

Simulation Numérique de la Génération d'Entropie dans un Brûleur Hydrogène-Air

Souad MORSLI, Amina SABEUR-BENDEHINA

*Laboratoire d'Energie et Propulsion Navale, Faculté de Génie Mécanique, USTO
BP 1505 El M'Naouer Oran, Algérie*

Email: morsli.souad@yahoo.fr, sabeuramina@hotmail.com

Résumé : Dans ce travail, la combustion de l'hydrogène avec de l'air, y compris l'oxygène et l'azote dans un brûleur a été considérée pour déterminer numériquement le taux de la génération d'entropie locale dans une chambre de combustion. Les effets du pourcentage d'oxygène dans l'air et les richesses sur la génération d'entropie ont également été étudiés.

La simulation numérique de la combustion a été réalisée par le code CFD fluent. Les effets de la turbulence ont été modélisés par le modèle RNG-K-epsilon, tandis que la génération de l'entropie a été introduite en post-processing. Le taux de génération d'entropie locale est dû à la haute température et aux forts gradients de vitesse dans la chambre de combustion. Les effets du rapport d'équivalence air /fuel ϕ et le pourcentage d'oxygène γ sur des taux de génération d'entropie ont été étudiés.

Mots clés :

Combustion; Génération de l'entropie; RNG-K-epsilon ; Nombre de Bejan.

1. Introduction

Les principaux objectifs de recherches dans la combustion sont l'amélioration du processus de la combustion afin de réaliser une efficacité plus élevée avec une température de sortie uniforme et une distribution linéaire permise de la température de mur ainsi une réduction de la pollution. Cependant, le produit chimique et les processus physiques impliqués dans des écoulements de combustion et leurs interactions sont extrêmement complexes et difficile à comprendre. Bejan [1], s'est concentré sur la génération d'entropie dans la technologie thermique appliquée. Par conséquent, il semblerait raisonnable de se concentrer sur l'irréversibilité du transfert de chaleur et des procédés du fluide, et d'essayer de comprendre les mécanismes associés à la génération d'entropie. Bejan [2] a également élaboré une revue étendue sur la minimisation de la génération d'entropie. Elle concerne le développement et l'adoption de la méthode dans plusieurs secteurs de la science thermique. Le taux de la génération d'entropie et son effet sur le tourbillonnement d'une conduite cylindrique ont été calculés par Mukherjee et al [3]. Sahin [4]. Yilbas et al [6], Shuja et al [7], Demirel et Kahraman [8], Mahmud et Fraser [9] et Abbassi et al [10] ont réalisé beaucoup d'études concernant l'analyse de la deuxième loi de la génération d'entropie due au transfert thermique et à la friction du fluide dans un canal dans plusieurs conditions.

Huseyin yapici et al [11] ont étudié numériquement la combustion du méthane avec de l'air, y compris l'oxygène et l'azote dans un brûleur. Les mêmes auteurs ont étudié la combustion de l'hydrogène avec l'air [12] ainsi qu'avec divers fuels [13], incluant l'oxygène de 21% et l'azote de 79%.

Dagtekin et al [14] ont publié une analyse de la génération de l'entropie à travers une conduite circulaire pour un écoulement laminaire avec trois différentes formes d'ailettes longitudinales choisies pour cette analyse: mince, triangulaire et en forme de V. Ils ont trouvé que l'augmentation du nombre d'ailettes fait augmenter le taux de la génération de l'entropie.

Dorin Stanciu et al [15] ont étudié l'influence de l'angle de swirl sur l'irréversibilité de la flamme de diffusion turbulente. Ils ont trouvé que pour réduire l'irréversibilité il faut adopter une technique pour stabiliser la flamme ce qui minimise l'effet de la turbulence ainsi qu'augmenter le volume la ou se concentre l'exergie, ce qui réduit la charge thermique de la chambre de combustion.

Des études de la deuxième loi ont été menées par Som et Datta [16] pour examiner le mécanisme de la perte d'énergie par la production d'entropie pour plusieurs processus de combustion. ils ont également associé à la combustion des combustibles solides gazeux, et liquides.

