

Combustion humide de l'hydrogène et cycle de la « Pompe A Vapeur d'Eau »

Hydrogen wet combustion and “Water Vapor Pump-cycle”

Rémi Guillet¹, Jean-Pierre Hébert², Gérald Brunel³

¹ Retraité (ex Dr Ing), guilletremi@yahoo.fr

² INSA-Rouen, jean-pierre.hebert@insa-rouen.fr

³ Ingénieur-conseil en utilisation de l'énergie, bebrunel@yahoo.fr

RÉSUMÉ. Le cycle dit “Pompe à vapeur d'eau” se définit par le recyclage sélectif de la vapeur d'eau véhiculée par les produits de combustion en sortie de machine thermique par échange de masse et de chaleur entre les produits de combustion sortant et l'air atmosphérique entrant. Avec le combustible hydrogène, cette forme de combustion humide, est susceptible de très fortes performances énergétiques et écologiques.

Dans ce contexte, nous présentons ici le Diagramme Hygrométrique de Combustion (DHC) de l'hydrogène et appliquons cet outil pour anticiper les performances énergétiques de ce nouveau combustible dont le PCS dépasse de 18% son PCI. Ces anticipations concernent aussi le cas des turbines à gaz en cas de combustion humide qui, par ailleurs sont, a priori, fortement consommatrice d'eau additionnelle. La formation de panache d'eau atmosphérique, le « coût » de son élimination, la possible pollution résiduelle due aux NOx sont également présentés, cela concernant l'utilisation du combustible hydrogène dans toutes les machines thermiques à combustion, y compris dans les piles à combustibles.

Toutes applications confondues et dans un contexte de cogénération, la combustion humide dont le cycle dit « pompe à vapeur d'eau » fait partie, augmente la température de rosée des produits de combustion d'environ 10°C et favorise une récupération exploitable d'énergie approchant 100% du pouvoir calorifique supérieur du combustible (100% du PCS). Ce qui est important à souligner avec le combustible hydrogène.

ABSTRACT. The so-called “water vapor pump” cycle is defined by the selective recycling of the water vapor carried by the combustion products at the outlet of the thermal machine by exchange of mass and heat between the exiting combustion products and the incoming atmospheric air. With hydrogen fuel, this form of wet combustion is capable of very high energy and ecological performance.

In this context, we present here the Hydrometric Combustion Diagram (HCD) of hydrogen and apply this tool to anticipate the energy performance of this new fuel whose PCS exceeds its PCI by 18%. These expectations also concern the case of gas turbines in the case of wet combustion which, moreover, are, a priori, highly consuming additional water. The formation of atmospheric water plumes, the "cost" of its elimination, the possible residual pollution due to NOx are also presented, this concerning the use of hydrogen fuel in all thermal combustion machines, including in fuel cells.

All applications combined and in a cogeneration context, wet combustion, of which the so-called “water vapor pump” cycle is part, increases the dew point temperature of the combustion products by approximately 10°C and promotes useful energy recovery. approaching 100% of the higher calorific value of the fuel (100% of the PCS). What is to be emphasized with hydrogen fuel.

MOTS-CLÉS. Hydrogène, Combustion, humide, Recyclage, Vapeur, Eau, Performance, Energie, Environnement, Diagramme, Hygrométrique, PCS.

KEYWORDS. Hydrogen, Combustion, wet, Recycling, Steam, Water, Performance, Energy, Environment, Diagram, Hydrometric, gcv.

1. Introduction

On sait les qualités environnementales de l'hydrogène et l'engouement actuel pour son application dans les moteurs à combustion interne ou externe ou les piles à combustibles.

On sait moins que ses qualités comme combustible dans les turbines à gaz et les moteurs à combustion internes sont au moins aussi grandes lorsqu'une combustion humide est projetée. Une combustion qui, par principe, refroidit la température adiabatique de combustion et réduit la formation d'oxydes d'azote, assurant par ailleurs et si nécessaire, un meilleur achèvement de la combustion pour certains fuels.

D'emblée on souligne aussi que le pouvoir calorifique supérieur de l'hydrogène (PCS) dépasse de 18% son pouvoir calorifique inférieur (PCI). Ce qui signifie aussi l'intérêt à envisager des échanges massiques visant la condensation de la vapeur d'eau issue de combustion pour une récupération maximale d'énergie utile sur les procédés thermiques utilisant ce combustible a priori *décarboné*.

Dans ces cas de combustion dite humide où une eau additionnelle est introduite dans la chambre de combustion on sait aussi que le recyclage des condensats issus du procédé peut éviter une consommation d'eau externe coûteuse à produire et à stocker. Ainsi l'hydrogène dont la combustion produit beaucoup de vapeur d'eau est un combustible qui devient pertinent.

Cette pertinence peut néanmoins amener à réagir pour éviter les panaches d'eau au sortir des cheminées et autres pots d'échappement...

Pour tout cela un diagramme dit diagramme hygrométrique de combustion (DHC) a été développé pour anticiper performances et dispositions spécifiques dès les années 80 pour le cas du méthane et ses fumées réputées un peu trop "*condensante*" pour certains architectes des années 60.

Dans cet article nous présentons le DHC de l'hydrogène et l'appliquerons pour anticiper le comportement des installations mobiles ou fixes utilisant ce combustible - y compris dans le cas de piles à combustibles – et pratiquant une forme de combustion humide (eau injectée directement ou introduite avec le comburant voire le combustible). [GUI 11,79,04,19][KUC 96].

2. Présentation du DHC

2.1. Cas général [EST 95][HEB 98][GUI 98,00,02]

D'emblée destiné à des travaux concernant les applications énergétiques de la combustion, ce diagramme propose d'abord un accès facile à l'enthalpie des produits de combustion sortant d'un procédé thermique avec combustion.

Il suppose la combustion complète du combustible et propose un graphique établi pour les conditions atmosphériques standard (le logiciel permet des applications ponctuelles et des tracés lorsqu'on s'écarte de façon significative de ces conditions standard : air à 21% de O₂ à 15°C, pression 1013 hPa, hygrométrie 8 hPa.

