficacité du recycleur d'enthalpie,

Ef_ϕ : efficacité d'un échangeur biphasique,

Ef_0 : efficacité d'un échangeur monophasique,

e : nombre de moles d'eau introduites à l'état de vapeur avec les combustible et comburant, selon leur état hygrométrique, par "mole" de combustible,

e (exposant) : signifie "entrée",

e_a : nombre de moles d'eau introduites à l'état de vapeur avec le comburant, selon son état hygrométrique, par "mole" de combustible,

e_c : nombre de moles d'eau introduites à l'état de vapeur avec le combustible, selon son état hygrométrique, par "mole" de combustible,

e_e : nombre de moles d'eau introduites à l'état de vapeur avec les combustible et comburant selon leur état hygrométrique de référence, par "mole" de combustible,

e_p : épaisseur de la paroi,

e_{ae} : nombre de moles d'eau à l'état de vapeur contenues dans le comburant selon son état hygrométrique de référence, par "mole" de combustible,

e_{ce} : nombre de moles d'eau à l'état de vapeur contenues dans le combustible selon son état hygrométrique de référence, par "mole" de combustible,

ϵ_{T_e} ; $\epsilon_{T_e} [T_H, (T_R)_c]$: terme correctif représentant l'écart entre l'enthalpie de la phase gazeuse des produits de combustion saturés à la température humide des produits de combustion et l'enthalpie des produits de combustion,

F

F : coefficient majorant les transferts à l'entrée d'un tube,

f(exposant) : signifie formation (dans enthalpie de),

f_t : coefficient de frottement,

fa : facteur d'air ou nombre de "moles" d'air associées à la combustion d'une "mole" de combustible et rapporté au nombre de moles d'air nécessaires à la combustion stoechiométrique de cette "mole",

*fa** : facteur d'air additionnel issu d'une dilution des produits de combustion,

$\Phi_{t,PC}$: flux de chaleur par unité de surface et par unité de temps, côté produits de combustion,

G

g_r : accélération de la pesanteur,

$g(\text{indice})$: signifie phase gazeuse des produits de combustion,

γ_{CO_2} : taux de CO₂ dans les produits de combustion deshydratés,

γ_{O_2} : taux de O₂ dans les produits de combustion deshydratés,

H

H : fonction d'état (enthalpie),

$H_a (= \Delta_{ref}^a H_a)$: enthalpie de l'air comburant entrant,

$H_c (= \Delta_{ref}^c H_c)$: enthalpie véhiculée par le combustible,

$H_e (= \Delta_{ref}^{T_{Qeaddl}} H_{Qeaddl} + \Delta_{ref}^{T_{Qeaddv}} H_{Qeaddv})$: enthalpie de l'eau additionnelle introduite dans le système,

H_g : hauteur du garnissage dans un laveur,

$H_{pc} (= \Delta_{ref}^E H_{PC+Qeadd})$: enthalpie des produits de combustion,

$H_{2O,l}(\text{indice})$: signifie "eau liquide",

$H_{2O,v}(\text{indice})$: signifie "eau vapeur",

hy_{ra} : hygrométrie relative (teneur en vapeur par unité de masse d'air sec rapportée à la teneur si l'air était saturé à température sèche constante ; expression usuelle en génie climatique),

I, J

J : Joule (cycle de)

j : indice courant d'une somme,

K

K : coefficient de transfert thermique global entre les deux fluides,

K_E : coefficient de transfert de chaleur dans la couche limite, côté eau,

K_{PC} : coefficient de transfert de chaleur dans la couche limite, côté produits de combustion,

K_{pE} : coefficient de transfert entre la paroi et l'eau du circuit secondaire tel

que $\frac{1}{K_{pE}} = \frac{1}{K_E} + \frac{e_p}{\lambda_p}$,

K_ϕ : coefficient de transfert thermique global entre les deux fluides primaire et secondaire incluant le changement de phase,

K_θ : coefficient de transfert thermique global entre les deux fluides sans changement de phase,

K_j : nombre de moles d'oxygène contenues dans une mole de l'élément réactif R_j,

k_{PC} : conductivité thermique du film de produits de combustion constituant la couche limite le long de la paroi,

L

L : longueur du conduit,

l : longueur d'un pore,

λ_p : coefficient de conductibilité dans la paroi,

M

m : masse de matière entrante dans le procédé associée à une mole de combustible,

$m_{H_2O_a}$: teneur massique en vapeur d'eau de l'air,

\dot{m}_c : débit de combustible,

\dot{m}_E : débit de fluide secondaire,

$\dot{m}_{E,cD}$: débit de l'eau de lavage entrant dans le laveur-condenseur de la PAVE,

$\dot{m}_{E,eEv}$: débit de l'eau de lavage entrant dans le laveur-évaporateur de la PAVE,

μ : viscosité dynamique,

N

N_n : nombre de nappes de tubes constituant l'échangeur,

N_p : nombre de parcours ou "passes" effectuées par le fluide traversant l'échangeur,

$N_r (= N_p \cdot N_n)$: nombre de rangées de tubes traversées par le fluide,

N_t : nombre de tubes constituant une nappe,

$N_{O_2}^a; N_{N_2}^a; N_{CO_2}^a; N_{Ar}^a$: nombre de moles respectivement de O₂, N₂, CO₂, Ar contenues dans le comburant associé à une mole de combustible,

$N_{H_2O}^{gc,sat}(T_{H,a})$: nombre de moles de vapeur d'eau contenues dans le comburant à sa température humide,

$N_{H_2O}^{a,sat}(T_{R,a})$: nombre de moles de vapeur d'eau contenues dans le comburant (ou comburant saturé à sa température de rosée) associées à une mole de combustible,

$N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R; (T_R)_c; T_H)$: nombre de moles de vapeur d'eau associées au gaz de combustion saturés d'une mole de combustible, respectivement à la température $T_R; (T_R)_c; T_H$,

$N(gcs)$: nombre total des moles de produits de combustion deshydratés associées à la combustion d'une mole de combustible,

Nu : nombre de Nusselt,

N_{Ar} : nombre de moles de gaz rares contenues dans les produits de combustion d'une mole de combustible,

N_{CO_2} : nombre de moles de CO₂ contenues dans les produits de combustion d'une mole de combustible,

$N(H_2O)_0$: nombre total de moles d'eau formées par la combustion d'une mole de combustible,

$N(H_2O)_t$: nombre total des moles d'eau contenues dans les produits de combustion d'une mole de combustible,

N_{N_2} : nombre de moles de N₂ contenues dans les produits de combustion d'une mole de combustible,

$N(O_2)$: nombre de moles de O₂ contenues dans les produits de combustion d'une mole de combustible,

$N(O_2)_0$: nombre de moles d'oxygène nécessaires à la combustion stoechiométrique d'une "mole" de combustible,

N_{SO_2} : nombre de moles de SO₂ contenues dans les produits de combustion d'une mole de combustible,

NUT_φ : nombre d'unité de transfert (échangeur biphasique),

NUT_0 : nombre d'unité de transfert (échangeur monophasique),

ν : viscosité cinématique,

O

ϖ : teneur en vapeur par unité de masse de gaz secs rapportée à la teneur si les gaz étaient saturés à température humide constante (expression d'une hygrométrie relative),

ϖ^{is} : teneur en vapeur par unité de masse de gaz secs rapportée à la teneur si les gaz étaient saturés à enthalpie constante (expression d'une hygrométrie relative),

P

P : pression extérieure,

$PAVE$: pompe à vapeur d'eau,

P_c : pression capillaire,

P_m : périmètre mouillé,

P_{PH2Oa} : pression partielle de vapeur d'eau dans le comburant,

P_{PH2Oae} : pression partielle de vapeur d'eau de référence dans le comburant,

$P_{sat}(T_R; T_H; T_H^{is})$: pression partielle de vapeur d'eau saturante respectivement à la température $T_R; T_H; T_H^{is}$,

P_{PH2Oc} : pression partielle de vapeur d'eau dans le combustible,

P_{PH2Oce} : pression partielle de vapeur d'eau de référence dans le combustible,

$(Pr)_j$: produits de combustion j

P_{ta} : pression totale du comburant,

P_{tae} : pression totale de référence du comburant,

P_{tc} : pression totale du combustible,

P_{tce} : pression totale de référence du combustible,

P_{tgc} : pression totale des produits de combustion ,

P_{PH2O_i} : pression partielle de vapeur d'eau dans les produits de combustion,

PC (indice) : signifie produits de combustion,

$PC+Qeadd$ (indice) : signifie "produits de combustion+ eau additionnelle",

P_c : pouvoir calorifique,

P_{ci} : pouvoir calorifique inférieur,

P_{cs} : pouvoir calorifique supérieur,

$(P_{cs})_{T_e}$: pouvoir calorifique supérieur à la température T_e d'une mole de combustible,

Pr : nombre de Prandtl,

p (indice) : signifie à pression constante,

p_o (indice) : signifie à pression constante et normale,

P_u : puissance,

Q

Q : la chaleur échangée avec l'extérieur, par mole de combustible ; lorsque Q est exprimé sous forme adimensionnelle (rapporté au pouvoir calorifique du combustible à la température T_e), il exprime le rendement de production de chaleur de la combustion dans le procédé,

$Qeadd$: eau additionnelle, (autre que la vapeur d'eau associée au combustible et au comburant), par "mole" de combustible ,

Q_{eaddl} : nombre de moles d'eau liquide additionnelle introduite dans le procédé, par "mole" de combustible,

Q_{eaddv} : nombre de moles d'eau vapeur additionnelle introduite dans le procédé, (autre que la vapeur d'eau associée au combustible et au comburant), par "mole" de combustible,

$Q_{évap}$: nombre de moles d'eau vapeur additionnelle contenue dans la phase gazeuse des produits de combustion (eau évaporée), par "mole" de combustible,

$(Q_{évap})_{Max}$: quantité maximale d'eau liquide additionnelle pouvant être évaporée par contact direct avec les produits de combustion dans le procédé, par "mole" de combustible,

θ : angle de mouillage,

4, quatre : signifie sortie des produits de combustion d'une pompe à vapeur d'eau,

R

Re : nombre de Reynolds,

Re_j : élément réactif (combustible) $_j$,

r_a : ($=x/d_p$) rapport de la distance x du point considéré au diamètre équivalent du tube,

ρ : masse volumique du fluide,

S

S_E : surface d'échange (côté fluide secondaire),

S_p : section de passage,

S_{pe} : surface d'échange par unité de volume dans le cas de "garnissage",

s : fraction molaire d'oxygène dans le comburant deshydraté,

s (exposant) : signifie "sortie",

sat : signifie saturé en vapeur d'eau,

σ : tension superficielle

T

T : température,

T_a : température sèche du comburant,

T_e : température de référence,

T_c : température du combustible,

T_{cb} : température dans la chambre de combustion,

T_{cr} : température de l'air en sortie de au compresseur,

T_{dt} : température (sèche) en sortie de turbine de détente,

T_E : température de l'eau du circuit secondaire,

T_{ecd} : température des "PC+ Q_{eadd} " à l'entrée du récupérateur condenseur,

T_H : température humide,

$T_{H,a}$: température humide du comburant,

$T_{S,a}$: température sèche du comburant,

$(T^*)_a$: température du comburant saturé en vapeur d'eau,

T_H^{is} : température humide issue d'une mesure à enthalpie constante,

$(\overline{T_H})_{PC}$: température humide moyenne des produits de combustion retenue pour le calcul des transferts,

T_p : température de la paroi,

T_R : température de rosée eau ,
 $(T_R)_C$: température de rosée eau "commençante",
 T_{Qeaddl} : température de l'eau liquide additionnelle,
 T_{Qeaddv} : température de l'eau vapeur d'eau additionnelle,
 T_S : température sèche,
 T_{Sa} : température sèche de l'air,
 T_V : température de vaporisation dans le générateur de vapeur,
 T^* : température de gaz saturé,
 $(\overline{T^*})_{PC}$: température humide moyenne de la phase gazeuse des produits de combustion saturés retenue pour le calcul des transferts, $(T^*)_a$: Température de comburant saturé,
 T_a : Température (sèche) de l'air,
 T_{es} : température de l'air sortant du compresseur après saturation avec de l'eau liquide (température humide ou température humide isenthalpique de compression selon que l'eau injectée est respectivement préchauffée à T_{es} ou prise à la température T_e ,
 T_{ge} : température des gaz d'échappement,
 t : fraction molaire d'anhydride carbonique dans le comburant deshydraté,
 t : (indice): signifie "total(e)",
 t_{in} : (indice) signifie température initiale (de la combustion),
 t_{cr} : taux de compression,
3, trois : signifie entrée des produits de combustion dans une pompe à vapeur d'eau,

U

U : fonction d'état (énergie interne),
 u : fraction molaire d' azote dans le comburant deshydraté,
 \bar{u} : vitesse moyenne de fluide dans un tube,
1, un : signifie entrée de l'air dans une pompe à vapeur d'eau,

V

V : volume,
 $V(Cb)$: volume occupé par une "mole" de combustible,
 $V(O_2)_o$: volume d'oxygène nécessaire à la combustion stoechiométrique d'une "mole" de combustible,
 $V(Pr)$: volume des produits issus de la combustion stoechiométrique d'une "mole" de combustible,
 $V(Pr, eliq)$: volume des produits de combustion stoechiométrique d'une "mole" de combustible, l'eau de combustion étant en phase liquide,
 $V(Pr, evap)$: volume des produits de combustion stoechiométrique d'une "mole" de combustible, l'eau de combustion étant en phase vapeur,
 ν : viscosité cinématique,
 ν (indice) : signifie volume constant,
 vit : vitesse,

W

W : travail échangé avec l'extérieur la chaleur échangée avec l'extérieur, par mole de combustible ; lorsque W est exprimé sous forme adimensionnelle (rapporté au pouvoir

calorifique du combustible à la température T_e), il exprime le rendement de production de travail de la combustion dans le procédé,

We : travail des forces de pression extérieures, par mole de combustible et rapporté au pouvoir calorifique supérieur du combustible à la température de référence T_e ,

X,Y,Z

x_j : fraction molaire du réactif R_j dans une "mole" de combustible deshydraté,

x_{131} : fraction molaire de CO_2 contenue dans une "mole" de combustible deshydraté,

x_{132} : fraction molaire de SO_2 contenue dans une "mole" de combustible deshydraté,

x_{133} : fraction molaire de N_2 contenue dans une "mole" de combustible deshydraté,

x_{134} : fraction molaire de gaz rares (Argon...) contenue dans une "mole" de combustible deshydraté,

Z : coefficient de compressibilité,

Z_ϕ : rapport des capacités thermiques des circuits primaire et secondaire dans le cas de transfert avec changement de phase,

Z_0 : rapport des capacités thermiques des circuits primaire et secondaire dans le cas de transfert sans changement de phase,

z : altitude.