Stoian Petresc et al. [17] ont fait le calcul de la génération d'entropie au cours du cycle irréversible d'un moteur à transferts thermiques isothermes. L'approche est basée sur des développements récents s'appuyant sur la Méthode Directe et la Thermodynamique à Vitesse Finie. Afin d'avoir les performances des systèmes dynamique Maougal et al. [18] ont utilisé le principe de la minimisation de la génération d'entropie. Le système physique étudié est constitué d'un plan dièdre à parois chauffées autour duquel s'écoule un fluide Newtonien, visqueux et incompressible. Ils ont analysé l'effet que peut avoir un paramètre géométrique, qui n'est autre que l'angle d'écartement d'un dièdre plan à parois chauffées, sur l'entropie produite dans le cas d'un écoulement de couche limite. Ils ont abouti aux conclusions suivantes: pour conserver au mieux l'énergie dans un processus d'écoulement de fluide, nous devons réduire au maximum l'entropie produite, traduite par la fonction d'irréversibilité. Pinho, delgado et al. [19] ont simulé numériquement la combustion du propane avec de l'air, à haut gradients de température et de vitesse dans la chambre de combustion.

L'objectif principal du présent travail est la simulation numérique de la génération d'entropie par la méthode des volumes finis d'une combustion d'écoulement turbulent dans le cas d'une flamme de diffusion (non-prémélangée). Les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie seront résolues par la méthode des volumes finis en utilisant le code commercial CFD Fluent. Les effets de la turbulence seront modélisés par le modèle RNG-K-epsilon, tandis que la génération de l'entropie sera introduite en post-processing.

2. Description du problème

La chambre de combustion cylindrique étudiée est schématisée dans la figure (1) ci-dessous, et la flamme considérée est une flamme de diffusion turbulente.

L'hydrogène et les prises d'air sont coaxiaux et la fusion est en aval. On suppose que la paroi du brûleur est aux conditions ambiantes et que les parois voisines des prises de carburant et d'air sont isolées.

La longueur, et le diamètre de la chambre de combustion sont respectivement :

$L = 0.5\text{m}$, $R = 0.05\text{m}$. Les diamètres r_f , r_i , r_o sont respectivement de l'ordre de 0.004, 0.006, 0.01.

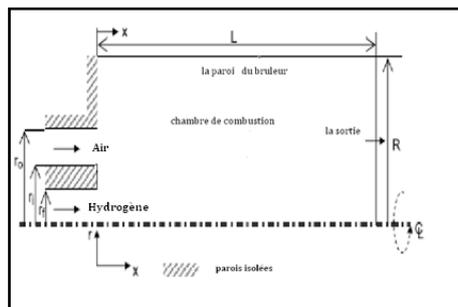


Figure 1 : Géométrie du brûleur hydrogène –air étudiée

2.1. Formulation Mathématiques

L'équation de conservation de masse est :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

L'équation de conservation de masse pour l'espèce k s'écrit :

$$\frac{\partial \rho Y_k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho (u_i + v_{k,j}) Y_k \right) = \dot{\omega}_k \quad \text{Pour } k = 1, N \quad (2)$$

L'équation de la quantité de mouvement se trouve inchangée par la réaction chimique, elle s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho u_i u_j + \frac{\partial}{\partial x_i} \rho u_i u_j = \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{i,j}}{\partial x_i} + \rho \sum_{k=1}^N Y_k f_{k,j} = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_i} + \rho \sum_{k=1}^N Y_k f_{k,j} \quad (3)$$

Avec :

$$\tau_{ij} = -\frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

L'équation de la conservation d'énergie est la plus affectée par la combustion, elle peut être écrite sous plusieurs formes, une des plus utilisées est celle de l'enthalpie sensible :

$$\frac{\partial \rho H_s}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i h_s) = \omega_r + \dot{Q} + \frac{DP}{Dt} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \tau_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho \sum_{k=1}^N V_{k,i} Y_k h_{s,k} \right) \quad (5)$$

Dans ce travail on a utilisé le modèle RNG k-ε

$$\frac{\partial (\rho K u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_K (\mu + \mu_t) \frac{\partial K}{\partial x_j} \right] + G_K - \rho \epsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial (\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\epsilon (\mu + \mu_t) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\epsilon}{K} (C_{1\epsilon} G_K - C_{2\epsilon} \rho \epsilon) - \chi \quad (7)$$