Les 3 axes principaux du DHC (fig.1) :

- Axe X : Enthalpie des gaz de combustion H_{pc} : rapportée au PCS : H_{pc} exprime l'efficacité énergétique ou rendement ; le choix du PCS reflète la perspective de récupération de l'énergie latente de la vapeur d'eau produite par la combustion)
- Axe Y : Température humide des produits de combustion TH ; Dans le cas où des échanges massiques sont probables, on sait la pertinence de la température humide

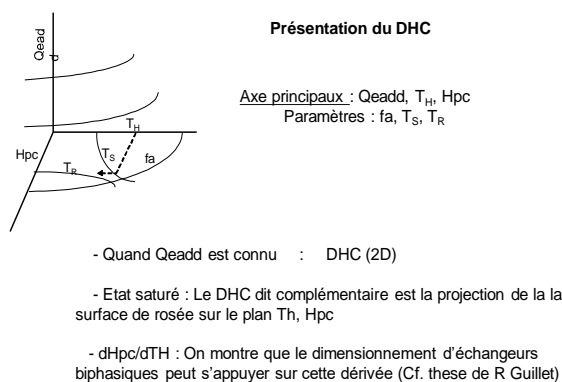
A propos du repérage de TH :

Plongeant le bulbe humide dans un flux de gaz chauds, TH se repère par le palier de température enregistré avant que la sonde devenue sèche ne reparte vers un nouveau palier qui est la température sèche des gaz (TS). Plus les gaz sont chauds et au-dessus de leur température de rosée (TR) plus le palier est bref, ne devenant qu'un point d'inflexion de plus en plus difficile à repérer.

- Axe Z : Quantité d'eau additionnelle par mole de combustible Q_{eadd} . Si cette quantité est négative alors de l'eau est évacuée sous forme liquide. Il y a eu condensation dans le procédé.

Lorsque Q_{eadd} est connu, le DHC est ramené à un plan où figurent les iso-facteur d'air fa (=excès d'air+1), les isothermes sèches, cela aussi longtemps que TS est supérieure à la température de rosée TR . la courbe TR qui suit l'évolution de TR avec fa est tracée. Les valeurs de TR étant lues par projection sur l'axe TH (axe Y).

Ainsi est présenté en figure 3 le tracé du DHC du combustible hydrogène quand $Q_{eadd} = 0$ (ni ajout ni condensation d'eau dans le procédé).



*

Figure 1. Les trois axes principaux du DHC

2.2. Le DHC complémentaire

Dans le contexte où des échanges massiques sont possibles redisons que la température sèche n'est plus très pertinente [GUI 98]. Aussi pour accéder aux valeurs H_{pc} , un diagramme dit *DHC-complémentaire* est établi (oubliant effectivement les tracées d'isothermes TS), projetant sur un seul plan (X,Y) des courbes correspondant à des valeurs discrètes de facteur d'air f_a et les courbes de rosée TR associée à des valeurs discrètes de Q_{eadd} , les valeurs de TR étant toujours lues sur l'axe TH (Y).

2.3. Le DHC et la première loi de la thermodynamique

Le DHC permet une application pertinente du premier principe de la thermodynamique dans un contexte d'échanges massiques et thermiques. Et plus précisément lorsqu'il y a combustion.

Considérant un procédé ou système avec combustion, cette loi nous enseigne qu'ayant choisi les références (température et hygrométrie) l'écart entre le flux *enthalpiques* entrant et sortant correspond à la somme du travail W et de la chaleur Q fournie par le système, tel que défini, à ce qui lui est extérieur. Puisque les enthalpies sont rapportées au PCS de l'unité de quantité de combustible entrant (ici la mole) L'enthalpie potentielle due à la combustion a pour valeur « 1 ». Ainsi, vient le schéma de la figure 2 où, par rapport aux conditions de références H_{pc} est l'enthalpie d'une mole de combustible (en général nulle si les conditions d'introduction sont celles des références tenues pour elle). De même pour H_a qui concerne l'air entrant. De même pour H_e qui concerne l'eau, susceptible d'échanges massique et doit être selon la référence qui la concerne considérée en phase liquide ou vapeur. Le logiciel établi pour le DHC permet le calcul de tous ces flux d'enthalpies entrants.

Quant à l'enthalpie sortante, elle est portée par les produits de combustion, dite H_{pc} (qui est à la base de l'établissement du DHC (versions 3D, 2D et complémentaire).

From the C.H.D. method,
every system including a combustion checks the equation :
(with dimensionless units or related to the gcv of one mass unit of fuel)

$$-(W+Q) = 1 + H_c + H_a + H_e - H_{pc}$$

....and could be presented as the here after figure :

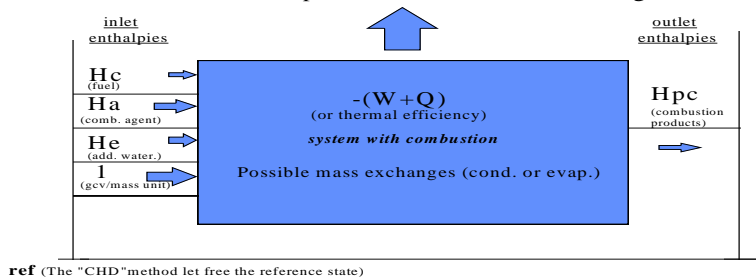


Figure 2. Première loi de la thermodynamique

3. Le DHC de l'hydrogène ou la valeur de Hpc

Comme indiqué au-dessus, la figure 3 représente DHC-2D de l'hydrogène quand il n'y a pas d'eau additionnelle, Il est dit DHC/Qeadd=0.

La figure 4 ignore les valeurs de la température sèche des produits de combustion. Elle représente le DHC-complémentaire de l'hydrogène.