ANNEXE 1

COMPOSITION DES PRODUITS DE COMBUSTION

Composition (mol.mol ⁻¹ de combustible)	Identificateurs	Expressions
H ₂ O formée lors de la combustion	$N(H_2O)_0 =$	$\sum_{j=1}^n x_j \cdot A_j$
CO ₂ issu de la combustion CO ₂ apporté par le combustible (x ₁₃₁) CO ₂ apporté par le comburant (t)	$N_{CO_2} =$	$\sum_{j=1}^n x_j \cdot Bc_j + x_{131} + \frac{N(O_2)_0}{s} \cdot t \cdot fa$
SO ₂ issu de la combustion SO ₂ apporté par le combustible (x ₁₃₂)	$N_{SO_2} =$	$\sum_{j=1}^n x_j \cdot Bs_j + x_{132}$
N(O ₂) ₀ oxygène stoechiométrique	$N(O_2)_0 =$	$\sum_{j=1}^n x_j \cdot (\frac{A_j}{2} + Bc_j + Bs_j - K_j)$
O ₂ apporté par le comburant en excès	$N_{O_2} =$	$N(O_2)_0 \cdot (fa - 1)$
N ₂ issu de la combustion N ₂ apporté par le combustible (x ₁₃₃) N ₂ contenu dans le comburant (u)	$N_{N_2} = c_c + c_a$	$c_c = \sum_{j=1}^n x_j \cdot C_j + x_{133}$ $c_a = \frac{N(O_2)_0}{s} \cdot u \cdot fa$
H ₂ O vapeur introduite avec le combustible (e _c) H ₂ O vapeur introduite avec le comburant (e _a)	$e = e_c + e_a$	$e_c = l \cdot \frac{P_{PH20c} / P_{tc}}{1 - P_{PH20c} / P_{tc}}$ $e_a = \frac{N(O_2)_0}{s} \cdot fa \cdot \frac{P_{PH20a} / P_{ta}}{1 - P_{PH20a} / P_{ta}}$
Ar et autres gaz rares introduits avec le combustible (x ₁₃₄) Ar et autres gaz rares introduits avec le comburant	$N_{Ar} =$	$x_{134} + \frac{N(O_2)_0}{s} \cdot (1 - t - s - u) \cdot fa$
Eau additionnelle liquide Q_{eaddl} Eau additionnelle vapeur Q_{eaddv}	$Q_{eadd} =$	$Q_{eaddl} + Q_{eaddv}$

avec,

$H_{2A_j} C_{Bc_j} S_{Bs_j} N_{2C_j} O_{2K_j}$ composition de chaque réactif constituant "j" de la mole de combustible ;

x_j = fraction molaire de chaque constituant "j" de la mole de combustible déshydraté ;

x_{131} = fraction molaire de CO₂ dans la mole de combustible déshydraté ;

x_{132} = fraction molaire de SO₂ dans la mole de combustible déshydraté ;

x_{133} = fraction molaire de N₂ dans la mole de combustible déshydraté ;

x_{134} = fraction molaire de *Ar* et *autres gaz rares* dans la mole de combustible déshydraté ;

$N(O_2)_0$ = nombre de moles d' O_2 nécessaires à la combustion d'une mole de combustible ;

s = fraction molaire d'oxygène dans le comburant déshydraté ;

u = fraction molaire d'azote dans le comburant déshydraté ;

t = fraction molaire d'anhydride carbonique dans le comburant déshydraté ;

$1-s-u-t$ = fraction molaire d'argon et autres gaz rares dans le comburant déshydraté ;

Q_{eaddl} = nombre de mole d'eau introduite à l'état liquide par mole de combustible ;

Q_{eaddv} = nombre de mole d'eau introduite à l'état vapeur par mole de combustible ;

f_a = facteur d'air ou rapport du volume d'air utilisé au volume d'air (ou comburant) nécessaire à la combustion stoechiométrique ;

P_{PH_2Oa} = pression partielle absolue de vapeur dans le comburant entrant dans le système ;

P_{PH_2Oc} = pression partielle absolue de vapeur dans le combustible entrant dans le système ;

P_{ta} = pression totale du comburant entrant dans le système ;

P_{tc} = pression totale du combustible entrant dans le système.

ANNEXE 2

AIDE A L'ETABLISSEMENT D'ORGANIGRAMMES POUR UN LOGICIEL DHC

Les conditions de référence étant explicitées, la pression totale des produits de combustion étant connue, il y a $C_6^3 = 20$ combinaisons possibles de trois paramètres qui permettent d'identifier l'état de la phase gazeuse des produits de combustion et de l'eau additionnelle vapeur associée à cette phase gazeuse et rejetées par le système en l'état E . La quantité d'eau additionnelle introduite dans le système étant connue, le bilan des échanges thermiques et massiques qui se sont développés dans ledit système jusqu'en l'état E peut alors être établi...

Cette annexe constitue une aide à l'établissement de l'état de la phase gazeuse, soit la connaissance des paramètres fa , T_H , T_R , T_S , $\Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g}$, $Qeadd$, à partir d'une combinaison de trois d'entre eux.

Des $C_6^3 = 20$ combinaisons nous devons éliminer celle qui associe fa , T_R et $Qeadd$ puisque l'expression de la température de rosée fait apparaître une relation de dépendance entre ces trois paramètres, pour retenir 19 combinaisons.

L'établissement du *DHC 3D* à partir de sections telles que la quantité $Qeadd$ était constante a permis d'illustrer la capacité des deux combinaisons 1 et 2 qui suivent,

1- ($Qeadd$, fa , T_S);

2- ($Qeadd$, fa , T_H);

à produire les 3 autres paramètres.

Restent 17 combinaisons...

3- (fa , T_S , T_H), combinaison pour laquelle la méthode pourra consister à rechercher la valeur de $Qeadd$ qui permet d'obtenir la même valeur de $\Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g}$, le calcul étant fait à partir de la combinaison ($Qeadd$, fa , T_S) d'une part, et ($Qeadd$, fa , T_H) d'autre part.

Après avoir observé que le paramètre $Qeadd$ n'intervient qu'au deuxième ordre sur la valeur de l'enthalpie exprimée à partir de T_H (puisque'il n'intervient que sur le terme correctif ϵ_{T_e}),

- en un premier temps, on calcule l'enthalpie de la phase gazeuse saturée en s'appuyant sur les valeurs de $T_H = T^$ et fa (on écrit T^* pour souligner que la phase gazeuse est saturée).*

- on approche la valeur de $N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R)$ (donc de $Qeadd$) en négligeant ϵ_{T_e} et en écrivant,

$$\Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g} = \Delta_{ref}^{T^*} H_{gc,sat}$$

Ce qui amène à :

- une première évaluation de $N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R)$ (ou Q_{eadd}) qu'on appelle $(N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R))_1$ (ou $(Q_{eadd})_1$),
 - une première valeur de ϵ_{T_e} et de l'enthalpie corrigée $\Delta_{ref}^{T*} H_{gc,sat} - (\epsilon_{T_e})_1$,
 - une première valeur de $(\Delta_{ref}^{T_s} H_{(PC+Q_{eadd})_g})_1$ (à partir de fa , T_S et $(N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R))_1$),
- on réitère le calcul de $N_{H_2O}^{gc,sat}(T_R)$ (ou Q_{eadd}) avec la combinaison $(fa, T_S, \Delta_{ref}^{T_s} H_{(PC+Q_{eadd})_g})$ jusqu'à ce que l'enthalpie obtenue à partir de la température sèche $\Delta_{ref}^{T_s} H_{(PC+Q_{eadd})_g}$ soit égale à l'enthalpie $\Delta_{ref}^{T*} H_{gc,sat} - \epsilon_{T_e}$ obtenue à partir de la mesure de la température humide. La convergence étant réalisée, on qualifiera les dernières valeurs de $\Delta_{ref}^E H_{(PC+Q_{eadd})_g}$, Q_{eadd} et T_R .

4- $(Q_{eadd}, fa, \Delta_{ref}^E H_{(PC+Q_{eadd})_g})$, combinaison pour laquelle la méthode pourra consister à rechercher la valeur de T_S qui donne la valeur $\Delta_{ref}^E H_{(PC+Q_{eadd})_g}$, la valeur de T_H qui donne la valeur $\Delta_{ref}^E H_{(PC+Q_{eadd})_g}$, la valeur de T_R étant déduite du couple (Q_{eadd}, fa) ;

5- (Q_{eadd}, T_H, T_S) , combinaison pour laquelle la méthode pourra consister à rechercher la valeur de fa qui donne la même valeur $\Delta_{ref}^E H_{(PC+Q_{eadd})_g}$ par la combinaison (Q_{eadd}, fa, T_S) et par la combinaison (Q_{eadd}, fa, T_H) , la valeur de T_R étant déduite du couple (Q_{eadd}, fa) ;

6- (Q_{eadd}, T_H, T_R) , combinaison pour laquelle la méthode pourra consister à déterminer la valeur de fa qui correspond au couple (Q_{eadd}, T_R) ensuite à considérer la combinaison (Q_{eadd}, fa, T_H) pour déterminer $\Delta_{ref}^E H_{(PC+Q_{eadd})_g}$, puis définir T_S à partir de la combinaison $(Q_{eadd}, fa, \Delta_{ref}^E H_{(PC+Q_{eadd})_g})$, la valeur de T_R étant déduite du couple (Q_{eadd}, fa) ;

7- $(Q_{eadd}, T_H, \Delta_{ref}^E H_{(PC+Q_{eadd})_g})$, combinaison pour laquelle la méthode pourra consister à rechercher la valeur de fa qui donne la même valeur $\Delta_{ref}^E H_{(PC+Q_{eadd})_g}$, ensuite à considérer la combinaison $(Q_{eadd}, fa, \Delta_{ref}^E H_{(PC+Q_{eadd})_g})$ pour déterminer T_S , la valeur de T_R étant déduite du couple (Q_{eadd}, fa) ;

8- (Q_{eadd}, T_S, T_R) , combinaison pour laquelle la méthode pourra consister à rechercher la valeur de fa qui correspond au couple (Q_{eadd}, T_R) , ensuite à considérer la combinaison (Q_{eadd}, fa, T_S) pour déterminer $\Delta_{ref}^E H_{(PC+Q_{eadd})_g}$ puis considérer la combinaison $(Q_{eadd}, fa, \Delta_{ref}^E H_{(PC+Q_{eadd})_g})$ pour déterminer T_H , la valeur de T_R étant déduite du couple (Q_{eadd}, fa) ;

9- $(Q_{eadd}, T_S, \Delta_{ref}^E H_{(PC+Q_{eadd})_g})$, combinaison pour laquelle la méthode pourra consister à rechercher la valeur de fa qui donne la même valeur $\Delta_{ref}^E H_{(PC+Q_{eadd})_g}$, ensuite à considérer la combinaison $(Q_{eadd}, fa, \Delta_{ref}^E H_{(PC+Q_{eadd})_g})$ pour déterminer T_H , la valeur de T_R étant déduite du couple (Q_{eadd}, fa) ;

10- $(Q_{eadd}, T_R, \Delta_{ref}^E H_{(PC+Q_{eadd})_g})$, combinaison pour laquelle la méthode pourra consister à déterminer la valeur de fa qui correspond au couple (Q_{eadd}, T_R) et ensuite à considérer la

combinaison $(Qeadd, fa, \Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g})$ pour rechercher la valeur de T_S , la valeur de T_H , la valeur de T_R étant déduite du couple $(Qeadd, fa)$;

11- $(fa, T_H, \Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g})$, combinaison pour laquelle la méthode pourra consister à rechercher la valeur de $Qeadd$ qui donne la même valeur $\Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g}$, ensuite à considérer la combinaison $(Qeadd, fa, \Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g})$ pour déterminer T_S , la valeur de T_R étant déduite du couple $(Qeadd, fa)$ (on se rappellera ici que l'utilisation de cette combinaison pour accéder à l'état E et particulièrement à la valeur de $Qeadd$, nécessitera une grande précision sur la connaissance des trois valeurs puisque le couple fa, T_H est en correspondance univoque avec $\Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g}$ à $\epsilon_{Te} [T_H, (T_R)_c]$ près);

12- $(fa, T_S, \Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g})$, combinaison pour laquelle la méthode pourra consister à rechercher la valeur de $Qeadd$ qui donne la même valeur $\Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g}$, ensuite à considérer la combinaison $(Qeadd, fa, \Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g})$ pour déterminer T_H , la valeur de T_R étant déduite du couple $(Qeadd, fa)$;

13- (fa, T_R, T_S) , combinaison pour laquelle la méthode pourra consister à rechercher la valeur de $Qeadd$ associée au couple (T_R, fa) puis à traiter la combinaison $(Qeadd, fa, T_S)$;

14- (fa, T_R, T_H) , combinaison pour laquelle la méthode pourra consister à rechercher la valeur de $Qeadd$ associée au couple (T_R, fa) puis à traiter la combinaison $(Qeadd, fa, T_H)$;

15- $(fa, T_R, \Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g})$, combinaison pour laquelle la méthode pourra consister à rechercher la valeur de $Qeadd$ associée au couple (T_R, fa) puis à traiter la combinaison $(Qeadd, fa, \Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g})$;

16- $(T_H, T_R, \Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g})$, combinaison pour laquelle la méthode pourra consister à rechercher la valeur du couple $(fa, Qeadd)$ qui correspond à T_R et étant combiné à T_H , aboutit à la valeur de l'enthalpie $\Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g}$;

17- $(T_S, T_R, \Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g})$, combinaison pour laquelle la méthode pourra consister à rechercher la valeur du couple $(fa, Qeadd)$ qui correspond à T_R et, combiné à T_S , aboutit à la valeur de l'enthalpie $\Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g}$;

18- (T_H, T_S, T_R) , combinaison pour laquelle la méthode pourra consister à rechercher la valeur du couple $(fa, Qeadd)$ qui correspond T_R et tel que les enthalpies définies par les combinaisons $(Qeadd, fa, T_S)$ et $(Qeadd, fa, T_H)$ sont identiques;

19- $(T_H, T_S, \Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g})$, combinaison pour laquelle la méthode pourra consister à rechercher la valeur de T_R qui, associée au couple (T_H, T_S) , aboutit à la valeur de l'enthalpie $\Delta_{ref}^E H_{(PC+Qeadd)_g}$.