La modélisation des taux de réaction de cette étude est faite avec le modèle Eddy Dissipation dans laquelle la chimie est considérée très rapide par rapport à la turbulence représenté par:

$$R_{i,r} = v'_{i,r} W_{\omega,i} A \rho \frac{\epsilon}{k} \min_R \left(\frac{Y_R}{v'_{R,r} W_{\omega,R}} \right) \quad (8)$$

$$R_{i,r} = v'_{i,r} W_{\omega,i} A B \rho \frac{\epsilon}{k} \left(\frac{\sum p Y_p}{\sum_J v'_{j,r} W_{\omega,j}} \right) \quad (9)$$

Le mécanisme de réaction a lieu selon les contraintes de la chimie, est défini par :



3. Génération de l'entropie

La génération de l'entropie, est une mesure des imperfections d'un système, est définie comme une combinaison de l'entropie produite par les effets visqueux du fluide et celle produite par les effets thermiques, comme l'exprime la formule suivante (Bejan [1]) :

$$S_{gen}^m = (S_{gen}^m)_{heat} + (S_{gen}^m)_{fric} \quad (10)$$

Où :

$$(S_{gen}^m)_{heat} = \frac{\lambda_{eff}}{T^2} \cdot \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)^2 \right] \quad (11)$$

Et

$$(S_{gen}^m)_{fric} = \frac{\mu_{eff}}{T} \cdot \phi \quad (12)$$

Et ϕ est représenté par :

$$\phi = 2 \cdot \left[\left(\frac{\partial u_x}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_r}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{u_r}{r} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u_x}{\partial r} + \frac{\partial u_r}{\partial x} \right)^2 \quad (13)$$

Le nombre de Bejan permet de montrer la contribution des effets thermiques dans la génération totale de l'entropie. Il est défini comme le rapport de la génération de l'entropie due aux effets thermiques sur la génération de l'entropie totale.

$$Be = \frac{S_{heat}}{S_{heat} + S_{friction}} \quad (14)$$

4. Méthode numérique et simulation

La simulation a été réalisée par le code de calcul C.F.D Fluent dans sa version 6.3.26. Ce logiciel dispose d'un nombre relativement important de modèles, pouvant faire face à divers aspects de la mécanique des fluides, turbulence (LES, KE, Kw, SA, Reynolds stress...), combustion (pré-mélangé et non pré-mélangé).etc.

Le RNG k- ϵ a été choisi comme modèle de turbulence. L'adaptation des constantes du modèle donné par Launder et Spalding [4] rend le système d'équation opérationnel. Les tableaux 1, et 2 nous indiquent les vitesses d'entrées d'air et les richesses pour $\phi = 0.5, 0.7$ et 1 , et les propriétés thermophysiques de l'air et de l'hydrogène respectivement. Ces propriétés sont supposées constantes.

L'Algorithme simple a été choisi pour traiter les problèmes du couplage pression-vitesse et le schéma upwind de 2eme ordre pour le calcul de vitesse.

Tableau 1 : Conditions physiques

r_f	0.004(m)
r_i	0.006(m)
r_0	0.01(m)
R	0.05(m)
L	0.5(m)
T	300(k)
h_{amb}	10 (W/m ² K)
P_{op}	101325 (Pa)
$\rho_{hydrogène}$	0.08189 (kg/m ³)
ρ_{air}	1.225 (kg/m ³)

Tableau 2 : vitesses d'entrée d'air et rapports stœchiométriques air/fuel pour $U_f=20.251(m/s)$ et $\dot{Q} = 10000(W)$.

Uair (m/s)		
γ %	$\phi = 0.5$	$\phi = 1.0$
10	47.699	23.850
12	39.861	19.930
14	34.262	17.131
16	30.063	15.031
18	26.797	13.398
20	24.184	12.098
22	22.046	11.023
24	20.265	10.132
26	18.758	9.379
28	17.466	8.733
30	16.346	8.173

une zone de recirculation. Ce dernier est généré par la forme de la chambre de combustion qui présente un élargissement brusque et entame un contournement de l'écoulement dans la zone de réaction. Il a été constaté qu'avec l'augmentation du pourcentage de l'oxygène γ de (10% à 30%), ces taux de réactions diminuent dans la direction axiale du brûleur par contre ils augmentent dans la direction radiale. Cependant, le taux de réaction diminue de manière significative avec l'augmentation de pourcentage de l'oxygène γ .