Les axes principaux (rappel)

Axe vertical : enthalpies des produits de combustion (Hpc % PCS)

Axe horizontal : température saturantes (humides ou rosée TH ou TR en °C)

Le 3^{ème} axe Qeadd peut être visualisé comme orthogonal aux deux axes précédents, la valeur de Qeadd exprimée en mole d'eau par mole de combustible devenant négative lorsque le point représentatif de l'état « E » correspond à des produits de combustion sursaturés (présence de condensats).

Les tracés secondaires (rappel)

Les iso-facteur d'air *fa*

Les isothermes sèches TS

La courbe de rosée fonction de *fa* où s'achève le tracé des isothermes TS.

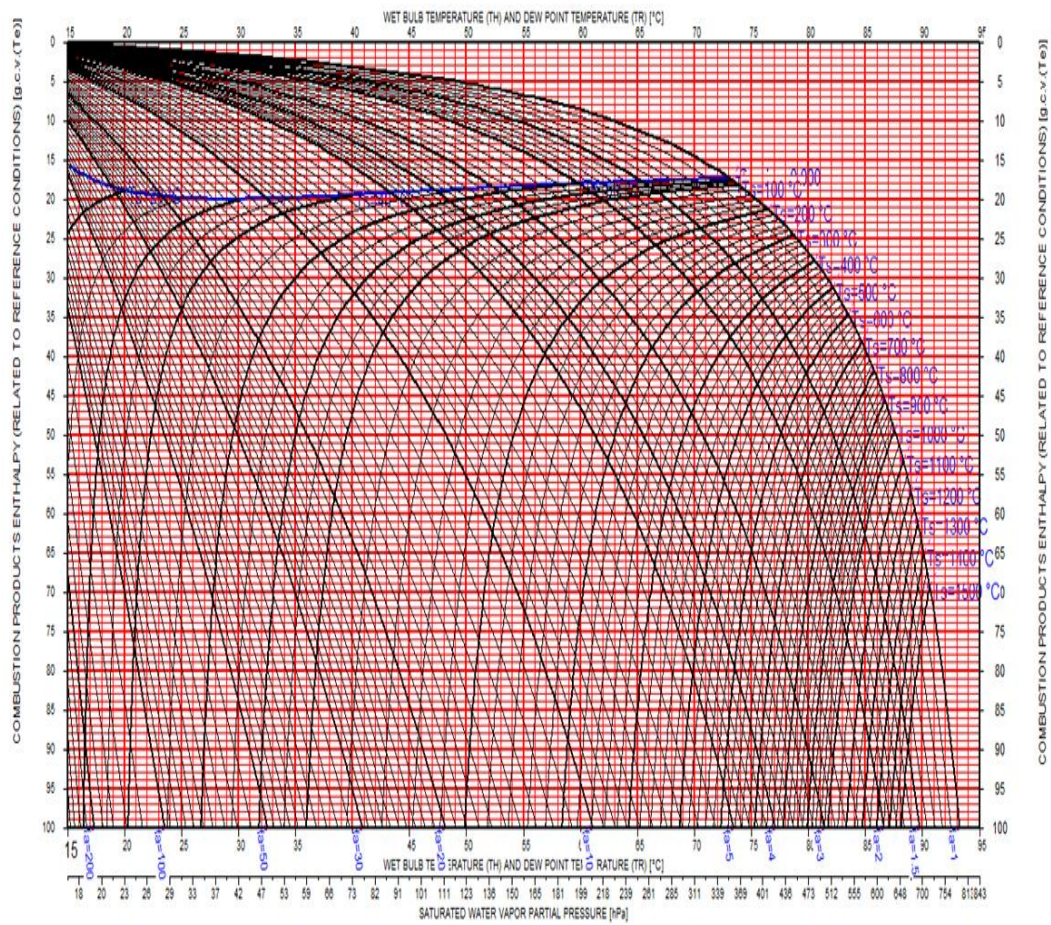


Figure 3. Le $DHC/Q_{eadd}=0$ de l'hydrogène

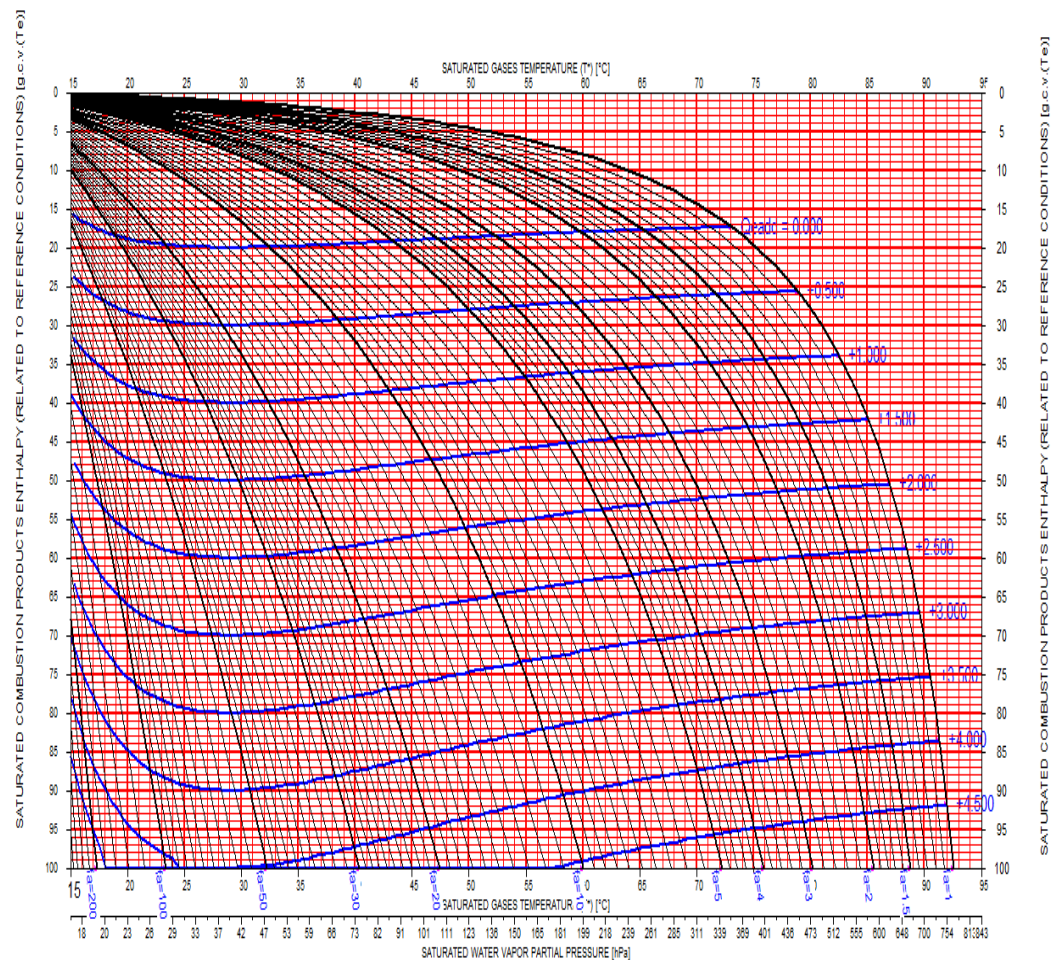
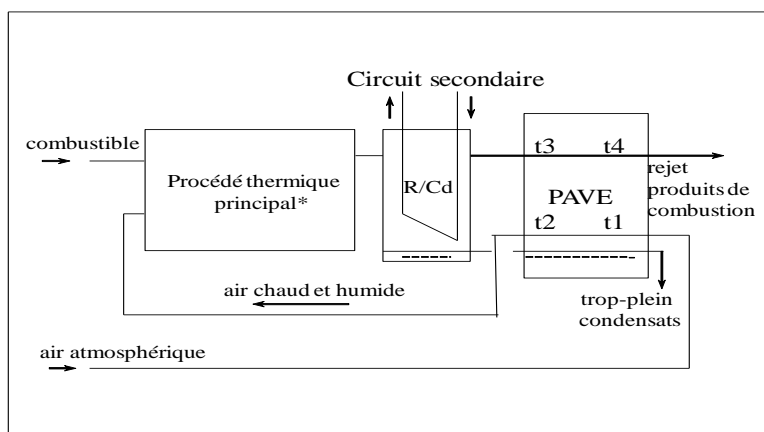