ANNEXE 3

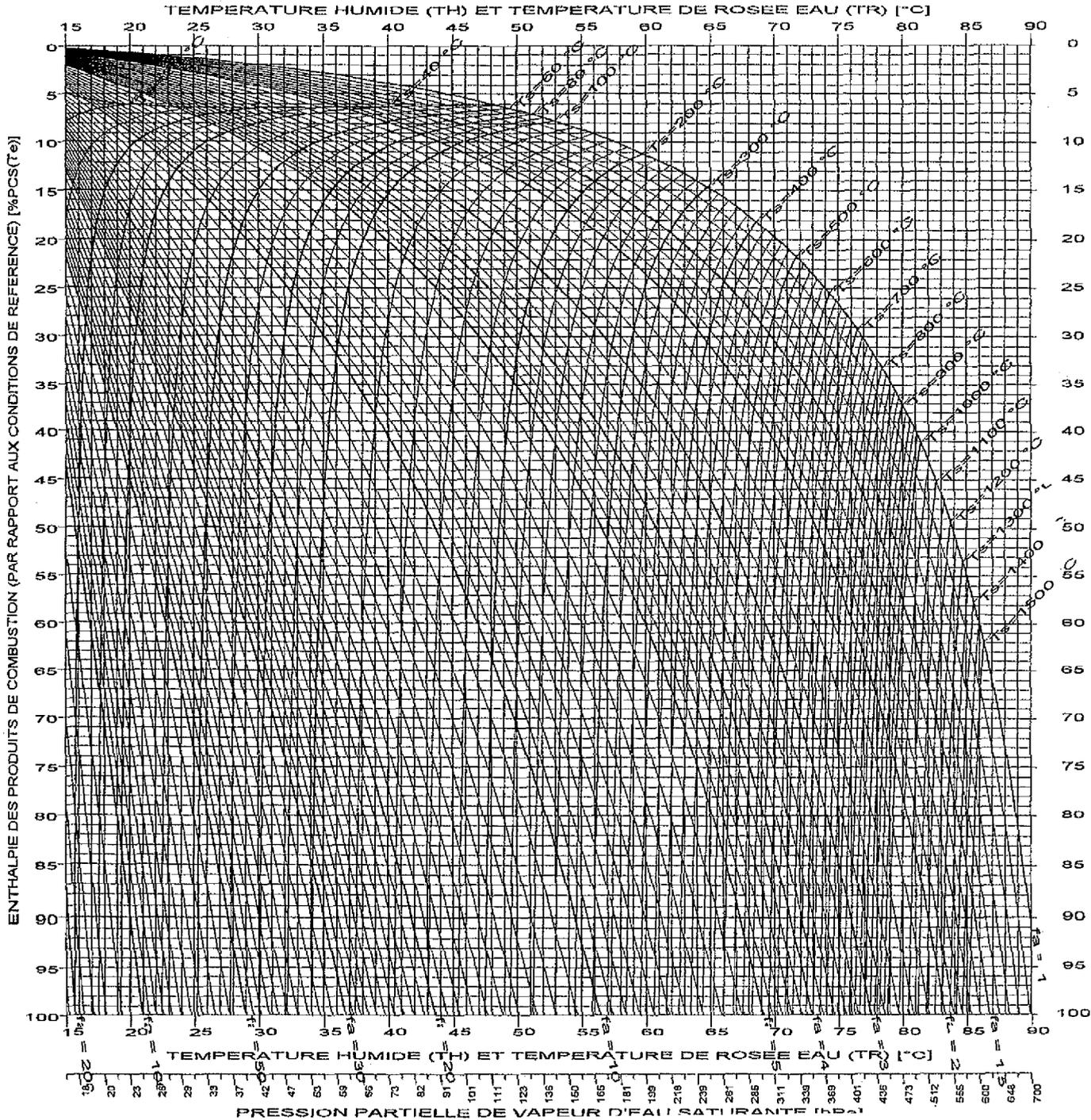
DIAGRAMMES HYGROMETRIQUES DE COMBUSTION (standard)

p.210 : **Méthane** : DHC-2D ($Q_{eadd} = -1$ à 14 moles d'eau/mole de combustible)
+ DHC complémentaire

p.221 : **Propane** : DHC-2D ($Q_{eadd} = 0$) + DHC complémentaire

p.223 : **Butane** : DHC-2D ($Q_{eadd} = 0$) + DHC complémentaire

p.225 : **Hydrogène** : DHC-2D ($Q_{eadd} = 0$) + DHC complémentaire



DHC-2D
 Type de combustible :
GAZ NATUREL

Ptgc = 1013.25 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE

Température (Te) = 15.00 °C

Hygrométrie du combustible :

PpH2Oce = 0.00 hPa

Ptce = 1013.25 hPa

Hygrométrie du comburant :

PpH2Oae = 8.00 hPa

Ptae = 1013.25 hPa

COMBUSTIBLE

Composition [% molaire sec] :

Méthane(CH4) : 100.00 %

PCS(Te) = 891.55 kJ/mole

O2 stoech. = 2.00 mol/mole

Hygr. réelle : PpH2Oc = 0.00 hPa

Ptc = 1013.25 hPa

COMBURANT

Composition [% molaire sec] :

Oxygène : 20.946 %

Azote : 78.102 %

Gaz rares : 0.919 %

Dioxyde de carbone : 0.033 %

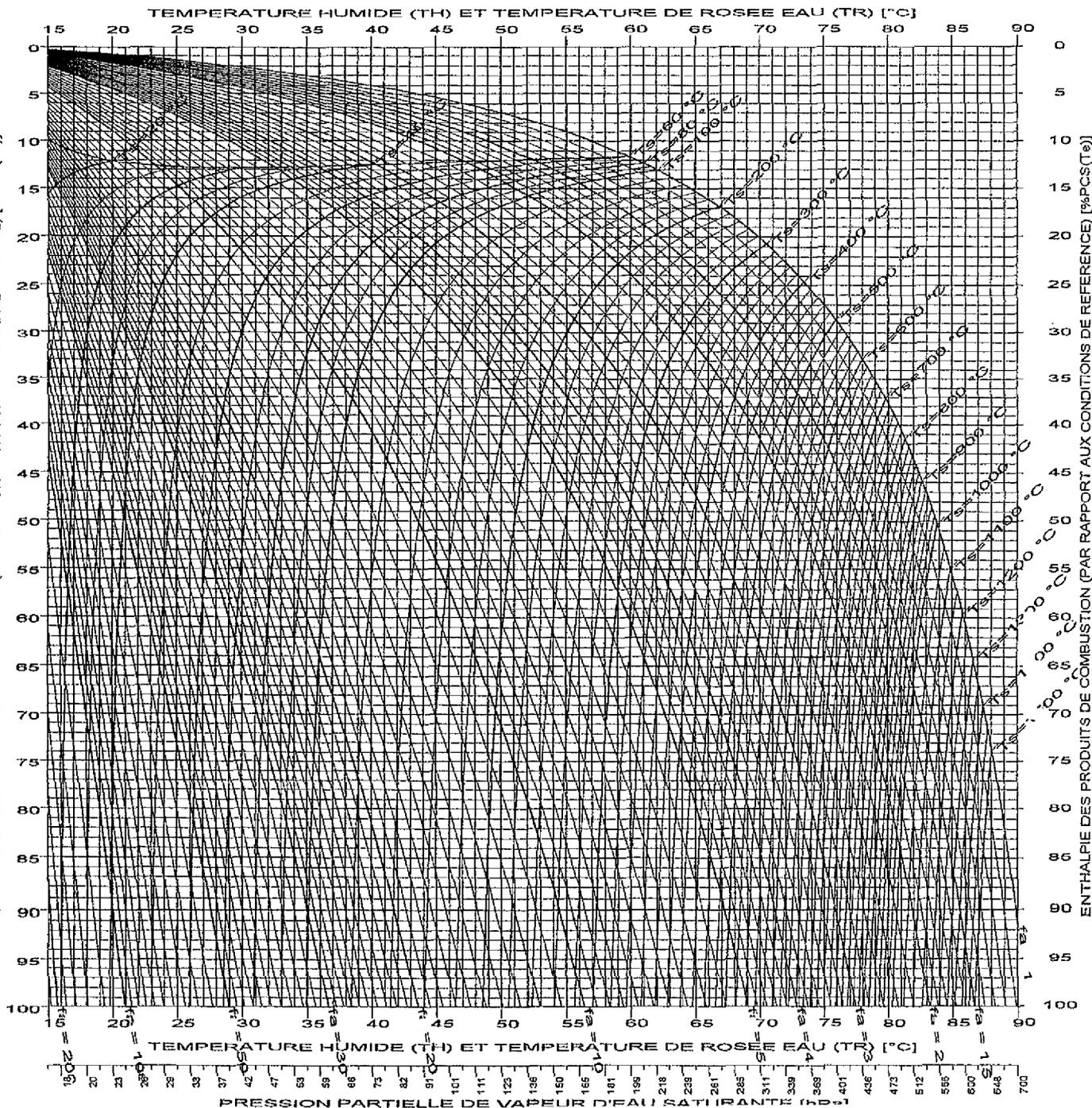
Hygr. réelle : PpH2Oa = 8.00 hPa

Pta = 1013.25 hPa

EAU ADDITIONNELLE

Qeadd = -1.000 mol/mole

ENTHALPIE DES PRODUITS DE COMBUSTION (PAR RAPPORT AUX CONDITIONS DE REFERENCE) [%PCS(Te)]



DHC-2D
 Type de combustible :
GAZ NATUREL

Ptgc = 1013.25 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE

Température (Te) = 15.00 °C
 Hygrométrie du combustible :
 PpH2Oce = 0.00 hPa
 Ptce = 1013.25 hPa
 Hygrométrie du comburant :
 PpH2Oae = 8.00 hPa
 Ptae = 1013.25 hPa

COMBUSTIBLE

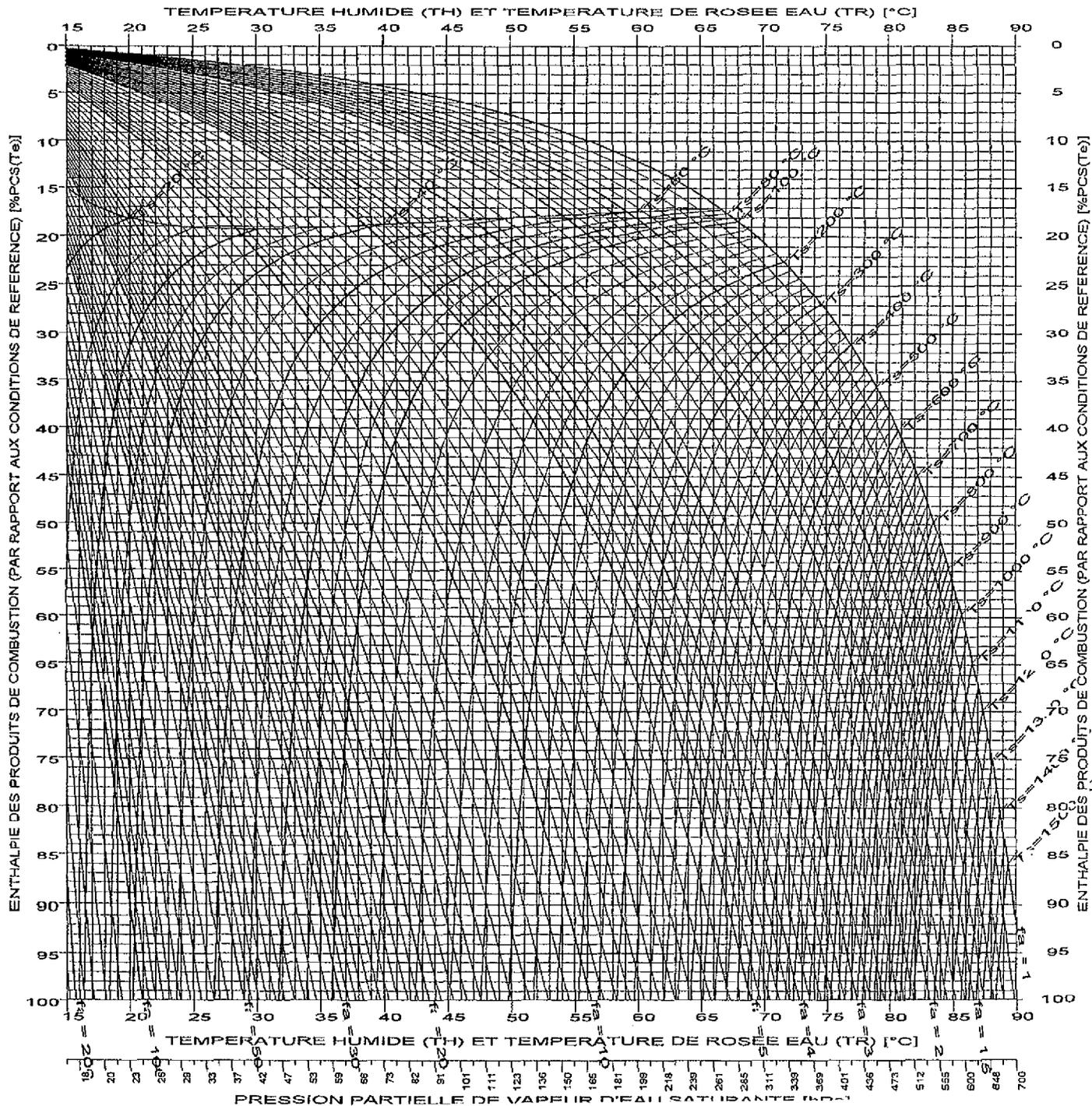
Composition [% molaire sec] :
 Méthane(CH4) : 100.00 %
 PCS(Te) = 891.55 kJ/molc
 O2 stoech. = 2.00 mol/molc
 Hygr. réelle : PpH2Oc = 0.00 hPa
 Ptc = 1013.25 hPa

COMBURANT

Composition [% molaire sec] :
 Oxygène : 20.946 %
 Azote : 78.102 %
 Gaz rares : 0.919 %
 Dioxyde de carbone : 0.033 %
 Hygr. réelle : PpH2Oae = 8.00 hPa
 Pta = 1013.25 hPa

EAU ADDITIONNELLE

Qeadd = 0.000 mol/molc



DHC-2D
 Type de combustible :
GAZ NATUREL

Ptgc = 1013.25 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE

Température (Te) = 15.00 °C
 Hygrométrie du combustible :
 PpH2Oce = 0.00 hPa
 Pfce = 1013.25 hPa
 Hygrométrie du comburant :
 PpH2Oae = 8.00 hPa
 Ptae = 1013.25 hPa

COMBUSTIBLE

Composition [% molaire sec] :
 Méthane(CH4) : 100.00 %
 PCS(Te) = 891.55 kJ/molc
 O2 stoech. = 2.00 mol/molc
 Hygr. réelle : PpH2Oc = 0.00 hPa
 Ptc = 1013.25 hPa

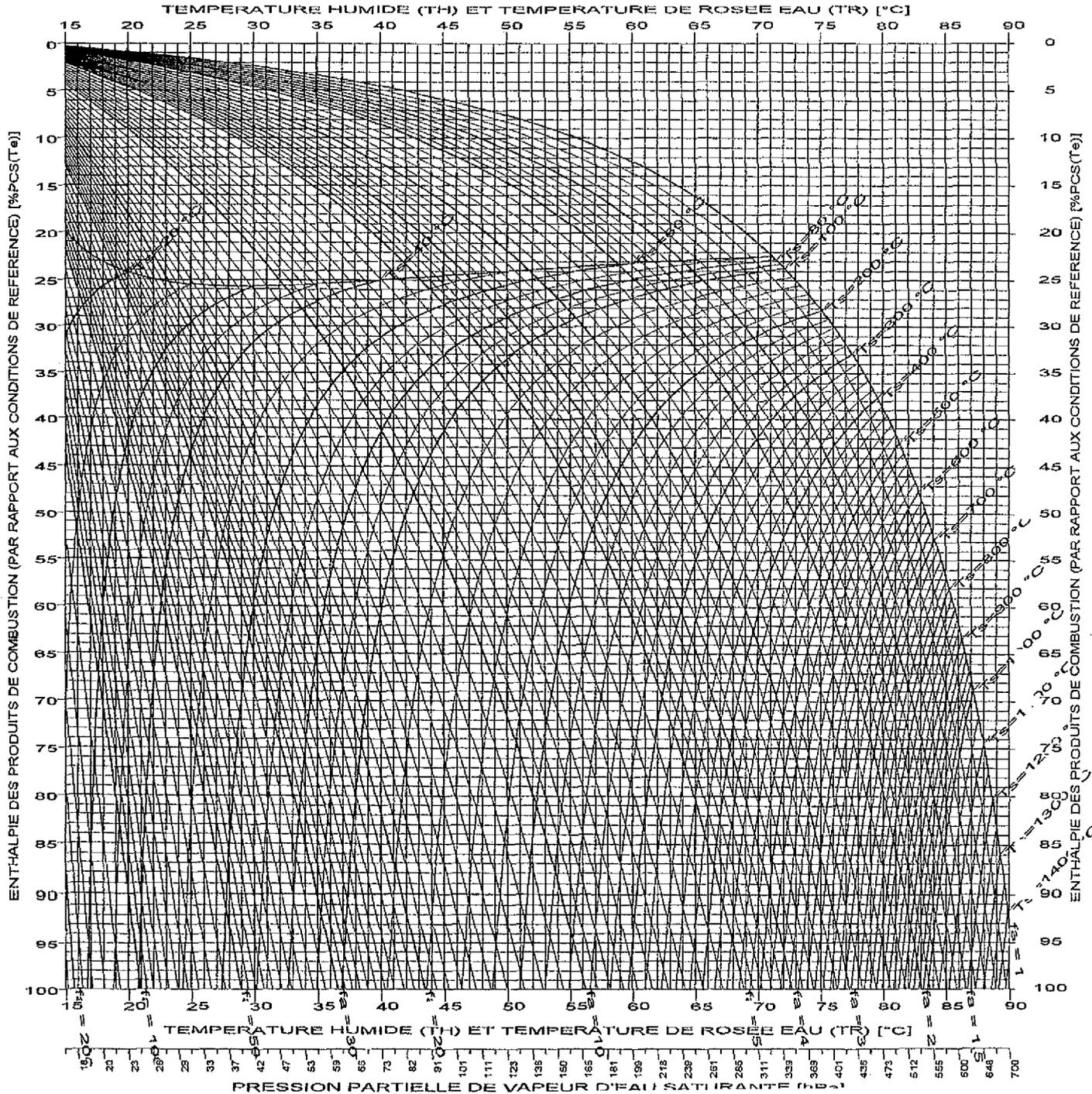
COMBURANT

Composition [% molaire sec] :
 Oxygène : 20.946 %
 Azote : 78.102 %
 Gaz rares : 0.919 %
 Dioxyde de carbone : 0.033 %
 Hygr. réelle : PpH2Oa = 8.00 hPa
 Pta = 1013.25 hPa