4.2.2. Fractions massiques

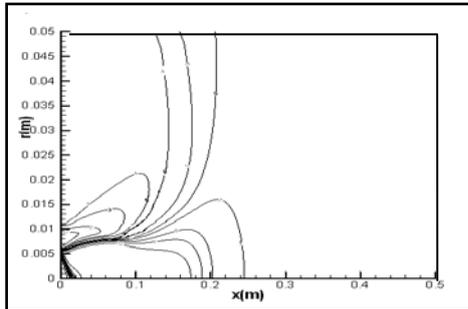


Figure 7 : Fractions massiques du H₂O pour $\phi = 0.5$ et $\gamma = 10\%$

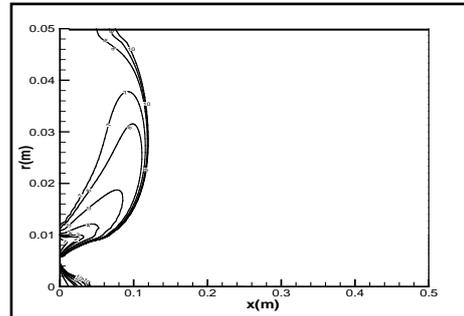


Figure 8 : Fractions massiques du H₂O pour $\phi = 0.5$ et $\gamma = 30\%$

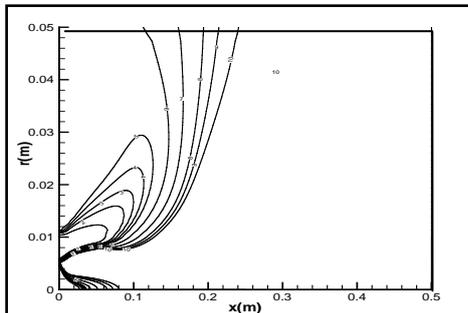


Figure 9 : Fractions massiques du H₂O pour $\phi = 1$ et $\gamma = 10\%$

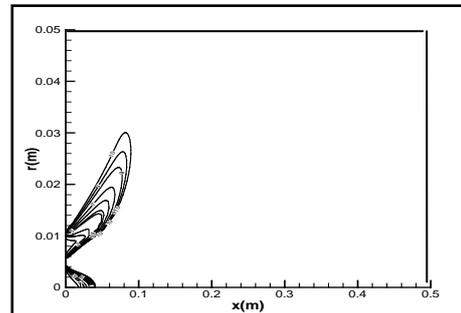


Figure 10 : Fractions massiques du H₂O pour $\phi = 1$ et $\gamma = 30\%$

Les distributions des fractions massiques du H₂O dans la chambre de combustion liées aux distributions des taux de réaction, sont illustrées dans la figure (7) et (8) pour $\phi = 0.5$ et γ de (10% à 30%) et dans la figure (9) et (10) pour $\phi = 1$ et γ de (10% à 30%). Ces distributions nous indiquent si la combustion produite est complète ou pas. En effet, lorsque la richesse ϕ est inférieure à 1 (ou rapport excessif d'air $\lambda > 1$) les molécules de l'hydrogène sont complètement brûlées en H₂O.

Pour un pourcentage d'oxygène $\gamma = 10\%$ et avec l'augmentation de la richesse ϕ de (0.5 à 1) les masses de H₂O produites au cours de la combustion augmentent alors que la masse de O₂ diminue jusqu'à 0. D'après les résultats obtenus on peut déduire que dans le cas où ($\phi < 1$) la combustion est complète. Tandis que pour le cas $\phi = 1$ (ou rapport excessif d'air $\lambda = 1$), on se rapproche de la combustion complète.

4.2.3. Distribution de la température

Les réactions chimiques dégagent une chaleur qui se transfère dans le gaz qui comporte des réactants et produisent des molécules, cette action remonte la température du gaz et par conséquent cause de forts

gradients de température ceci augmente la génération d'entropie due au transfert thermique réactif dans la chambre de combustion.