Figure 4. Le DHC -complémentaire de l'hydrogène

3.1 Application du DHC à un procédé à combustion d'hydrogène équipé d'un cycle PAVE(fig.5)



R/Cd Récupérateur-Condenseur

PAVE (échangeur massique et thermique recycleur d'eau dit « pompe à vapeur d'eau »)

Les températures t1, t2, t3, t4 sont des températures humides

*Cogénération, moteur à combustion interne, turbine à gaz, chaudière, séchoir, pile à combustible etc.

Figure 5. Le cycle PAVE

L'échangeur ultime dit pompe à vapeur d'eau (PAVE) recycle de manière sélective et après condensation l'eau de combustion engendre nécessairement une forme de combustion humide avec ses avantages énergétiques et écologiques (réduction voire élimination des NOx, particulièrement bienvenues quand le combustible est d'emblée décarboné et qu'il s'agit du dernier polluant [GUI 02].

Pour que le cycle soit efficace au plan de la récupération thermique, la PAVE est précédée d'un récupérateur-condenseur qui alimente les utilités en énergie thermique, essentiellement latente (voir fig. 5).

En cas de cogénération, la récupération thermique effective Q de cet échangeur R /Cd va être fonction des exigences de température venant des « utilités » (réseaux de chaleur par exemple).

Dans d'autre cas, ce sera l'appel de puissance W qui sera par priorité optimisée par l'exploitant.

3.2. Anticipation des performances énergétiques de la PAVE: approche graphique avec le DHC

Observant la figure 6 où le point « A » représente l'état des produits de combustion sortant du procédé thermique et entrant dans le recycleur d'enthalpie appelé PAVE l'échange maximal possible avec l'air atmosphérique entrant (efficacité du recyclage 100%) amènerait les produits de combustion à être rejetés avec un enthalpie nulle si sa valeur est rapportée aux conditions atmosphériques. Puisque les gaz sont évacués sursaturés en eau, et sauf dispositions spéciales la température ne pourra être inférieure à la température humide de l'air ambiant.

Si l'efficacité de l'échangeur PAVE fait passer leur température de t_3 à t_4 l'efficacité « eP » de la PAVE se définit par le rapport des enthalpies $(ht_3-ht_4) / (ht_3-ht_1) = AA'/AA''$

Une courbe iso-efficacité peut être tracée en déplaçant le point A suivant l'iso facteur d'air $fa = Cte$ et respectant constant la valeur du ratio AA'/AA'' (translation selon le vecteur AA').

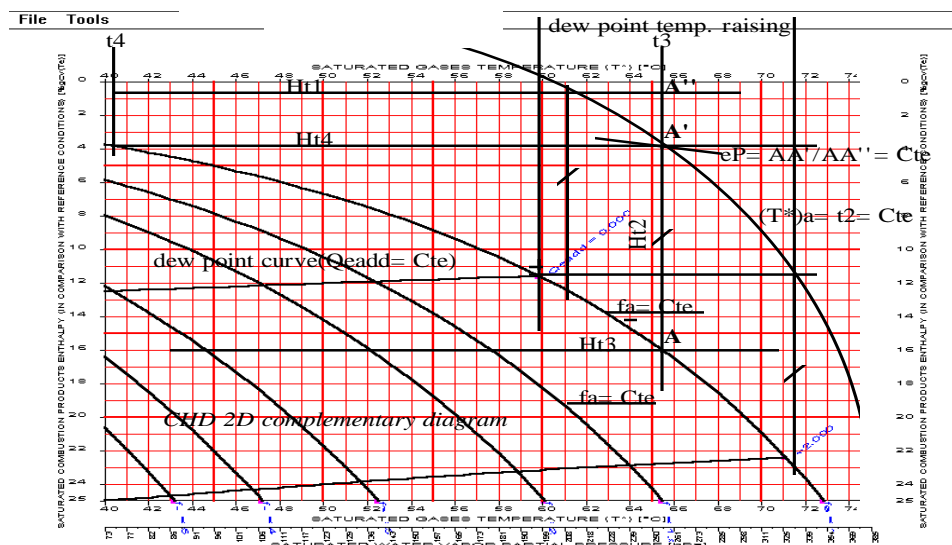
La température humide de l'air sortant de l'échangeur PAVE est très voisin de la température humide indiquée par l'intersection de l'isenthalpe passant par A'' avec la courbe $(T^*)_a = t_2 = Cte$ qui

s'obtient par translation de la courbe $fa = Cte$ qui passe par le point A, suivant le vecteur AA' ; plus la valeur de fa est forte plus ces deux valeurs peuvent être confondues).