EAU ADDITIONNELLE

Qeadd = 1.000 mol/molc

ENTHALPIE DES PRODUITS DE COMBUSTION (PAR RAPPORT AUX CONDITIONS DE REFERENCE) [kJ/mol]



DHC-2D
 Type de combustible :
GAZ NATUREL

Ptgc = 1013.25 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE

Température (Te) = 15.00 °C
 Hygrométrie du combustible :
 PpH2Oce = 0.00 hPa
 Ptc = 1013.25 hPa
 Hygrométrie du comburant :
 PpH2Oae = 8.00 hPa
 Ptae = 1013.25 hPa

COMBUSTIBLE

Composition [% molaire sec] :
 Méthane(CH4) : 100.00 %
 PCS(Te) = 891.55 kJ/mole
 O2 stoech. = 2.00 mol/mole
 Hygr. réelle : PpH2Oc = 0.00 hPa
 Ptc = 1013.25 hPa

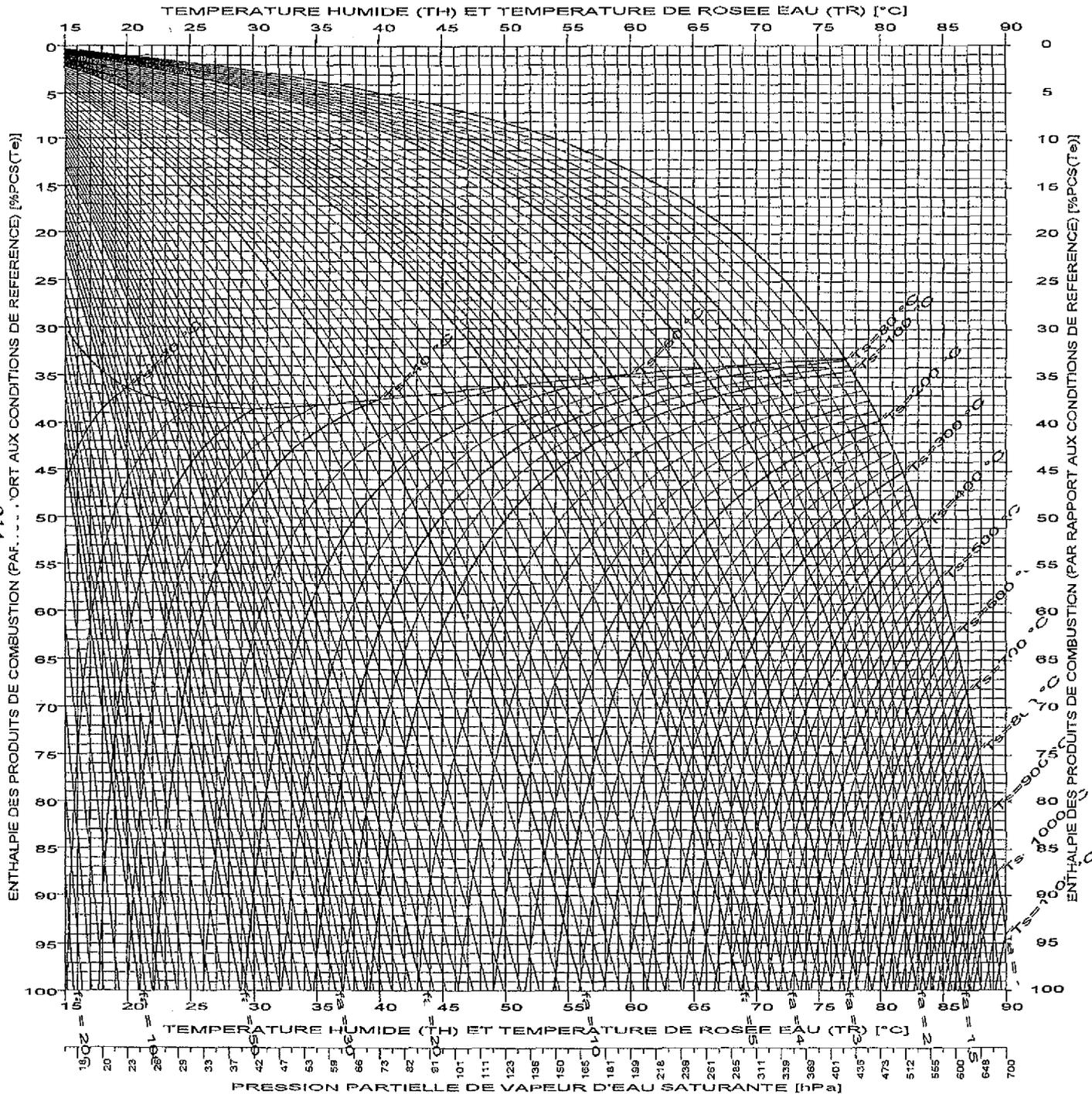
COMBURANT

Composition [% molaire sec] :
 Oxygène : 20.946 %
 Azote : 78.102 %
 Gaz rares : 0.919 %
 Dioxyde de carbone : 0.033 %
 Hygr. réelle : PpH2Oa = 8.00 hPa
 Pta = 1013.25 hPa

EAU ADDITIONNELLE

Qeadd = 2.000 mol/mole

ENTHALPIE DES PRODUITS DE COMBUSTION (PAR RAPPORT AUX CONDITIONS DE REFERENCE) [%PCS(Te)]



DHC-2D
 Type de combustible :
 GAZ NATUREL

Ptgc = 1013.25 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE

Température (Te) = 15.00 °C
 Hygrométrie du combustible :
 PpH2Oce = 0.00 hPa
 Ptce = 1013.25 hPa
 Hygrométrie du comburant :
 PpH2Oae = 8.00 hPa
 Ptae = 1013.25 hPa

COMBUSTIBLE

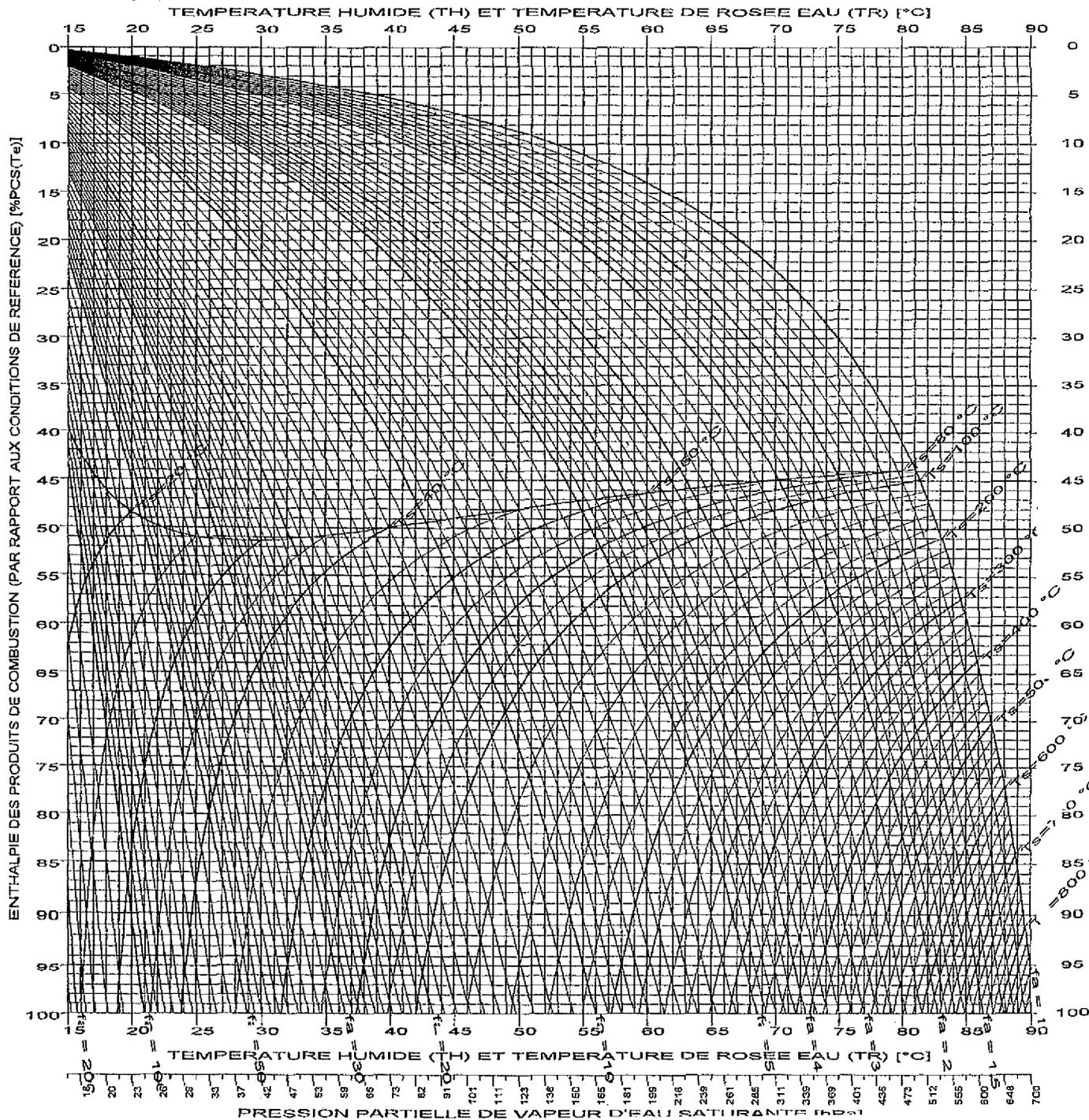
Composition [% molaire sec] :
 Méthane(CH4) : 100.00 %
 PCS(Te) = 891.55 kJ/molc
 O2 stoech. = 2.00 mol/molc
 Hygr. réelle : PpH2Oc = 0.00 hPa
 Ptc = 1013.25 hPa

COMBURANT

Composition [% molaire sec] :
 Oxygène : 20.946 %
 Azote : 78.102 %
 Gaz rares : 0.919 %
 Dioxyde de carbone : 0.033 %
 Hygr. réelle : PpH2Oae = 8.00 hPa
 Pta = 1013.25 hPa

EAU ADDITIONNELLE

Qeadd = 4.000 mol/molc



DHC-2D
 Type de combustible :
 GAZ NATUREL

Ptgc = 1013.25 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE

Température (Te) = 15.00 °C
 Hygrométrie du combustible :
 PpH2Oce = 0.00 hPa
 Ptce = 1013.25 hPa
 Hygrométrie du comburant :
 PpH2Oae = 8.00 hPa
 Ptae = 1013.25 hPa

COMBUSTIBLE

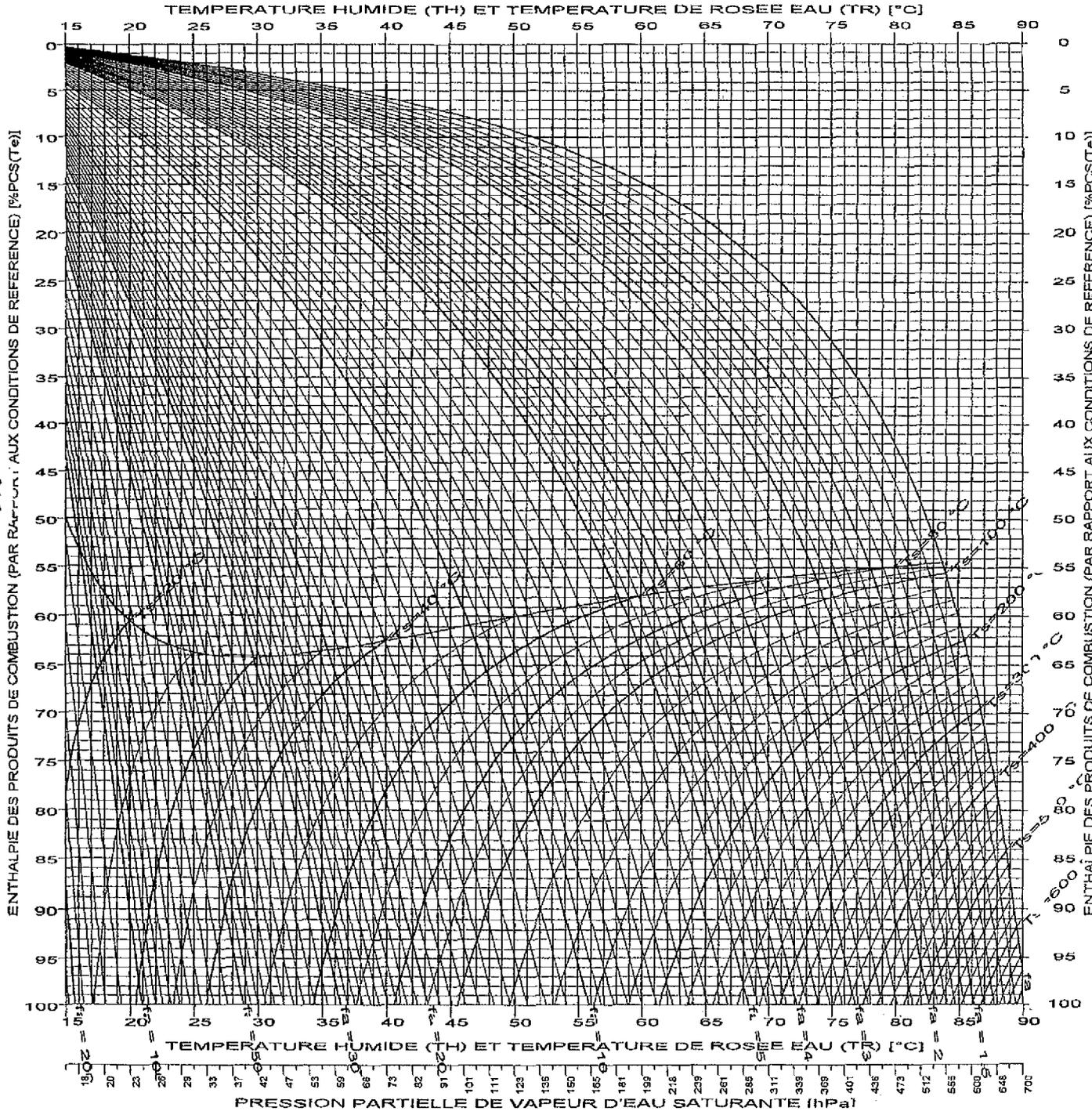
Composition [% molaire sec] :
 Méthane(CH4) : 100.00 %
 PCS(Te) = 891.55 kJ/molc
 O2 stoech. = 2.00 mol/molc
 Hygr. réelle : PpH2Oc = 0.00 hPa
 Ptc = 1013.25 hPa