La température maximale de combustion est très élevée elle, cela nécessite de prendre en considération l'effet de ces contraintes thermiques sur le métal de construction du mur de la chambre de combustion.

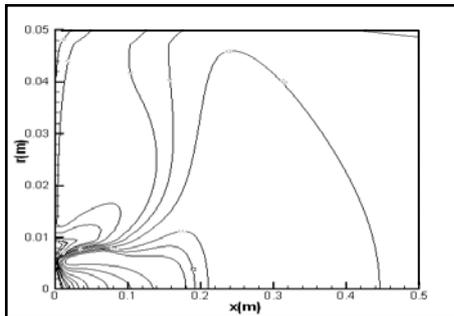


Figure 11: Contours de température pour $\phi = 0.5$
et $\gamma = 10\%$

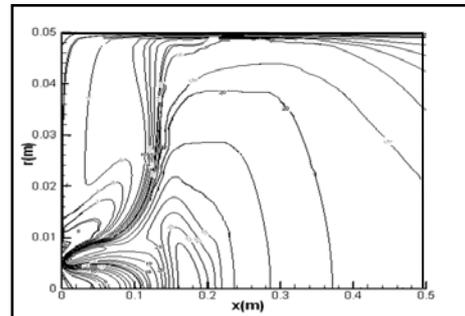


Figure 12 : Contours de température pour $\phi = 0.5$
et $\gamma = 30\%$

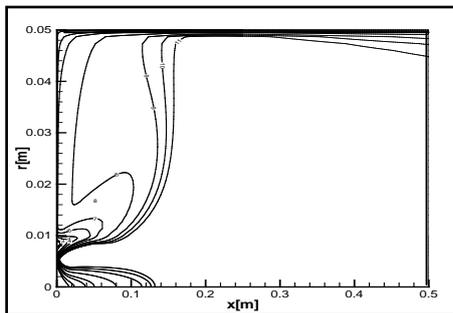


Figure 13: Contours de température pour $\phi = 1$
et $\gamma = 10\%$.

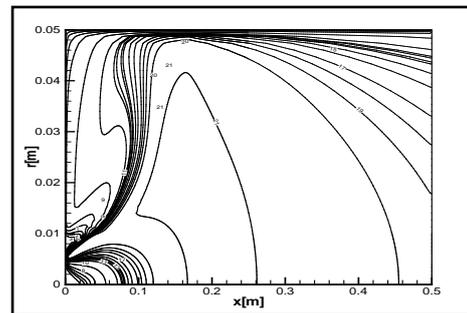


Figure 14 : Contours de température pour $\phi = 1$
et $\gamma = 30\%$

4.2.4. Génération de l'entropie

La génération de l'entropie est associée aux irréversibilités thermodynamiques qui sont communes dans tout le processus du transfert thermique. Dans l'étape suivante, une analyse de la génération de l'entropie dans un brûleur hydrogène-air aura lieu. Cette analyse nous permettra de déterminer la variation de la génération d'entropie dans le brûleur et localiser leur endroit ainsi que la contribution des effets thermiques et de frictions visqueuses du fluide dans la génération totale de l'entropie.

Les figures (15), (16) et (17) indiquent les contours du taux de génération de l'entropie volumétrique logarithmique pour différents richesses et pour différents pourcentages de l'oxygène. Les résultats trouvés montrent que la génération de l'entropie augmente dans les endroits où les réactions sont effectives et par conséquent où les gradients de températures sont plus élevés.

Les taux de génération d'entropie logarithmique dus aux frictions du fluide sont beaucoup plus inférieurs par rapport à ceux dus au transfert thermique. Ce qui fait que l'irréversibilité due au transfert thermique domine.