En humidifiant l'air de combustion, la PAVE induit une élévation de la température de rosée des gaz de combustion par rapport à une combustion avec l'air atmosphérique. Cette élévation correspond, pour un même facteur d'air fa , à l'écart de température entre la température de rosée associée à la même valeur du facteur d'air fa due à une combustion avec l'air atmosphérique ambiant et le point en correspondance avec l'intersection de la même isenthalpe avec l'isotherme t_2 . Sur la figure 6, l'augmentation de la température de rosée ΔTR due au recyclage opéré dans la PAVE est $\Delta TR = 11,5^\circ C$, TR passant de 60 à $71,5^\circ C$.

Anticipation de l'effet PAVE : augmentation de la température de rosée eau

The water vapor pump thermal efficiency anticipation



Les valeurs qu'on pourra lire ici proviennent de la combustion du méthane et sont significativement plus favorables dans le cas de combustion de l'hydrogène pour laquelle l'écart PCS / PCI est double de celui du méthane; l'augmentation de la température de rosée mentionnée $\Delta TR = \text{dew point raising} = 11,5^\circ C$, est due au recyclage d'eau effectué par l'échangeur massique et thermique qu'est la PAVE

Figure 6. Anticipation graphique de l'efficacité de l'échangeur PAVE avec le diagramme complémentaire

Observations

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 l'analyse porte sur le système thermique qui inclut l'échangeur *pompe à vapeur d'eau* ou le même système thermique qui l'exclut (voir figures 2 et 5).

Comme il est explicité dans la référence [GUI98], chapitre 2, la valeur de la température humide TH des produits de combustion est un indicateur pertinent de l'enthalpie des produits de combustion dans un contexte d'échanges massiques concernant l'eau. Sa connaissance, voire sa mesure est donc à privilégier surtout lorsque la quantité d'eau additionnelle Q_{eadd} , est inconnue. De même, l'emploi du DHC complémentaire pourra alors être privilégié.

La pompe à vapeur d'eau est, a priori, un échangeur connecté de façon étanche au récupérateur-condenseur qui le précède, étanche aux entrées d'air le flux de gaz qui la traverse correspond à un facteur constant repéré sur le DHC.

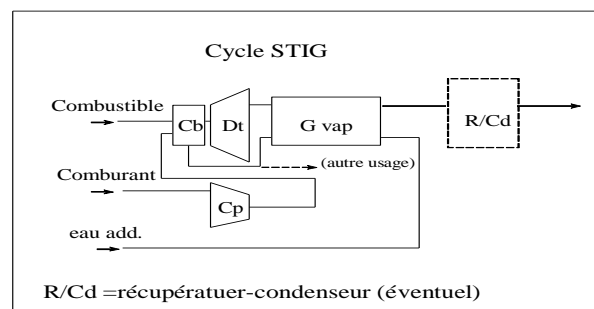
La mise en œuvre du cycle PAVE favorise les hautes performances pour les générateurs de chaleur ou les cogénérateurs grâce à un accroissement de la température de rosée eau atteignant $12^\circ C$ (par

rapport à une configuration sans eau additionnelle), soit 72°C quand le combustible est le méthane et 85°C s'il s'agit d'hydrogène (augmentation restant fonction de l'efficacité de la PAVE et pouvant être limitée par le taux d'oxygénation du comburant concomitant qui ne doit mettre en péril la qualité de la combustion).

3.3. Application du DHC à un cycle de turbine à gaz opérant en combustion humide : anticipation au cas d'un cycle STIG) [GUI 92]

Le logiciel de calcul DHC est aussi une aide pour anticiper les performances des turbines à gaz traditionnelles ou celles qui pratiquent la combustion humide y compris dans les cas où est évité la consommation d'eau neuve. Le cycle PAVE offre ainsi la perspective d'une efficacité cogénératrice plus « aboutie », avec une efficacité environnementale maximale, soit une condensation maximale des gaz avant rejets. Et on rappelle ici que comparée aux combustibles traditionnels, la combustion de l'hydrogène produit beaucoup d'eau.

Le cycle STIG (Steam in Gas ou Cheng) décrit en figure 7 est un cycle humide en compétition avec le cycle HAT (Humidified Air Turbine) voire avec le cycle Maisotsenko (ce dernier se caractérisant par un refroidissement de l'air issu du compresseur qui va en deçà de sa température humide pour aller jusqu'à sa température de rosée eau). Si ce cycle n'est pas le plus performant concernant son efficacité mécanique (puissance mécanique W produite), selon une approche globale, des coûts notamment qui amènent à prendre en compte la taille des machines, leurs poids, ce cycle permet plus d'options technologiques pour l'introduction d'eau additionnelle. Ainsi il est ici choisi pour le comparatif qui suit.



Cp : compresseur d'air ; Cb : chambre de combustion ; Dt : turbine de détente ;
G vap : générateur de vapeur et sa surchauffe) ; R/Cd : récupérateur-condenseur

Figure 7. Le cycle Steam In Gas Turbine (dit aussi Cheng)

Concernant la comparaison entre les combustibles, méthane et hydrogène, du point de vue de l'efficacité mécanique max W_{max} pour des cycles de Joule, STIG, PAVE, tous idéaux définis par les mêmes taux de compression ($=10$) et même température d'entrée dans la turbine de détente ($=1000^{\circ}C$), les valeurs de f_a , Q_{eadd} qui maximisent W sont alors déterminées et retenue la valeur des températures humide, sèche, rosée en sortie de turbine de détente.