COMBURANT

Composition [% molaire sec] :
 Oxygène : 20.946 %
 Azote : 78.102 %
 Gaz rares : 0.919 %
 Dioxyde de carbone : 0.033 %
 Hygr. réelle : PpH2Oae = 8.00 hPa
 Pta = 1013.25 hPa

EAU ADDITIONNELLE

Qeadd = 6.000 mol/molc



DHC-2D
 Type de combustible :
 GAZ NATUREL

Ptgc = 1013.25 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE

Température (Te) = 15.00 °C

Hygrométrie du combustible :

PpH2Oce = 0.00 hPa

Ptce = 1013.25 hPa

Hygrométrie du comburant :

PpH2Oae = 8.00 hPa

Ptae = 1013.25 hPa

COMBUSTIBLE

Composition [% molaire sec] :

Méthane(CH4) : 100.00 %

PCS(Te) = 891.55 kJ/molc

O2 stoech. = 2.00 mol/molc

Hygr. réelle : PpH2Oc = 0.00 hPa

Ptc = 1013.25 hPa

COMBURANT

Composition [% molaire sec] :

Oxygène : 20.946 %

Azote : 78.102 %

Gaz rares : 0.919 %

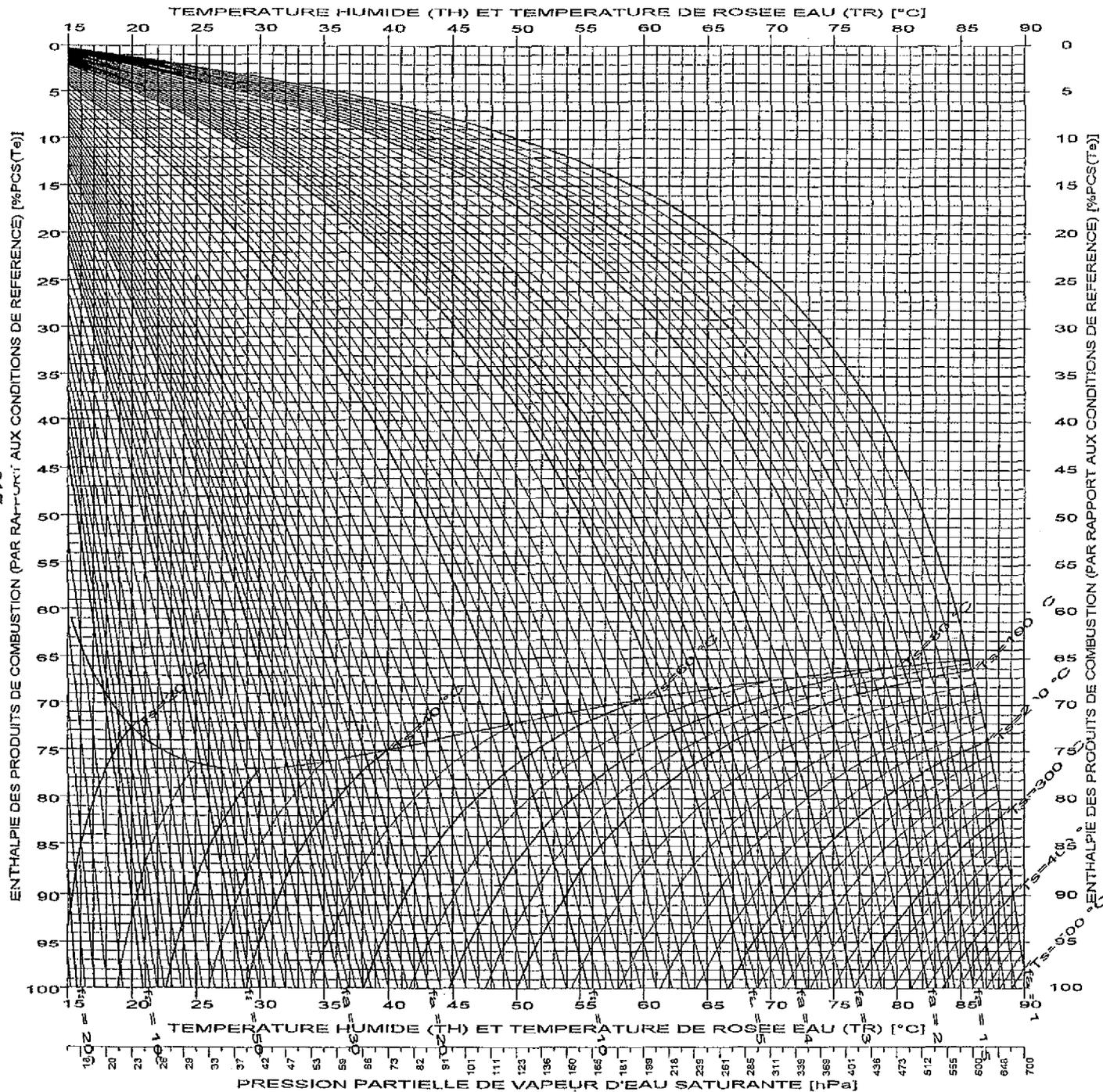
Dioxyde de carbone : 0.033 %

Hygr. réelle : PpH2Oa = 8.00 hPa

Pta = 1013.25 hPa

EAU ADDITIONNELLE

Qeadd = 8.000 mol/molc



DHC-2D

Type de combustible :
GAZ NATUREL

Ptgc = 1013.25 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE

Température (Te) = 15.00 °C

Hygrométrie du combustible :

PpH2Oce = 0.00 hPa

Ptce = 1013.25 hPa

Hygrométrie du comburant :

PpH2Oae = 8.00 hPa

Ptae = 1013.25 hPa

COMBUSTIBLE

Composition [% molaire sec] :

Méthane(CH4) : 100.00 %

PCS(Te) = 891.55 kJ/molc

O2 stoech. = 2.00 mol/molc

Hygr. réelle : PpH2Oce = 0.00 hPa

Ptc = 1013.25 hPa

COMBURANT

Composition [% molaire sec] :

Oxygène : 20.946 %

Azote : 78.102 %

Gaz rares : 0.919 %

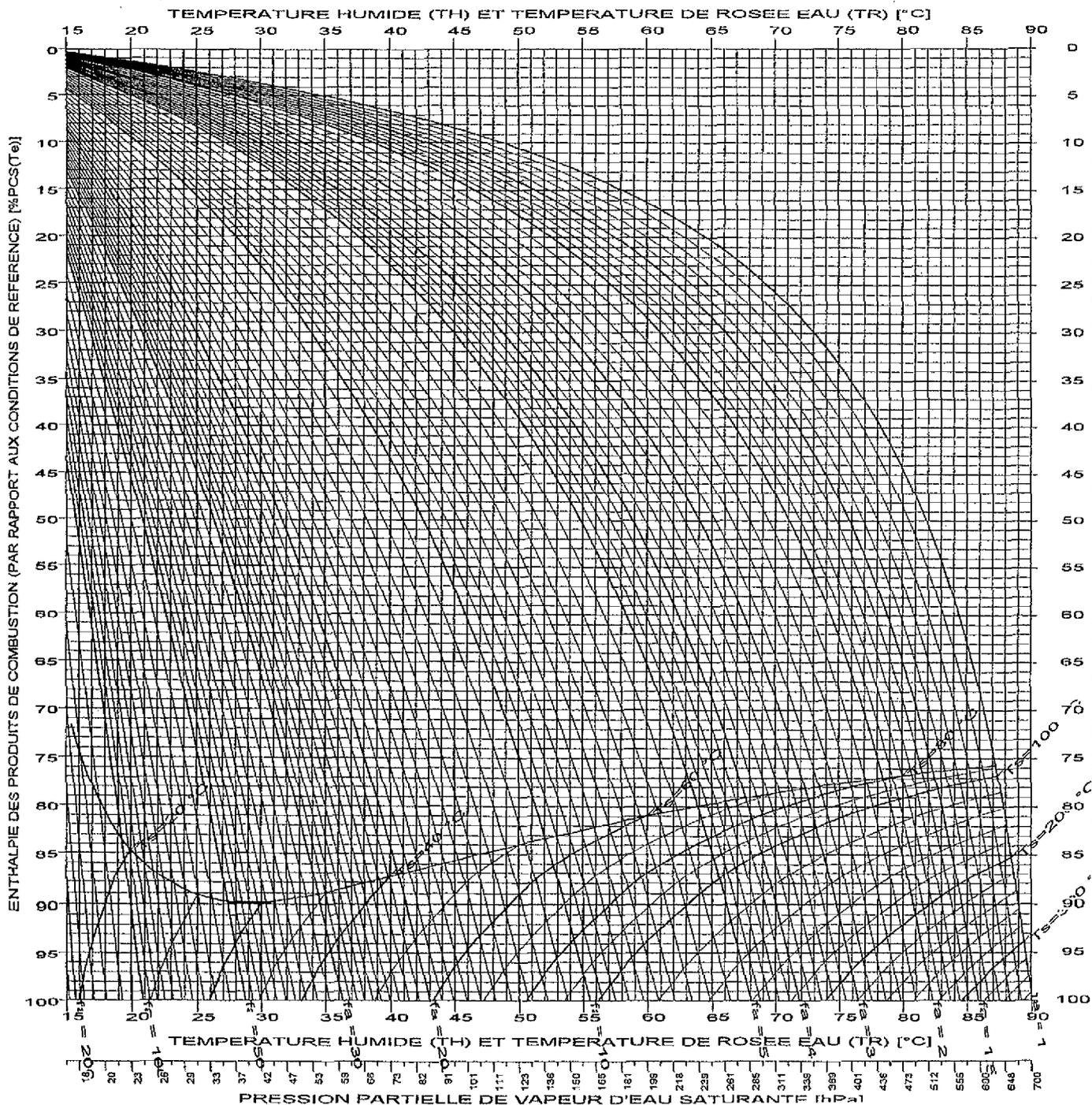
Dioxyde de carbone : 0.033 %

Hygr. réelle : PpH2Oae = 8.00 hPa

Pta = 1013.25 hPa

EAU ADDITIONNELLE

Qeadd = 10.000 mol/molc



DHC-2D

Type de combustible :
GAZ NATUREL

Ptgc = 1013.25 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE

Température (Te) = 15.00 °C

Hygrométrie du combustible :

PpH2Oce = 0.00 hPa

Ptce = 1013.25 hPa

Hygrométrie du comburant :

PpH2Oae = 8.00 hPa

Ptae = 1013.25 hPa

COMBUSTIBLE

Composition [% molaire sec] :

Méthane(CH4) : 100.00 %

PCS(Te) = 891.55 kJ/mole

O2 stoech. = 2.00 mol/mole

Hygr. réelle : PpH2Oc = 0.00 hPa

Ptc = 1013.25 hPa

COMBURANT

Composition [% molaire sec] :

Oxygène : 20.946 %

Azote : 78.102 %

Gaz rares : 0.919 %

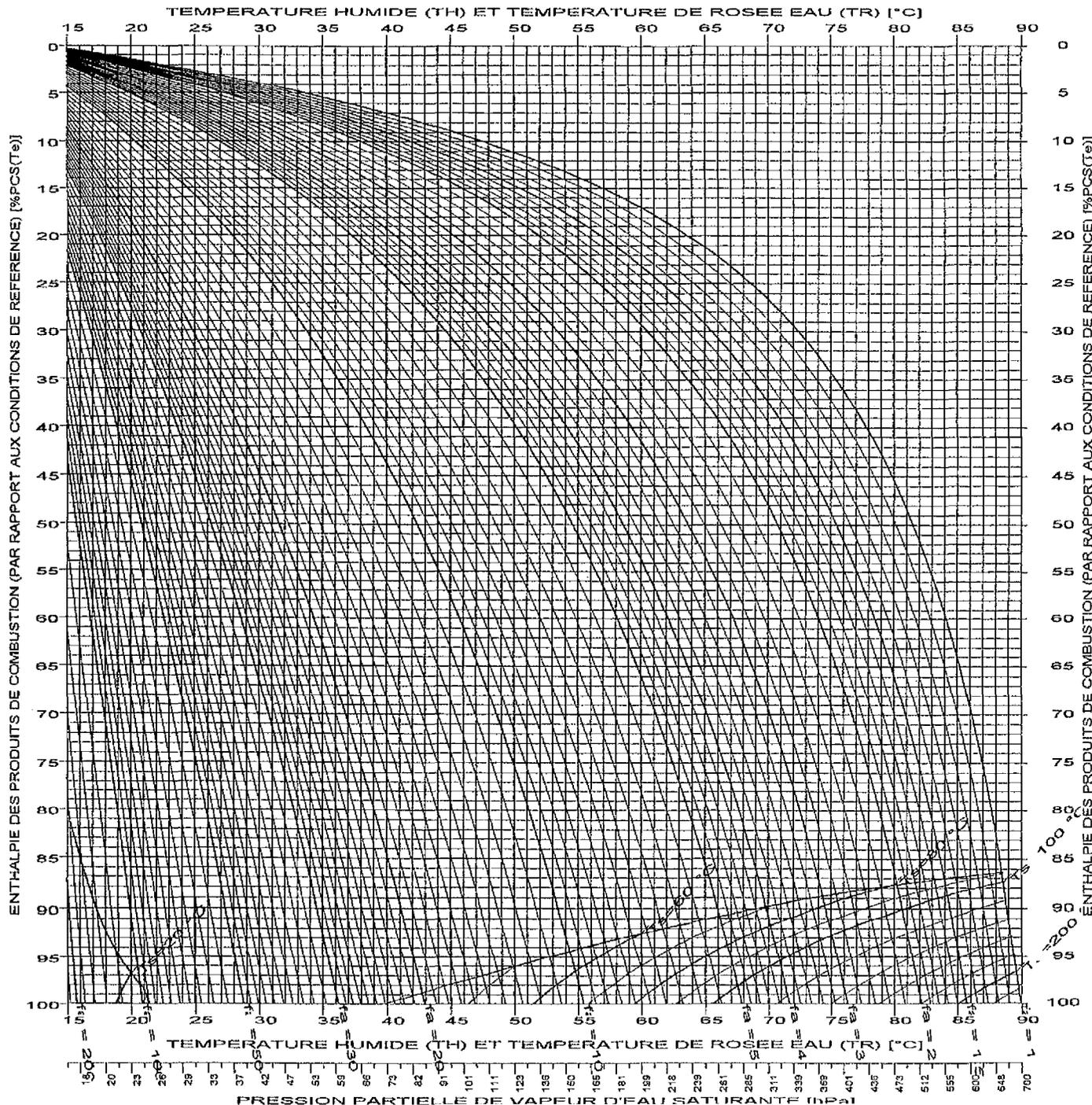
Dioxyde de carbone : 0.033 %

Hygr. réelle : PpH2Oa = 8.00 hPa

Pta = 1013.25 hPa

EAU ADDITIONNELLE

Qeadd = 12.000 mol/mole



DHC-2D
 Type de combustible :
GAZ NATUREL

Ptgc = 1013.25 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE

Température (Te) = 15.00 °C

Hygrométrie du combustible :