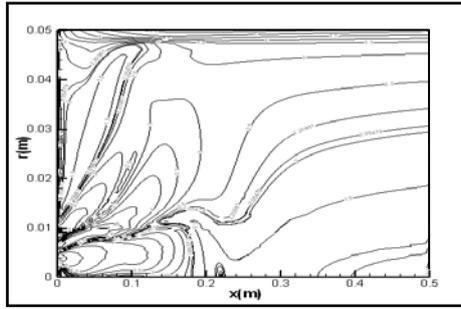


Figure 15 : Les contours de la génération d'entropie logarithmique pour $\phi = 0.5$ et $\gamma = 30\%$

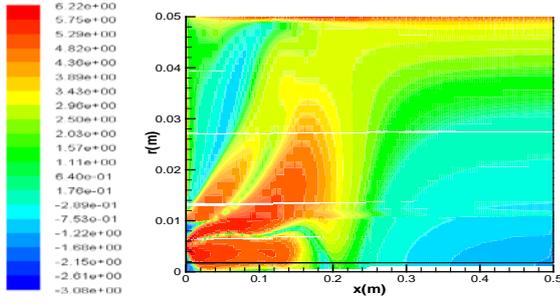


Figure 16: Les contours de la génération d'entropie logarithmique pour $\phi = 1$ et $\gamma = 10\%$.

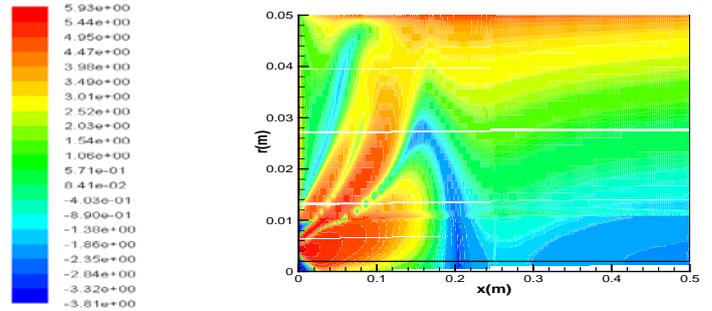


Figure 17: Les contours de la génération d'entropie logarithmique pour $\phi = 1$ et $\gamma = 30\%$.

4.2.5. Nombre de Bejan

Les contours de la génération de l'entropie ne permettent pas de montrer le quel des effets visqueux et thermiques dominant. Cette situation peut être expliquée d'une façon meilleure par le nombre de Bejan. Ce nombre permet de montrer la contribution des effets thermiques dans la génération totale de l'entropie. Il est défini comme le rapport de la génération de l'entropie due aux effets thermiques sur la génération de l'entropie totale.

Le nombre de Bejan est compris entre 0 et 1. En conséquence, s'il est égal à 1, le terme relatif aux effets thermiques domine ; s'il est égal à 0, le terme relatif à la friction visqueuse domine ; et s'il est égal à $\frac{1}{2}$, la contribution des deux termes est égale.

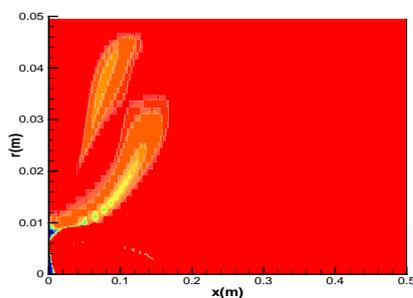


Figure 18: Les contours de nombre de bejan pour $\phi = 0.5$ et $\gamma = 10\%$

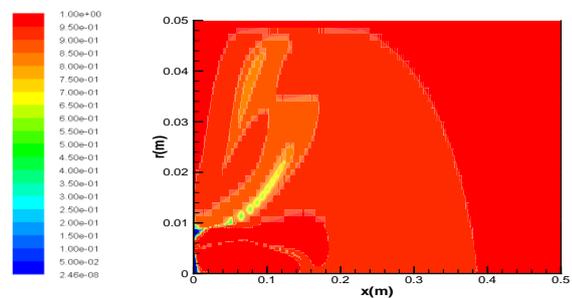


Figure 19: Les contours de nombre de bejan pour $\phi = 0.5$ et $\gamma = 30\%$

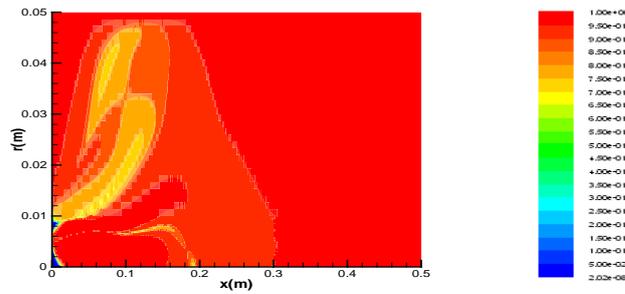


Figure 20: Les contours de nombre de bejan pour $\phi = 1$ et $\gamma = 10\%$.