Pour le cycle PAVE l'efficacité retenue pour l'échangeur massique et thermique permet au cycle d'éviter toute consommation d'eau neuve.

Préalablement, avec le logiciel associé on établit les valeurs f_a et Q_{eadd} puis l'enthalpie de compression de l'air, celle liée à la détente des gaz de combustion jusqu'à la température de détente T_{dt} qui correspondent aux taux de compression ($=10$) et température ($=1000^{\circ}C$). Généralement, par priorité d'efficacité thermodynamique, sera recherchée la combinaison (f_a , Q_{eadd}) qui maximise la valeur W .

Les paramètres de fonctionnement fa et $Qeadd$ étant déterminés, on procède selon les indications présentées au chapitre 3. Le point « A » qui combine fa et Tdt peut alors être alors porté sur le diagramme DHC relatif à la valeur de $Qeadd$. Puis on opère selon les indications du paragraphe 3.2 pour atteindre les objectifs de récupération de chaleur qu'on s'est donnés (l'efficacité eP de l'échangeur massique et thermique sera alors précisée). Si la mesure de TH est envisageable en sortie de turbine de détente, on pourra choisir l'emploi du DHC-complémentaire pour définir un point « A premium » et accéder à la valeur Hpc à ce niveau, soit $Hpcdt$. Dans les deux cas, la valeur de $W = W_{détente/gaz} - W_{compression/air}$, est égale à $1 - Hpcdt$. La traversée du récupérateur R/Cd suivant (le plus souvent) l'iso-facteur d'air $fa = Cte$ mènera au point « A » en correspondance avec conditions d'entrée dans l'échangeur PAVE (conformément à la présentation de la figure 6).

Selon le cycle STIG, l'utilisation d'eau additionnelle injectée dans la chambre de combustion (en quantité importante, plusieurs molécules par molécule de combustible) est la caractéristique de ce cycle qui vise à approcher les performances du cycle Joule + Rankine. Il est alors pertinent d'envisager le recyclage de l'eau véhiculée par les produits de combustion sortant du moteur et la bonne exploitation du récupérateur-condenseur (R/Cd) peut devenir un objectif important. En cas de production de puissance avec récupération de chaleur (utile), la mise en œuvre du cycle PAVE permet au système de viser une performance globale optimisée et proche d'une récupération énergétique égale à 100% du PCS du combustible.

Résultats de l'anticipation comparative pour trois cycles et deux combustibles (CH4 et H2)

	fa	$Qeadd$ (molH2O/ mol.de combustible)	TR °C	W % PCS
CH4 Joule	3,59	0	46,3	25,5
CH4 STIG	2,78	8,51	69,1	38,7
CH4 STIG+PAVE	2,50	9,30	70,3	38,2
H2 Joule	4,23	0	37,5	25,9
H2 STIG	2,00	3,60	81,1	38,9
H2 STIG+PAVE	1,95	3,70	82,7	37,8

Les anticipations montrent que les performances mécaniques obtenues avec le combustible hydrogène sont très proches de celles obtenues avec le méthane. Quant à l'effet « PAVE » s'il affecte peu la production de puissance, il améliore le niveau de température de la récupération de chaleur latente de condensation dans le récupérateur R/Cd chaleur dont la quantité est particulièrement importante en cas de combustion d'hydrogène. Il est anticipé que, lors du passage du méthane à l'hydrogène, en moyenne, la température de rosée des produits de combustion augmente de plus de 10°C.

Pour la taille des turbocompresseurs (compresseur et turbine d'expansion), le ratio «taille» peut s'appuyer sur les valeurs comparées des fa pour le compresseur d'air et fa et $Qeadd$ pour la turbine de détente. Sans oublier, pour affiner ce comparatif entre les deux combustibles, que le ratio (air théorique x fa)/PCS sera aussi à prendre en compte [GUI02].

Enfin, il faut souligner qu'il s'agit d'anticipations « idéalisées » et que des résultats expérimentaux sont très souhaitables.

Par ailleurs, à la lumière de ce qui vient d'être observé pour les turbines à gaz, on entrevoit le bien-fondé de l'engouement de certains motoristes-auto et autre véhicules légers pour la combustion d'hydrogène dans les moteurs à combustion interne, allant jusqu'à explorer la voie de la combustion humide en vie d'éviter le « chemisage » et tout circuit d'eau de refroidissement externe des cylindres.

4. Application du DHC à la prévision d'apparition d'un panache atmosphérique et des conditions de son élimination

Nous savons que le smog peut être une combinaison de brouillard et de NO_x. Et cette combinaison peut produire de l'ozone à basse altitude : un gaz qui est également dangereux pour notre santé et plus généralement pour les espèces vivantes et notamment les arbres proches des autoroutes, des aéroports, etc. Dans d'autres cas, le panache peut induire d'autres risques, par exemple dans les pays froids le risque de formation de verglas à proximité des cheminées, ou un autre gêne visuelle (voire une localisation trop facile pour les avions dans le ciel !).

Il devient alors important d'anticiper la formation de panache d'eau en sortie de fumées et le DHC est un outil pertinent.

En utilisant les conditions atmosphériques en sortie de cheminée comme état de référence pour dresser le DHC, la diffusion atmosphérique des produits de combustion en sortie de cheminée apparaît comme un phénomène isenthalpique (ligne horizontale du DHC).

4.1. Exemple de produits de combustion rejetés à l'atmosphère non saturés

Le point C de la figure 8 représente l'état des produits de combustion à l'échappement ou au débouché de la cheminée.

On peut considérer que la dilution atmosphérique est *isenthalpique*. La tangente au point le plus bas de la courbe définie par les températures de rosée fonction du facteur d'air fa est tracée.