PpH2Oce = 0.00 hPa

Ptce = 1013.25 hPa

Hygrométrie du comburant :

PpH2Oae = 8.00 hPa

Plae = 1013.25 hPa

COMBUSTIBLE

Composition [% molaire sec] :

Méthane(CH4) : 100.00 %

PCS(Te) = 891.55 kJ/molc

O2 stoech. = 2.00 mol/molc

Hygr. réelle : PpH2Oc = 0.00 hPa

Ptc = 1013.25 hPa

COMBURANT

Composition [% molaire sec] :

Oxygène : 20.946 %

Azote : 78.102 %

Gaz rares : 0.919 %

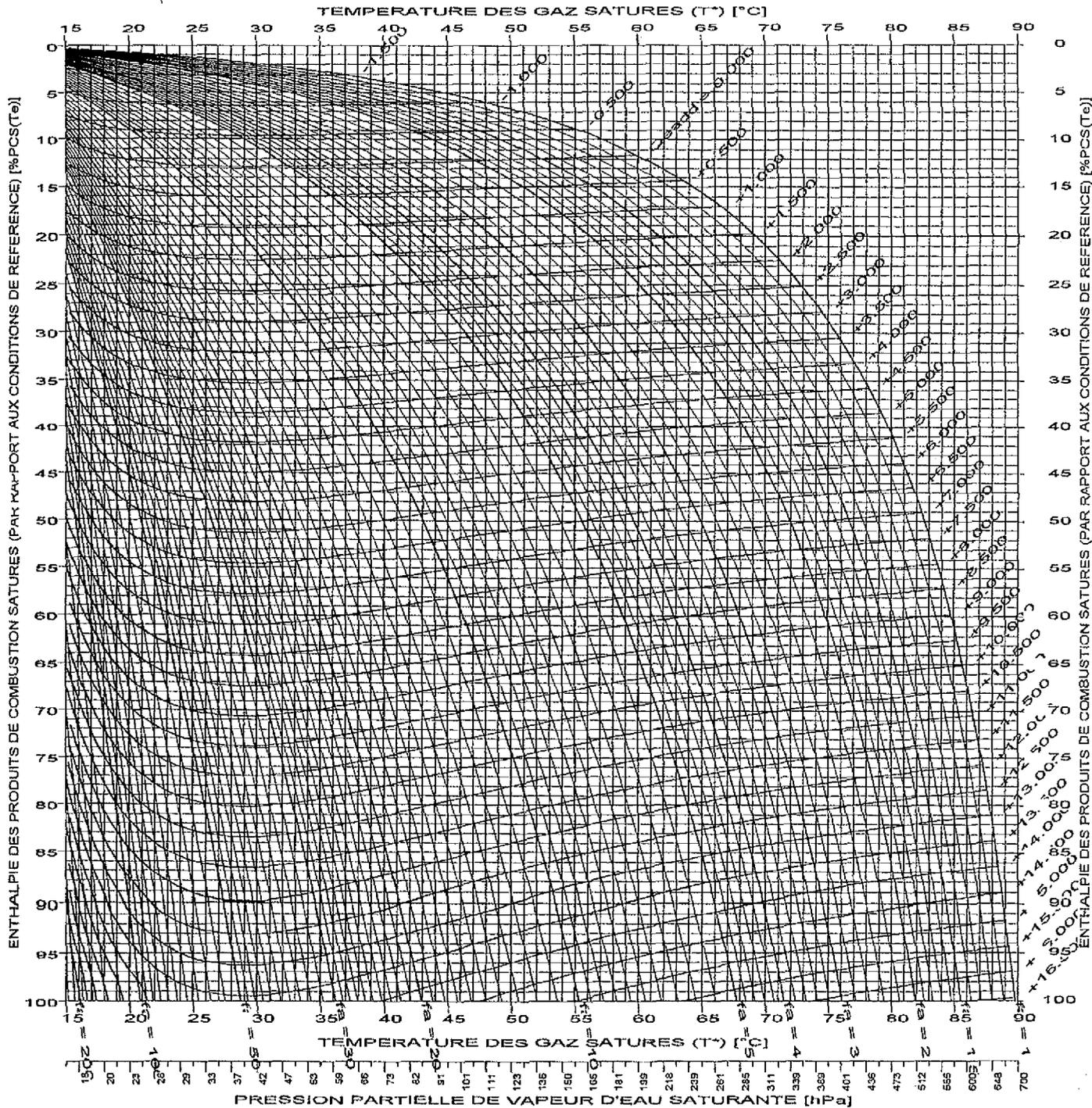
Dioxyde de carbone : 0.033 %

Hygr. réelle : PpH2Oa = 8.00 hPa

Pta = 1013.25 hPa

EAU ADDITIONNELLE

Qeadd = 14.000 mol/molc



DHC-Complémentaire
 Type de combustible :
 GAZ NATUREL

Ptgc = 1013.25 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE

Température (Te) = 15.00 °C

Hygrométrie du combustible :

PpH2Oce = 0.00 hPa

Ptce = 1013.25 hPa

Hygrométrie du comburant :

PpH2Oae = 8.00 hPa

Ptae = 1013.25 hPa

COMBUSTIBLE

Composition [% molaire sec] :

Méthane(CH4) : 100.00 %

PCS(Te) = 891.55 kJ/mole

O2 stoech. = 2.00 mol/mole

Hygr. réelle : PpH2Oc = 0.00 hPa

Ptc = 1013.25 hPa

COMBURANT

Composition [% molaire sec] :

Oxygène : 20.946 %

Azote : 78.102 %

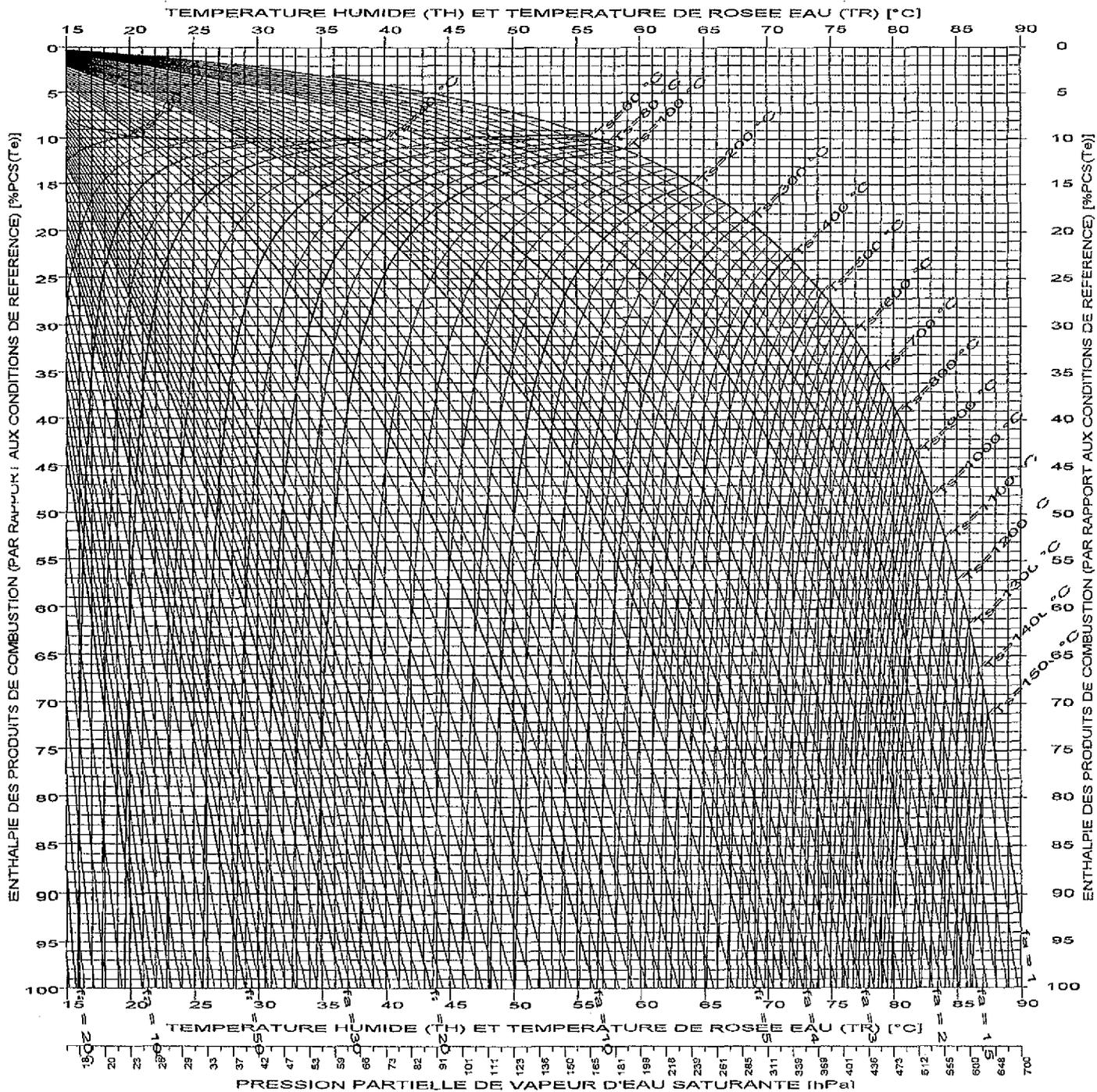
Gaz rares : 0.919 %

Dioxyde de carbone : 0.033 %

Hygr. réelle : PpH2Oa = 8.00 hPa

Pta = 1013.25 hPa

Qeadd en mol/mol c



DHC-2D
 Type de combustible :
 G.P.L.

P_{tc} = 1013.25 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE

Température (T_e) = 15.00 °C
 Hygrométrie du combustible :
 P_{pH₂Oce} = 0.00 hPa
 P_{tce} = 1013.25 hPa
 Hygrométrie du comburant :
 P_{pH₂Oae} = 8.00 hPa
 P_{tae} = 1013.25 hPa

COMBUSTIBLE

Composition [% molaire sec] :
 Propane(C₃H₈) : 100.00 %
 PCS(T_e) = 2221.07 kJ/mole
 O₂ stoech. = 5.00 mol/mole
 Hygr. réelle : P_{pH₂Oc} = 0.00 hPa
 P_{tc} = 1013.25 hPa

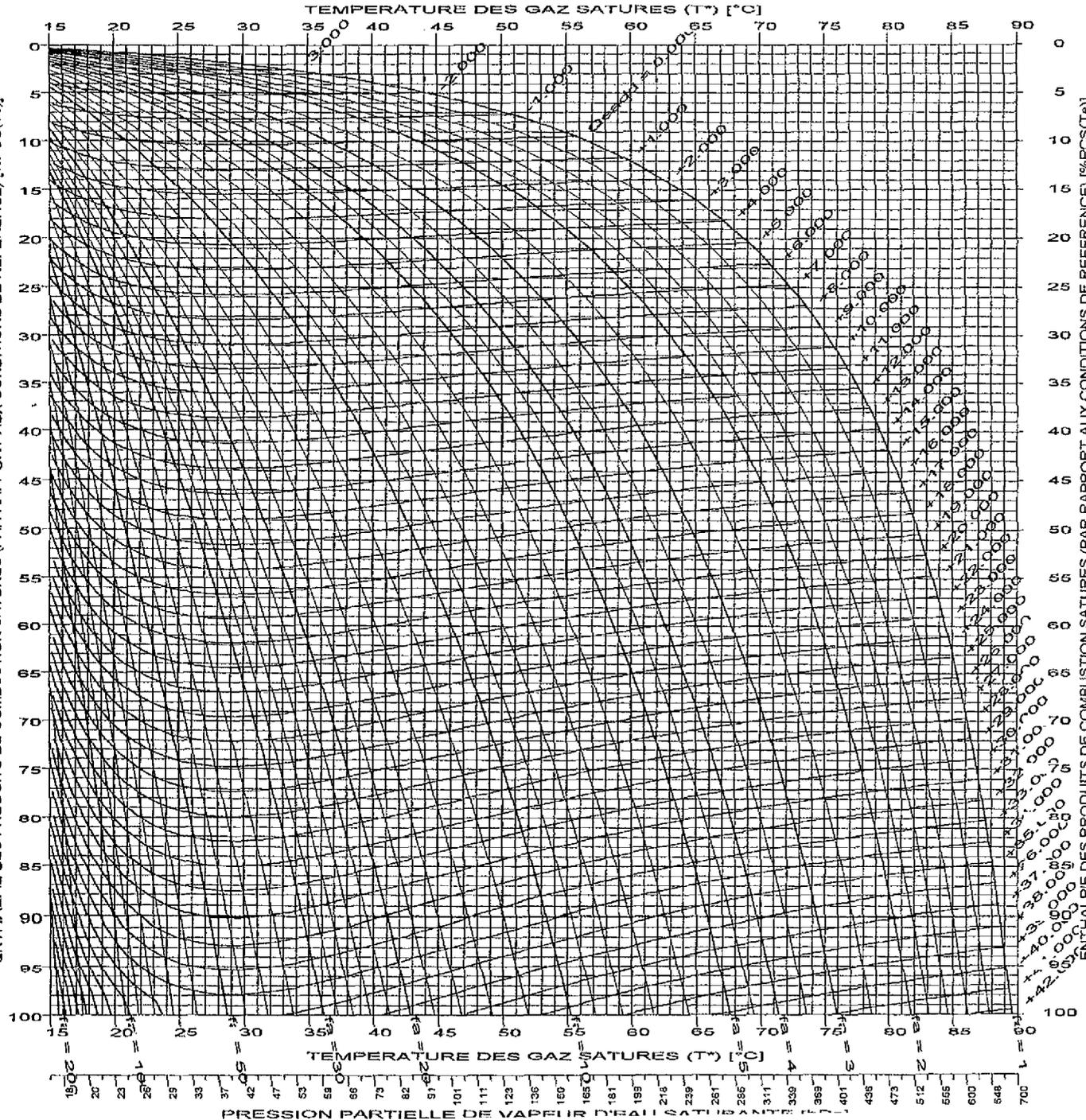
COMBURANT

Composition [% molaire sec] :
 Oxygène : 20.946 %
 Azote : 78.102 %
 Gaz rares : 0.919 %
 Dioxyde de carbone : 0.033 %
 Hygr. réelle : P_{pH₂Oa} = 8.00 hPa
 P_{ta} = 1013.25 hPa

EAU ADDITIONNELLE

Q_{eadd} = 0.000 mol/mole

ENTHALPIE DES PRODUITS DE COMBUSTION SATURES (PAR RAPPORT AUX CONDITIONS DE REFERENCE) [%PCS(Te)]



PRESSION PARTIELLE DE VAPEUR D'EAU SATURÉE (PAR RAPPORT AUX CONDITIONS DE REFERENCE) [%P_{H2O}(T_e)]

DHC-Complémentaire
 Type de combustible :
 G.P.L.