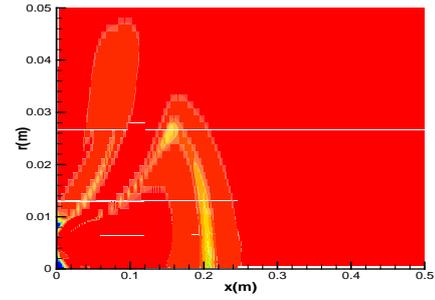


Figure 21: Les contours de nombre de bejan pour $\phi = 1$ et $\gamma = 30\%$.

Les figures (18), (19), (20) et (21) montrent l'influence de la richesse $\phi = 0.5$ et 1.0 et le pourcentage d'oxygène $\gamma = 10$ et 30% sur le nombre de Bejan. Dans tout les cas on remarque une concentration du nombre de Bejan près des parois qui indique la région de génération élevée d'entropie. Ce qui fait que la génération de l'entropie est entièrement dominée par le transfert thermique.

Conclusion

Dans ce travail, la combustion de l'hydrogène avec de l'air dans un brûleur a été considérée pour déterminer numériquement le taux de la génération d'entropie locale dans une chambre de combustion. Les effets du pourcentage d'oxygène dans l'air et les richesses sur la génération de combustion ont également été étudiés.

Les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie ont été résolues par la méthode des volumes finis en utilisant le code commercial CFD Fluent.

Les effets de la turbulence ont été modélisés par le modèle RNG-K-epsilon, tandis que la génération de l'entropie a été introduite en post-processing. Les taux de génération d'entropie dus au transfert thermique et aux frictions visqueuses du fluide ont été calculés.

Les conclusions tirées de cette étude peuvent être énumérés brièvement comme suit :

- L'augmentation de ϕ réduit d'une manière significative les de taux de réaction.
- Les fractions massiques du H₂O augmentent avec l'augmentation de la richesse ϕ et du pourcentage d'oxygène γ .
- Les températures dans la chambre de combustion augmentent avec les augmentations de γ (de 10 à 30%) et ϕ (de 0.5 à 1.0), respectivement.
- Dans le cas de $\phi < 1$, la combustion est complète, et dans le cas de $\phi = 1$ (ou rapport excessif d'air $\lambda=1$), on se rapproche de la combustion complète.
- les taux de la génération d'entropie diminuent avec l'augmentation de la richesse de $\phi = 0.5$ à 1.0 et du pourcentage d'oxygène γ de 10 à 30%.
- Les taux de génération d'entropie logarithmique dus aux frictions du fluide sont beaucoup plus inférieurs par rapport à ceux dus au transfert thermique. Ce qui fait que l'irréversibilité due au transfert thermique est dominante.
- Dans tous les cas étudiés, le nombre de Bejan est très proche de 1. ce qui confirme encore une fois la dominance de l'irréversibilité due au transfert thermique.

Nomenclature

Symboles grecs		Symboles latins	
δ_{ij}	Delta de Krönecér (=1 si $i=j$, =0 sinon)	A	Surface
η	Echelle de longueur de Kolmogorov	C_{μ} , $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k et	Constantes du modèle k- ε
ε	Taux de dissipation de l'énergie de turbulence	σ_{ε}	
ϕ	Richesse (rapport d'équivalence)	CFD	Computational Fluid Dynamics
γ	Pourcentage de l'oxygène dans l'air	G_K	Taux de production de l'énergie
ψ	Fonction de dissipation	h_k	Enthalpie spécifique de l'espèce k
λ	Coefficient d'excès d'air	k	Energie de turbulence
μ	Viscosité dynamique	P	Pression
μ_t	Viscosité turbulente	\dot{Q}	Source de chaleur
ν	Viscosité cinématique	Rsto	Rapport stœchiométrique
ρ	Densité	T	Température
σ_{ij}	Tenseur de la contrainte dans le plan i et la direction j	u_i	Vitesse dans la direction i
τ_{ij}	Tenseur des contraintes visqueuses	V	volume
		W	Masse molaire