Si le point C est au-dessus de cette tangente, un panache se forme et sera éliminé si on accepte un coût enthalpique Δh (= 1,20%PCS, dans l'exemple donné par la figure 8), à apporter au flux de gaz avant rejet (par exemple via un coupe tirage en bas de cheminée faisant passer de C à C').

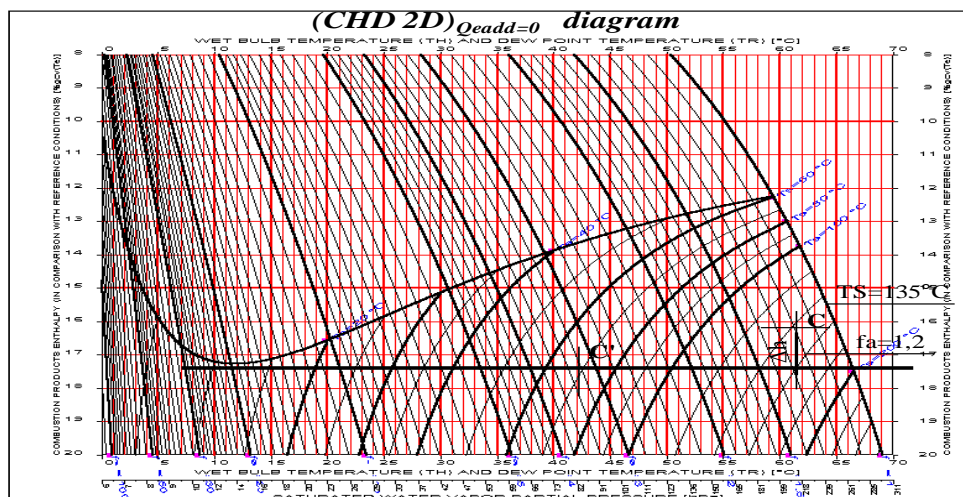


Figure 8. Prévision de panache atmosphérique (ici valeurs en cas de combustion de CH₄)

4.2. Cas de produits de combustion rejetés saturés à l'atmosphère (par exemple sortant d'un cycle PAVE ou d'un générateur de chaleur à condensation)

Il s'agit ici d'un cycle-PAVE qui retient sous forme de *condensats* 1,42 mole d'eau par mole de combustible.

Le DHC-2D correspondant à $Q_{eadd} = -1,42$ est établi et on observe qu'il suffit d'apporter aux fumées $\Delta h = 0,85\%PCS$, pour éliminer le risque de panache de vapeur d'eau en sortie de cheminée (voir figure 9).

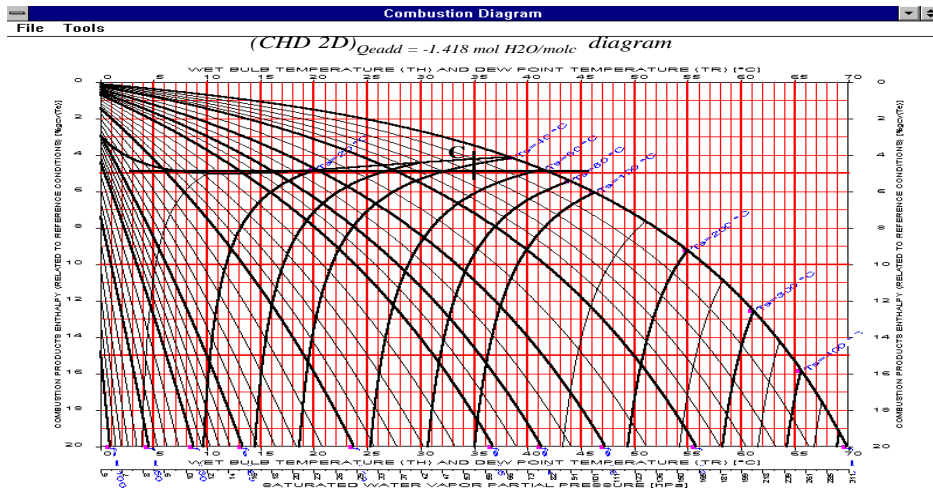


Figure 9. Prévision de panache atmosphérique (ici valeurs en cas de combustion de CH4)

A retenir de ces deux cas (figures 8 et 9) que, si les gaz sortants sont satur es (voire sursatur es), le « côté enthalpique » de l'élimination du risque de panache peut s'amoindrir par rapport à une configuration où de hautes performances énergétiques sont recherch es. Avec la condensation avant rejet, donc correspondant à une valeur $Q_{eadd} < 0$, la courbe rosée devient plus « plate » avec la dilution atmosphérique, c'est-à-dire lorsque fa augmente !).

5. Combustion humide et NOx

Avec ou sans cycle PAVE, l'introduction d'eau additionnelle lors de la combustion diminue la température de combustion, donc agit pour réduire la formation des NOx [CAI 99] et, on le rappelle, sur le bon achèvement de la combustion notamment dans le cas de combustible réputés difficiles. On se souvient des « orimulsions », des « aquazoles » et même des mesures observ es sur des chaudières à condensation brûlant du méthane et pratiquant le cycle PAVE.

Comme pour tous les combustibles, lorsqu'il s'agit d'hydrogène, la température de la combustion (oxydo-réduction) intervient sur la formation d'oxydes d'azote, polluant ultime mais cependant toujours très redoutable au sol, particulièrement à craindre en environnement urbain en cas de smog, la combinaison des deux favorisant l'apparition d'ozone. Ainsi comme pour toute machine thermique à combustion, et compte tenu de la teneur en eau comparativement très  lev e des produits de combustion de l'hydrogène, l'ajout d'eau diminuant sa température de combustion (dépassant 2200 C) diminuera la formation de NOx tandis que la maîtrise des panaches d'eau ira dans le même sens de la diminution des risques sanitaires.