Ptgc = 1013.25 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE

Température (T_e) = 15.00 °C
 Hygrométrie du combustible :
 PpH₂O_{ca} = 0.00 hPa
 P_{tce} = 1013.25 hPa
 Hygrométrie du comburant :
 PpH₂O_{ae} = 8.00 hPa
 P_{tae} = 1013.25 hPa

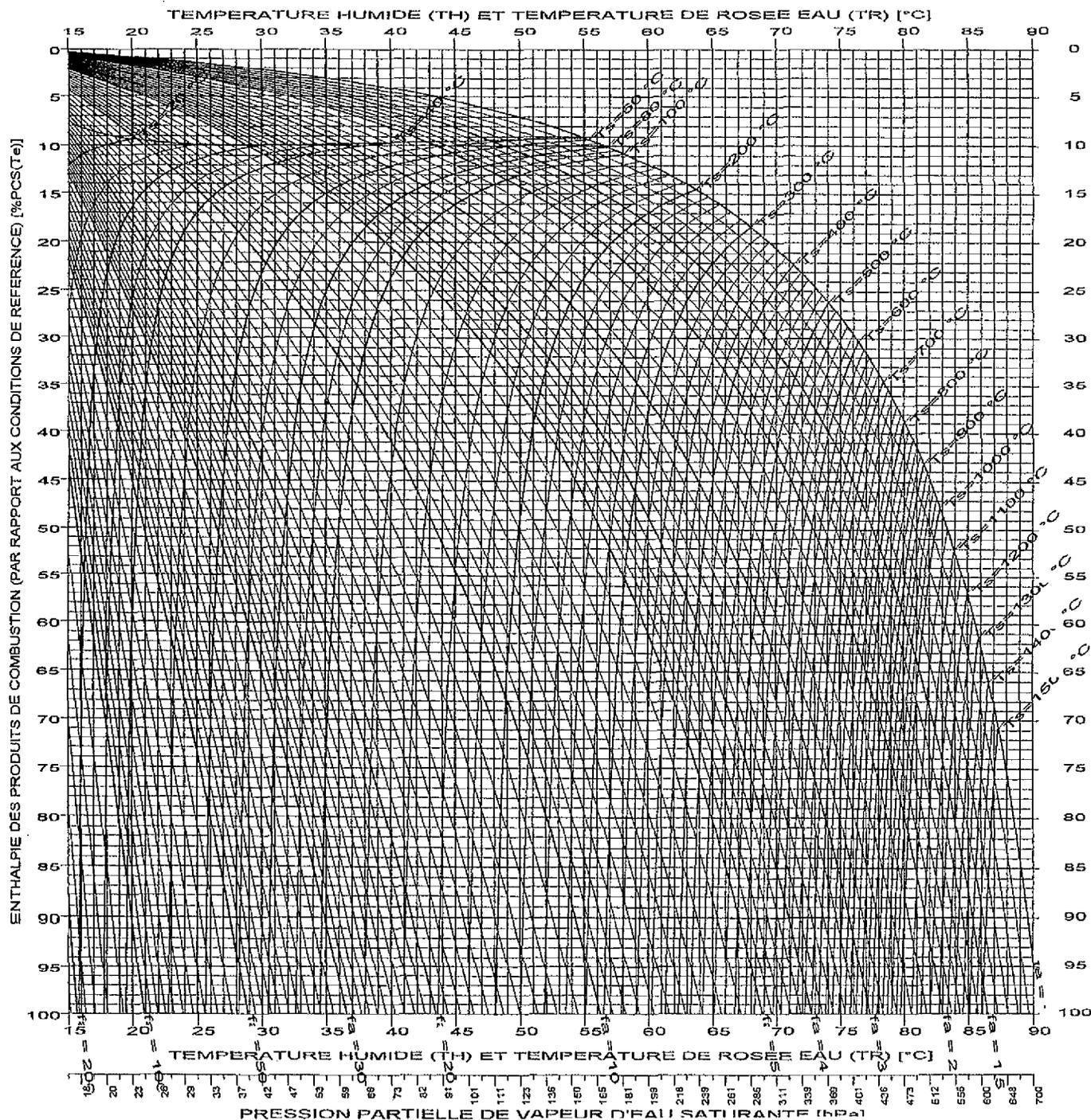
COMBUSTIBLE

Composition [% molaire sec] :
 Propane(C₃H₈) : 100.00 %
 PCS(T_e) = 2221.07 kJ/molec
 O₂ stoech. = 5.00 mol/molec
 Hygr. réelle : PpH₂O_c = 0.00 hPa
 P_{tc} = 1013.25 hPa

COMBURANT

Composition [% molaire sec] :
 Oxygène : 20.946 %
 Azote : 78.102 %
 Gaz rares : 0.919 %
 Dioxyde de carbone : 0.033 %
 Hygr. réelle : PpH₂O_a = 8.00 hPa
 P_{ta} = 1013.25 hPa

Q_{eadd} en mol/molec



DHC-2D
 Type de combustible :
 G.P.L.

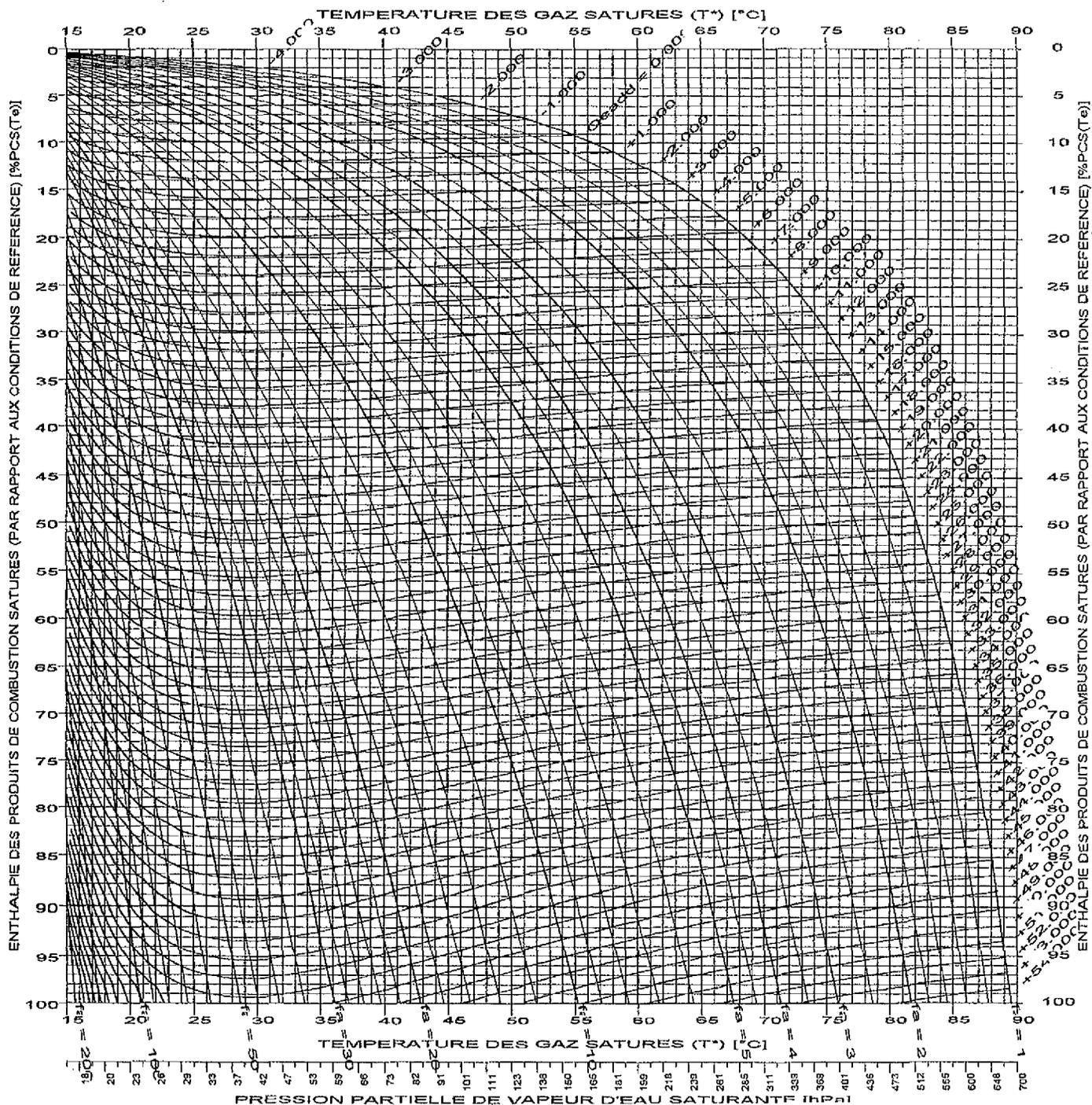
P_{tc} = 1013.25 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE
 Température (T_e) = 15.00 °C
 Hygrométrie du combustible :
 P_{pH₂O_c} = 0.00 hPa
 P_{tce} = 1013.25 hPa
 Hygrométrie du comburant :
 P_{pH₂O_a} = 8.00 hPa
 P_{tae} = 1013.25 hPa

COMBUSTIBLE
 Composition [% molaire sec] :
 n-Butane(C₄H₁₀) : 100.00 %
 PCS(T_e) = 2880.20 kJ/mole
 O₂ stoech. = 6.50 mol/mole
 Hygr. réelle : P_{pH₂O_c} = 0.00 hPa
 P_{tc} = 1013.25 hPa

COMBURANT
 Composition [% molaire sec] :
 Oxygène : 20.946 %
 Azote : 78.102 %
 Gaz rares : 0.919 %
 Dioxyde de carbone : 0.033 %
 Hygr. réelle : P_{pH₂O_a} = 8.00 hPa
 P_{ta} = 1013.25 hPa

EAU ADDITIONNELLE
 Q_{eadd} = 0.000 mol/mole



DHC-Complémentaire
 Type de combustible :
 G.P.L.

Ptgc = 1013.25 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE

Température (Te) = 15.00 °C
 Hygrométrie du combustible :
 PpH2Oce = 0.00 hPa
 Ptce = 1013.25 hPa
 Hygrométrie du comburant :
 PpH2Oae = 8.00 hPa
 Ptae = 1013.25 hPa

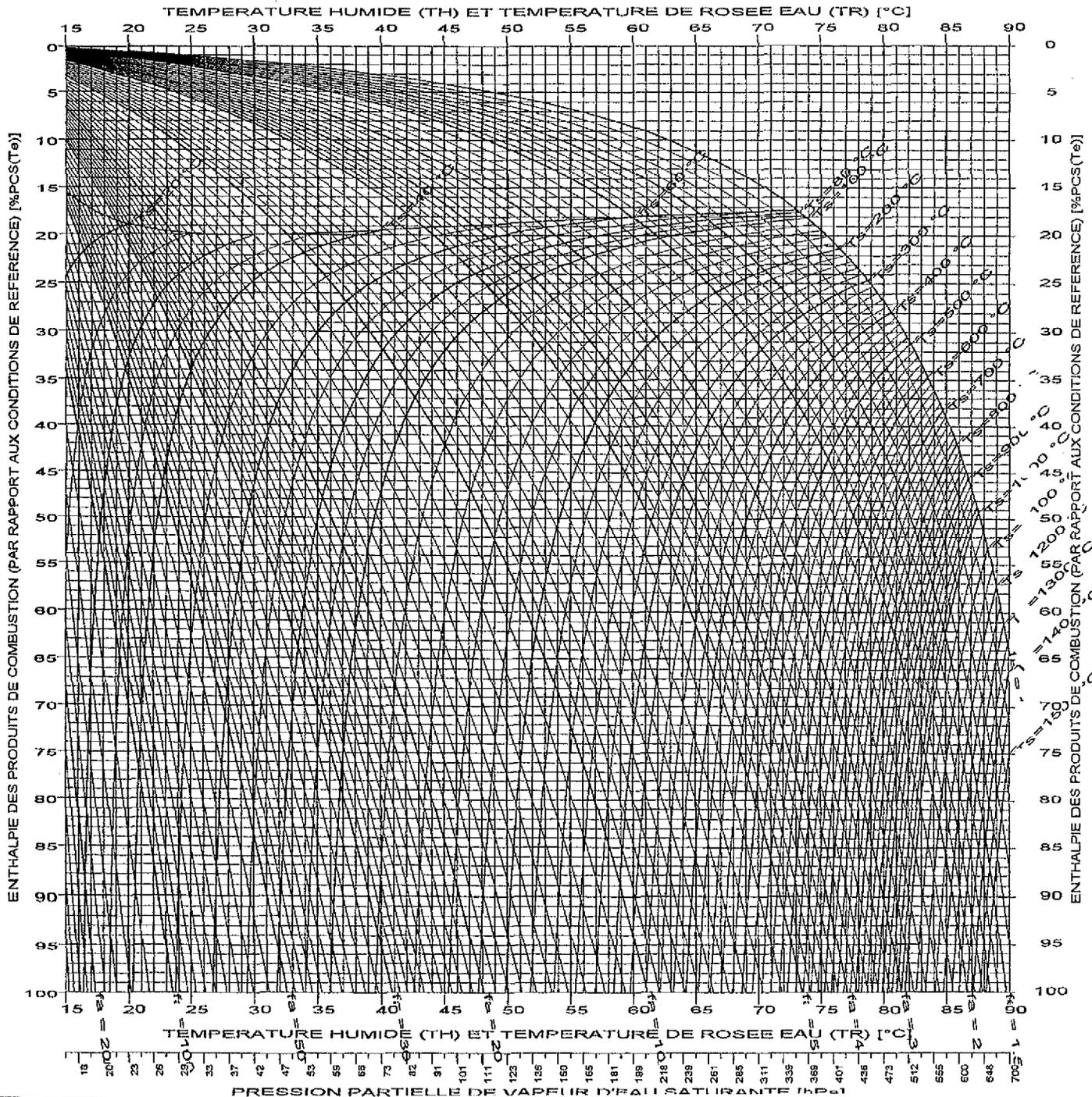
COMBUSTIBLE

Composition [% molaire sec] :
 n-Butane(C4H10) : 100.00 %
 PCS(Te) = 2880.20 kJ/molc
 O2 stoech. = 6.50 mol/molc
 Hygr. réelle : PpH2Oc = 0.00 hPa
 Ptc = 1013.25 hPa

COMBURANT

Composition [% molaire sec] :
 Oxygène : 20.946 %
 Azote : 78.102 %
 Gaz rares : 0.919 %
 Dioxyde de carbone : 0.033 %
 Hygr. réelle : PpH2Oa = 8.00 hPa
 Pta = 1013.25 hPa

Qeadd en mol/mol c



DHC-2D
 Type de combustible :
 GAZ MANUFACTURE

Ptgc = 1013.25 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE

Température (Te) = 15.00 °C

Hygrométrie du combustible :

PpH2Oce = 0.00 hPa

Ptce = 1013.25 hPa

Hygrométrie du comburant :

PpH2Oae = 8.00 hPa

Ptae = 1013.25 hPa

COMBUSTIBLE

Composition [% molaire sec] :

Hydrogène(H2) : 100.00 %

PCS(Te) = 286.13 kJ/molc

O2 stoech. = 0.50 mol/molc

Hygr. réelle : PpH2Oc = 0.00 hPa

Ptc = 1013.25 hPa

COMBURANT

Composition [% molaire sec] :

