

Etude Expérimentale et Théorique des Performances de deux Capteurs Plans à Contact Direct Eau-Plaque d’Absorption

H. Abdi et N. Aït Messaoudène

Institut de Mécanique, Université de Blida, B.P. 270, Route de Soumaa, Blida

Résumé - *Ce travail concerne l’étude de deux types de capteurs plans avec des formes différentes de la plaque d’absorption du rayonnement solaire. Il s’agit principalement d’étudier l’effet de la forme géométrique des passages de fluide sur l’efficacité des capteurs dans le cas d’un contact direct eau-plaque d’absorption. Pour améliorer le rendement d’un capteur solaire plan, nous avons cherché à favoriser l’échange de chaleur entre l’absorbeur et le fluide caloporteur. Un modèle mathématique a été élaboré et validé par comparaison à des tests. La comparaison des résultats théoriques et expérimentaux montre, que le rendement journalier du capteur avec plaque d’absorption de forme convexe est meilleur que celui de la plaque de forme concave .*

1. INTRODUCTION

L’énergie solaire reste toujours une source non négligeable d’économie d’énergie, surtout pour les conditions où l’ensoleillement est abondant et l’énergie conventionnelle est plus coûteuse. Cette énergie devient plus compétitive si on améliore les performances des systèmes de conversion thermique. Pour les capteurs solaires, le rendement thermique peut être amélioré si on favorise l’échange de chaleur entre la plaque et le fluide caloporteur. Pour ce faire, nous avons proposé de nouvelles formes de plaques d’absorption. La particularité principale des capteurs proposés est le contact direct eau-plaque d’absorption, comme dans les capteurs roll-bond. Il s’agit d’étudier l’effet de la forme géométrique de la plaque d’absorption sur les performances des capteurs. Le passage de l’eau à travers cette plaque se fera dans des espaces aménagés dans celle-ci par formage (emboutissage), cette plaque étant elle-même soudée à une plaque plane formant le dos de l’ensemble (Fig. 1). Deux formes de la plaque d’absorption sont étudiées, convexe et concave. Les dimensions du passage de fluide caloporteur sont choisies d’une façon à avoir le même diamètre hydraulique pour les deux configurations.

2. DESCRIPTION DU BANC D'ESSAIS ET PROCEDURE D'EXPERIMENTATION

Le banc d’essai utilisé pour le déroulement des tests comprend deux prototypes de chauffe-eau solaire à circulation naturelle dont la plaque d’absorption est de formes différentes. Les capteurs sont inclinés à 26° par rapport à l’horizontal et ont une orientation plein sud. Une cuve de stockage de 110 litres de capacité est placée horizontalement dans le plan de capteur (Fig. 2). Les caractéristiques techniques des deux capteurs conçues sont données dans le tableau 1. Les tests ont été effectués sous les conditions météorologiques du Centre de Développement des Energies Renouvelable, Bouzareah, Alger (C.D.E.R.). Les coordonnées de site sont les suivantes : latitude 36.8° , longitude $3^\circ 12'$, altitude 345 m.

Pour mesurer les températures dans chaque système. Neuf thermocouples de type K (chromel-alumel) ont implantés comme suit (Fig. 2) :

- Quatre thermocouples sont mis à des positions différentes à l’intérieur de la cuve afin de déterminer la température à l’intérieur de celle-ci.
- Trois thermocouples sont implantés sur la surface de la plaque absorbante.
- Deux sont places l’un à l’entrée, l’autre à la sortie du capteur.

Les thermocouples sont connectés à un enregistreur de type Hydra Data Acquisition unit (Model 2620 A) à 20 voies. Le débit massique est mesuré par la méthode de l'injection du colorant et la visualisation de l'écoulement [1] pour un tube transparent de 30 cm de longueur et 16 mm de diamètre intérieur. L'éclairement global est mesuré par un solarimètre (modèle Kipp et Eplay). La vitesse du vent est obtenue par l'utilisation d'un anémomètre. Les paramètres indiqués précédemment sont mesurés chaque 15 minutes.