Références

- [1] A. Bejan, Entropy generation minimization (Boca Raton, NY: CRC). (1996)
- [2] A. Bejan, Entropy minimization: the new thermodynamics of finite-size devices and finite-time processes. *J. Appl. Phys.* 79: 1191–1218 (1996)
- [3] Mukherjee P, Biswas G, Nag PK Second-law analysis of heat transfer in swirling flow through a cylindrical duct. *ASME J Heat Transfer* 109:308–313(1987).
- [4] A.Z. Sahin, Effect of variable viscosity on the entropy generation and pumping power in a laminar fluid flow through a duct subjected to constant heat flux. *Heat Mass Transfer* 35: 499–506 (1999)
- [5] A.Z. Sahin, Entropy generation in turbulent liquid flow through a smooth duct subjected to constant wall temperature. *Int. J. Heat Mass Transfer.* 43: 1469-1478 (2000)
- [6] S.Z. Shuja, B.S. Yilbas, M.O. Budair, Local entropy generation in an impinging jet: minimum entropy concept evaluating various turbulence models. *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.* 190:3623–3644 (2001)
- [7] B.S. Yilbas, S.Z. Shuja, M. Rashid, Confined swirling jet impingement onto an adiabatic wall. *Int. J. Heat Mass Transfer* 46: 2947–2955 (2003)
- [8] Y. Demirel, R. Kahraman, Entropy generation in a rectangular packed duct with wall heat flux. *Int. J. Heat Mass Transfer* 42: 2337–2344 (1999)
- [9] Mahmud S, Fraser RA. The second law analysis in fundamental convective heat transfer problems. *Int. J. Thermal Sci.* 42: 177–186(2003).
- [10] Abbassi H, Magherbi M, Brahim AB Entropy generation in Poiseuille–Benard channel flow. *Int J Therm Sci* 42:1081–1088(2003).
- [11] Huseyin yapici, Gamze basturk, Nesrin kayatas et Bilge albayrak. 2004. Numerical study of effect of oxygen fraction on local entropy generation in a methane–air burner. *Sadhana* Vol. 29, Part 6.
- [12] Huseyin yapici, Gamze basturk, Nesrin kayatas et Bilge. 2006. Effect of oxygen fraction on local entropy generation in a hydrogen–air burner. *Heat Mass Transfer.* 43: 37–53. Springer-Verlag.
- [13] Huseyin Yapici ; Nesrin Kayatas, Bilge Albayrak ; Gamze Basturk. 2005. Numerical study on local entropy generation in a burner fueled with various fuels. *Heat Mass Transfer* :41: 519–534. Springer-Verlag.

- [14] Dagtekin I., Oztop H. F. et Sahin A. Z., 2005 An analysis of entropy generation through a circular duct with different shaped longitudinal fins laminar flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, 171 – 181,
- [15] Dorin Stanciu, Mircea Marinescu and Alexandru Dobrovicescu .2007 .The Influence of Swirl Angle on the Irreversibilities in Turbulent Diffusion Flames *Int. J. of Thermodynamics* Vol. 10 (No. 4), pp.
- [16] Som S K, Datta A. 2008. Thermodynamic irreversibilities and exergy balance in combustion processes. *Progress in Energy and Combustion Science*. 34(3): 351–376.
- [17] Stoian Petrescu, Michel Feidt, Monica Costea, Camelia Petre, Nicolae boriaru.2008. Calcul de la génération d'entropie dans un moteur irréversible à échanges Thermiques isothermes à l'aide de la thermodynamique à vitesse finie et de la méthode directe. Université Politehnica de Bucarest. *Termotehnica* 2/2008.
- [18] A. Maougal, A. Chaker et M.H. Chibat . 2008. Optimisation d'un écoulement de couche limite par la méthode E.G.M, 'Entropy Generation Minimization'. *Revue des Energies Renouvelables* Vol. 11 N°3363 – 370.
- [19] Pinho ; Delgado et al.2008. Numerical Study of Propane-Air Mixture Combustion in a Burner Element. *Defect and Diffusion Forum* Vols. 273-276 (2008) pp 144-149.