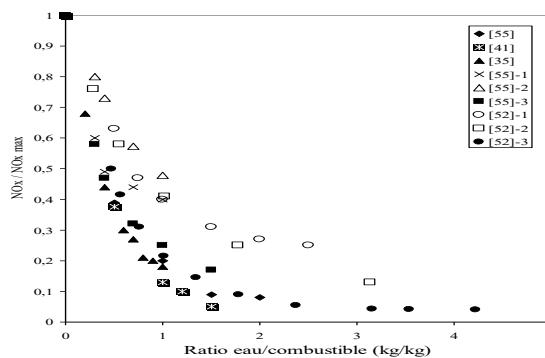


Figure 10. Résultats d'une compilation de travaux menés avec différents combustibles [SHI 23][DRY76][PAY95][ANS 08][CAI 99]

La figure 10 affiche les résultats retenus d'une compilation, le rapport NO_x/NO_x max s'en référant au cas d'une même configuration de combustion avec de l'air atmosphérique (donc observés sur divers brûleurs avec des combustibles divers).

6. Conclusion

Après sa capacité à augmenter la puissance et l'efficacité de certaines machines thermiques à combustion, l'utilisation de l'eau ouvre la porte à l'économie d'énergie et simultanément à la réduction de l'impact sur l'environnement de l'oxydo-réduction d'une énergie « première ».

Avec l'hydrogène et ses avantages écologiques potentiels, la combustion produit une quantité d'eau inhabituelle et la maîtrise de sa condensation, son recyclage sélectif, offrent de nouvelles perspectives pour son utilisation pour toutes les machines thermiques où s'opère une oxydo-réduction.

Dans ce contexte, le cycle de la pompe à vapeur d'eau qui recycle pratiquement toute l'eau de combustion dans la chambre de combustion, peut aussi éviter la consommation d'eau neuve, la nécessité d'un réservoir de stockage d'eau embarqué, élargissant par ailleurs les possibilités d'optimisation et de valorisation de la récupération des chaleurs sensibles et latentes dans un récupérateur-condenseur R/Cd, pour finalement approcher des performances énergétiques proches de 100% PCS et écologiques remarquables, l'échangeur PAVE étant aussi à considérer aussi comme un outil d'optimisation de la répartition entre la demande et l'offre de puissance W et de chaleur Q.

Cependant des travaux expérimentaux restent nécessaires, notamment avec le nouveau combustible qu'est l'hydrogène en vue de confirmer ce que les anticipations laissent attendre.

Ainsi, nous pensons que cet article contribuera à apporter une forte motivation aux futurs expérimentateurs, forcément nombreux, quand on sait l'engouement pour le nouveau combustible et particulièrement quand il est d'origine naturelle !

Bibliographie

- [GUI 11] Guillet R. "The humid combustion to protect environment and to save the fuel: The Water Vapor Pump and Maisotsenko Cycles examples " (IJECE 12(2-4)259-271), 2011
- [GUI 79] Guillet R. inventeur/1er brevet Gaz de France* pour échange de masse et chaleur séparant condensable et non condensable, entre gaz de combustion et air atmosphérique (*aujourd'hui ENGIE), 1979
- [KUC 96] Kuck J. "Untersuchung von Heizanlagen mit Abgaskondensation unter besonderer Berücksichtigung des PAVE (Energietechnik VDI Verlag 341), 1996
- [GUI 04] Guillet R.) "Combustion par voie humide (CVH) et pompe à vapeur d'eau (PAVE)"(Journal des Techniques de l'Ingénieur) octobre, 10, 2018
- [GUI 19] Guillet R. "Wet Combustion and Water Vapor Pump - cycle Efficiency" (Cambridge Scholars Publishing ed., book 978 1 5275 3902), 2019
- [EST 95] Estel L. Hébert J.P. Guillet R. "Diagrammes hygrométriques de combustion et génie énergétique", 2^{ème} colloque interuniversitaire Franco-Québécois, Thermique des systèmes à température modérée, Sherbrooke) pp.249-260, 1995
- [GUI 98] Guillet R. "Du diagramme hygrométrique de combustion aux pompes à vapeur d'eau ou un nouveau regard sur la combustion et ses applications énergétique"(Elsevier book ISBN 2 84200 073 0), 1998
- [HEB 98] Hébert J. P. "The hygrometric combustion diagram application in thermal processes"(ECOS Congress Nancy) pp. 49-54, 1998
- [GUI 00] Guillet R., Cabot G. S. Caillat "Wet Way Combustion/ Energy Efficiency and Environmental Protection" pp. 25-38 (Elsevier book ISBN 2 84299 180 X/2000) pp. 25-38, 2000
- [GUI 02] Guillet R. (2002) "La combustion par voie humide et ses performances" (Thèse de Doctorat sous la direction du Pr Feidt M. President, Thénard C. et al. Membre du jury. Nancy Univ.) pp.82-226, 2002
- [GUI 92] Guillet R. (1992) "The water vapor pump and gas turbines using natural gas"(Congrès RD Gas Orlando), 1992

- [SHI 23] Shi X., Che Defu (2023) “Maisotsenko-Cycle for heat recovery (intl Journal of energy research vol. 7, issue 11), 2023)
- [DRY 76] Dryer F.L. “Water addition to practical combustion system” (16th Intl symposium on combustion), 1976
- [PAY 95] Payne J.D, Seaba J.P. (1995) “Modelling the effects of water addition on NO chemistry in rich methane-air flame“ (15th Intl colloquium on the dynamics of explosions and reactive systems /Combustion Science and Technology), 1995
- [ANS 08] Ansari M. R. “Gas turbine cycle efficiency improvement by spray water“(17th congress of the world energy council / Houston), 2008
- [CAI 99] Caillat S. Ph.D (1999) “Combustion en atmosphère humide : étude d'une flamme méthane/air confinée non prémélangée à Swirl“(Thèse / Rouen University)
- [CAI 99] Caillat S., Cabot M. S., et al. “Measurements and Modeling of Low NOx in Natural Gas/ Wet Air Swirl Diffusion Flame“(ASME Paper 99ICE6179 Vol 32-2 Spring Technical), 1999
- [CIM 08] CIMAC Guide to diesel exhaust emissions control of NOx, SOx, particulates, smoke and CO2 *publication 28*), 2008