Oxygène : 20.946 %

Azote : 78.102 %

Gaz rares : 0.919 %

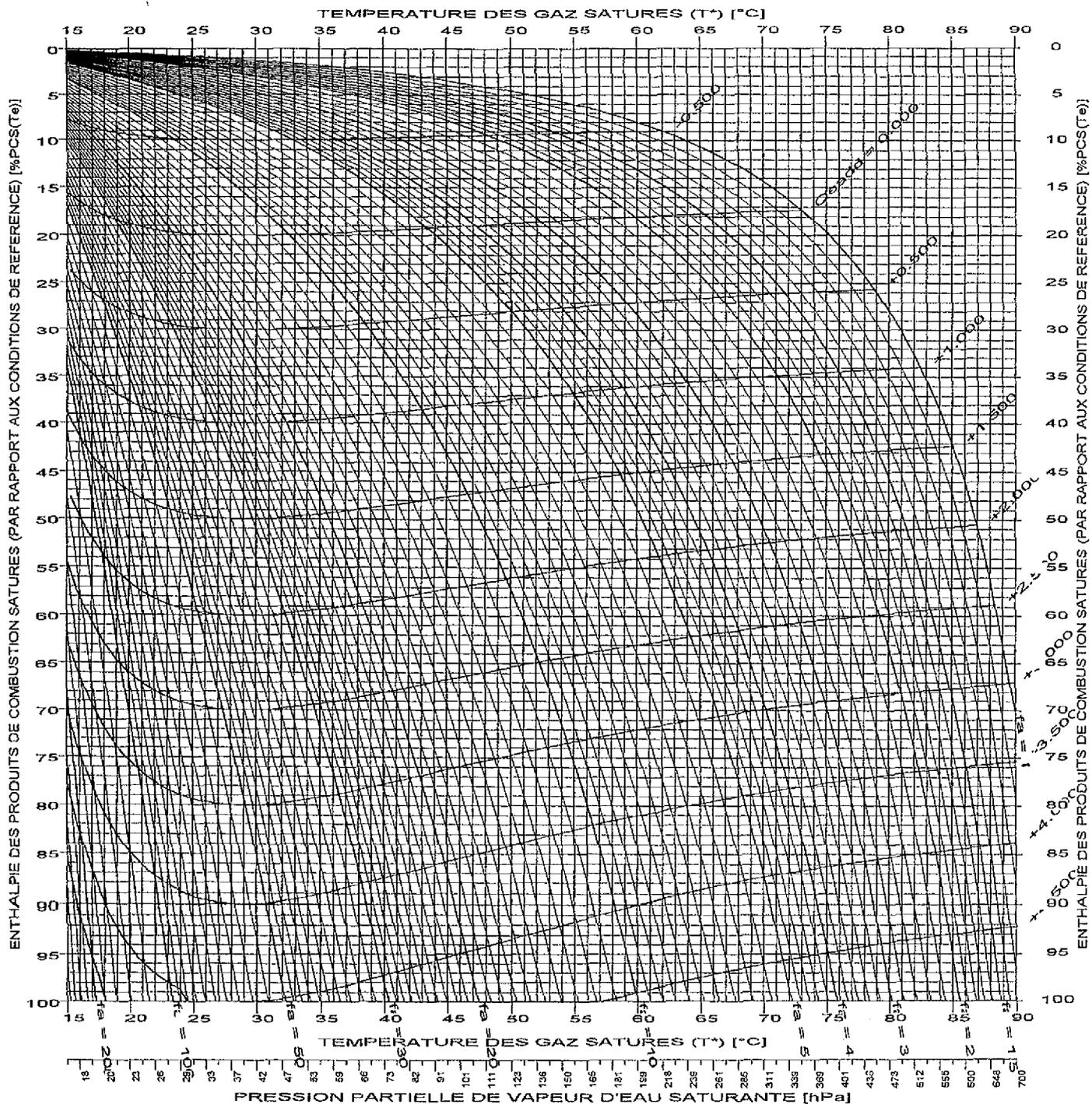
Dioxyde de carbone : 0.033 %

Hygr. réelle : PpH2Oa = 8.00 hPa

Pta = 1013.25 hPa

EAU ADDITIONNELLE

Qeadd = 0.000 mol/molc



DHC-Complémentaire
 Type de combustible :
 GAZ MANUFACTURE

Ptgc = 1013.25 hPa

CONDITIONS DE REFERENCE

Température (Te) = 15.00 °C
 Hygrométrie du combustible :
 PpH2Oce = 0.00 hPa
 Ptce = 1013.25 hPa
 Hygrométrie du comburant :
 PpH2Oae = 8.00 hPa
 Ptae = 1013.25 hPa

COMBUSTIBLE

Composition [% molaire sec] :
 Hydrogène(H2) : 100.00 %
 PCS(Te) = 286.13 kJ/molc
 O2 stoech. = 0.50 mol/molc
 Hygr. réelle : PpH2Oc = 0.00 hPa
 Ptc = 1013.25 hPa

COMBURANT

Composition [% molaire sec] :
 Oxygène : 20.946 %
 Azote : 78.102 %
 Gaz rares : 0.919 %
 Dioxyde de carbone : 0.033 %
 Hygr. réelle : PpH2Oae = 8.00 hPa
 Pta = 1013.25 hPa

Qeadd en mol/mol c

Résumé (version longue)

Pendant de nombreuses années, l'eau a été utilisée comme additif pour améliorer la combustion, la puissance des machines, voire comme antidétonant puis, plus récemment, comme inerte permettant la réduction de la formation des oxydes d'azote. Aujourd'hui le défi à relever concerne l'économie de la ressource rare qu'est l'énergie fossile et plus encore, la protection de l'environnement.

Avec la combustion humide, les performances des turbines à gaz terrestres peuvent être améliorées de façon très significative. Ainsi, les cycles à injection de vapeur (STIG), les cycles régénératifs à air humidifié (HAT), peuvent approcher les performances des cycles combinés.

De son côté, le cycle de pompe à vapeur d'eau qui recycle les chaleurs ultimes, sensible et latente, habituellement rejetées à la cheminée, sous forme d'air de combustion préchauffé et humidifié, permet à de nombreux procédés d'approcher le rendement maximal de combustion de 100% du pouvoir calorifique supérieur du combustible.

Sous toutes ses formes, l'introduction d'eau dans les chambres de combustion est également connue pour réduire la formation des NOx : injection directe, en émulsion avec le combustible, sous forme vapeur générée par un récupérateur, une pompe à vapeur d'eau...

Alors, des performances énergétiques et écologiques remarquables sont possibles, particulièrement pour les procédés qui valorisent la récupération de chaleur latente. Parmi les procédés les plus susceptibles de bénéficier des avantages de la combustion humide, on cite :

- les chaudières à condensation ;
- les générateurs à contact direct ;
- les séchoirs *en direct* avec récupération d'énergie ;
- les turbines régénératives en cogénération ;
- les procédés d'incinération propres avec récupération d'énergie.

En combustion humide, trois fluides sont introduits dans la chambre de combustion : le combustible, l'air de combustion et l'eau additionnelle...

Pour analyser ces procédés, nous avons développé une méthode d'analyse utilisant la température humide comme paramètre principal, dite *Diagramme Hygrométrique de Combustion*. Cette méthode, présentée en détail ainsi que de nombreux diagrammes qui en sont issus, est à recommander pour :

- l'analyse, la prévision, l'amélioration, l'optimisation des rendements de combustion ;
- la commande prédictive ;
- la prévision de la condensation ;
- le dimensionnement des échangeurs biphasiques.

Mais la méthode peut également être utilisée dans le cas de procédés traditionnels comme les chaudières et générateurs à condensation pour offrir des perspectives d'accès au rendement avec plus de précision et au moindre coût.

D'autres informations sur les modifications dues à la présence d'eau additionnelle dans les procédés thermiques avec combustion sont également fournies.

Mots-clés : combustion / humidité / hygrométrie / environnement / efficacité / énergie / procédé thermique / oxydes d'azote / protection

Abstract (long version)

For many years, water has been used as *additive* component to improve combustion efficiency, to boost power, even as an anti-knock agent, as technique to reduce NO_x formation. Today, the challenge is to find new ways to promote energy conservation and to minimize global environmental impact.

Using a *wet combustion technique*, gas turbine efficiency can be increased substantially...For examples, the steam in gas cycle (STIG), the humidified air turbine cycle (HAT), are good illustrations of the turbine cycle possibilities by using water as additive component beside air and fuel, to compete with the combined cycles.

Furthermore, the water vapor pump, which preheats and humidifies the combustion air by recycling all the sensible and latent heat still contained in the flue gases leaving a combustion process, offers an outstanding global energy efficiency, focusing the fuel gross calorific value recovery.

Elsewhere the direct injection of additive water in combustion chambers or the use of a water/fuel mixture are well known ways to reduce NO_x formation in engines...Likewise the water vapor recycled by the water vapor pump reduces the stoichiometric combustion temperature and oxygen concentration in the combustion mixture to ensure finally a drastic reduction of the NO_x formation.

Then, in case of cogeneration processes we can often benefit of all the advantages offered by the wet combustion techniques, to focus a very high global efficiency process with the benefit of a very clean combustion.

More particularly, wet combustion techniques underlines the advantages of high-efficiency processes (from the energy and ecology points of view) as:

- condensing boilers ;
- direct contact water heaters ;
- direct contact dryers with latent heat recovery ;
- regenerative turbines in cogeneration context ;
- clean incinerative plant with energy recovery.

In wet combustion techniques, three fluids are supplied to the process: the fuel, the oxidizing or combustion agent and the additive water...

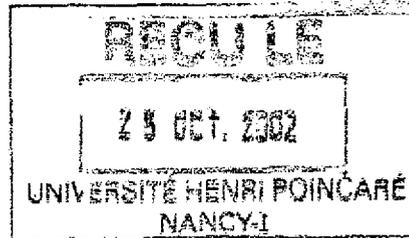
To analyse the wet combustion processes, the *Combustion Hygrometric Diagram* method, using wet bulb temperature as major parameter, has been developed, and is presented in details with many useful diagram. The CHD method can be recommended for :

- processes studies as efficiency analysis, efficiency prediction, improvement, optimisation ;
- predictive monitoring ;
- plume studies ;
- two-phases exchangers sizing.

But the CHD method also offers metrological advantages to get a more accurate and cheaper knowledge of the combustion processes efficiency, as condensing boilers efficiency.

Many information of the water influence on the combustion processes behaviour are also given in this thesis.

Key words : combustion / humidity / hygrometry / environment / efficiency / energy / thermal processes / nitrogen oxides / protection



Monsieur GUILLET Rémi

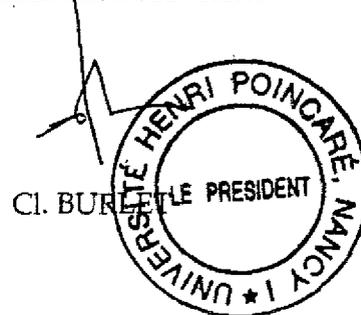
DOCTORAT de l'UNIVERSITE HENRI POINCARÉ, NANCY 1

en MECANIQUE & ENERGETIQUE

VU, APPROUVÉ ET PERMIS D'IMPRIMER n°722

Nancy, le 28 octobre 2002

Le Président de l'Université





Rémi Guillet est né le 8 janvier 1943 dans l'île de Noirmoutier, obtient son baccalauréat au lycée Clémenceau à Nantes, effectue ses études d'ingénieur à l'Ecole Nationale Supérieure de Nantes (aujourd'hui Ecole Centrale).

Sensible dès l'enfance à son *environnement naturel*, mais aussi aux capacités du *liquide magique* à propulser un véhicule, à mouvoir une charge, il entre au début de l'année 1968 comme ingénieur de recherche dans une entreprise ayant affaire avec l'énergie... L'entreprise, qui lui offre un terrain d'investigation où il peut pérenniser sa réflexion sur l'énergie et l'environnement, ne sera plus quittée...

Parmi les temps forts de sa réflexion on note, la proposition pour un programme de développement de *générateurs à condensation* dès 1971, le premier brevet concernant la *pompe à vapeur d'eau* en 1979, la proposition de la terminologie générique de *combustion humide* et une méthodologie d'analyse dite du *diagramme hygrométrique de combustion* au cours des années 1990.

Il a également contribué aux travaux de développement du concept d'énergie totale dès 1970 (devenu aujourd'hui celui de la cogénération), des pompes à chaleur..., sans oublier ses travaux sur les bruits de combustion.

Grâce à de nombreux contacts avec l'Université (Rouen, Nancy...), avec le milieu industriel, des projets sur le thème de la combustion humide ont pu être initiés, en France, quelquefois à l'étranger. De nombreuses conférences y ont également été faites...

Chargé de relations internationales dans le domaine de la recherche gazière entre 1985 et 1992, notamment avec les principales entreprises gazières japonaises, il découvre là une culture qui le conforte dans sa sensibilité naturelle à l'approche écologique.

Détaché à l'ANVAR entre 1996 et 1999 où il est chargé des dossiers concernant l'énergie, il y trouve la motivation pour entreprendre des études en Sciences Economiques et obtient en 2001 un DEA à l'Université Paris 13, consacrant son mémoire à une réflexion *pour plus de solidarité entre le capital et le travail*.

A la veille de sa retraite, l'Université Henri Poincaré de Nancy lui a offert la possibilité de valider sa réflexion sur l'art et la manière de *faire travailler ensemble l'eau et le feu, que Dieu a séparés ...*

Il l'en remercie.

Rémi Guillet a publié chez ELSEVIER deux ouvrages sur le thème de la combustion humide.

LA COMBUSTION PAR VOIE HUMIDE ET SES PERFORMANCES

Résumé

Si l'eau a été utilisée comme additif pour améliorer la combustion, la puissance des machines, voire comme antidétonant puis, plus récemment, comme élément réduisant la formation des oxydes d'azote, la combustion humide offre la perspectives de performances énergétiques et écologiques remarquables, notamment dans le cas des turbines à combustion terrestres et des générateurs thermiques visant la récupération de la chaleur latente associée à la condensation de la vapeur d'eau des gaz de combustion.

En combustion humide, trois fluides pénètrent dans la chambre de combustion : le combustible, l'air de combustion et l'eau additionnelle... Pour analyser ces procédés, une méthode dite *Diagramme Hygrométrique de Combustion*, a été développée. Cette méthode, est notamment à recommander pour l'établissement des rendements de combustion, le dimensionnement des échangeurs biphasiques. Des informations sur les modifications des conditions de la combustion sont également fournies.

Mots-clés : combustion / humidité / hygrométrie / environnement / efficacité / énergie / procédé thermique / oxydes d'azote / protection

WET COMBUSTION FOR ENERGY SAVING AND ENVIRONMENT PROTECTION

Abstract

In the past, water has been used as *additive* component to improve combustion efficiency, to boost power, even as an anti-knock agent, as technique to reduce NO_x formation. Today, using a *wet combustion technique*, gas turbines, generators concerned by the water vapor latent heat recovery, can benefit with a significant efficiency increasing from the energy saving and environment protection point of view...

In wet combustion techniques, three fluids are supplied to the process: the fuel, the oxidizing or combustion agent and the additive water... To analyse the wet combustion processes, the *Combustion Hygrometric Diagram* method is presented. Using wet bulb temperature as major parameter, this method is recommended for efficiency analysis, two-phases exchangers sizing... Many information of the water influence on the combustion processes behaviour are also given in this thesis.

Key words : combustion / humidity / hygrometry / environment / efficiency / energy / thermal processes / nitrogen oxides / protection