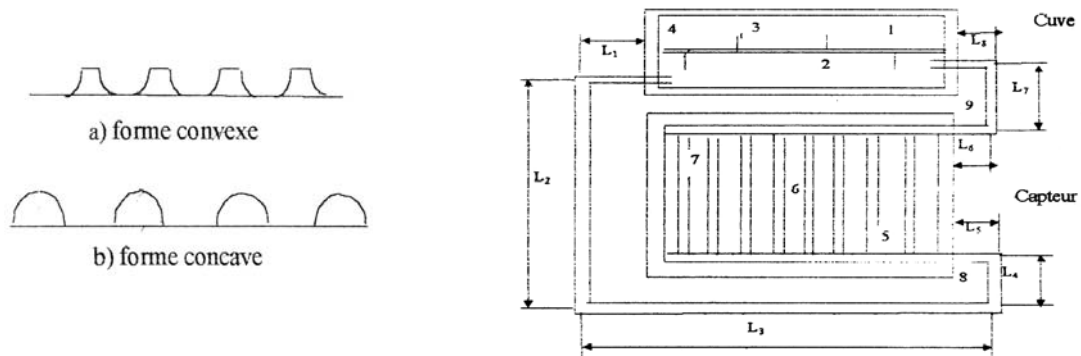


Fig. 1: Plaques absorbantes

Fig. 2: Schéma de disposition des thermocouples

Tableau 1: Caractéristiques techniques des deux capteurs

Couverture en verre blanc	Surface : 924 mm x 664 mm Épaisseur : 4 mm
Absorbeur en acier galvanisé	Surface Convexe: 860 mm x 570 mm, concave : 917 mm x 570 mm Épaisseur : 0.6 mm Conductivité : 46.7 (W/m°C) Nombre de passage : 9 Diamètre hydraulique: 17.12 mm Section de passage: convexe 664 mm ² , concave : 380 mm ²
Collecteur en acier ordinaire	Longueur : 220 mm Section : (20 x 20) mm
Isolant en laine de verre	Épaisseur : 30 mm Conductivité : 0.041 (W/m°C)
Tubes reliant Cuve – capteur	Longueur: 3.3 m Diamètre : 20 mm

3. ANALYSE THEORIQUE THERMIQUE DES SYSTEMES

La puissance récupérée par le fluide caloporteur est définie comme étant la différence entre l'énergie solaire incidente et les pertes thermiques. Elle est donnée par [2] :

$$Q_u = A_c F_r [(\tau \alpha)_{\text{eff}} G_t - U_L (T_{\text{fe}} - T_a)] \quad (1)$$

Pour calculer les paramètres du capteur A_c , U_L , F_r et Q_u , la température moyenne de la plaque T_{pm} , la température moyenne du fluide dans le capteur et le débit massique sont initialisées. Le calcul est répété par itérations.

La température moyenne de la plaque est donnée par [2] :

$$T_{pm} = T_{fe} + \frac{Qu}{A_c U_L F_r} (1 - F_r) \quad (2)$$

avec

$$F_r = \frac{M C_p}{U_L} \left[1 - \exp\left(\frac{-F_c U_L}{M C_p}\right) \right] \quad (3)$$

La température du fluide à la sortie du capteur est donnée par :

$$\frac{T_{fs} - \left(T_a + \frac{(\tau\alpha)_{eff} G_t}{U_L} \right)}{T_{fe} - \left(T_a + \frac{(\tau\alpha)_{eff} G_t}{U_L} \right)} = \exp\left(\frac{-F_c U_L A_c}{\dot{m} C_p}\right) \quad (4)$$

La température moyenne du fluide dans le capteur est calculée par l'équation de Klein [3].

$$T_{fm} = T_{fe} + \frac{Qu}{A_c U_L F_r} \left(1 - \frac{F_r}{F_c} \right) \quad (5)$$

Le rendement d'un capteur plan est défini comme étant le rapport entre l'énergie utile extraite par le fluide caloporteur est l'énergie incidente sur le capteur [2].

$$\eta_i = \frac{Qu}{A_c G_t} \quad (6)$$

Pour calculer la température de l'eau dans la cuve de stockage, nous avons adopté le modèle brassé. Ce dernier consiste à supposer que la température dans la cuve soit uniforme [4]. Le régime est considéré transitoire.

La variation de l'énergie stockée dans la cuve est donc :

$$(M C_p)_S \frac{dT_S}{dt} = A_c F_r [(\tau\alpha)_{eff} G_t - U_L (T_S - T_a)]^+ - (UA)_S (T_S - T_a) - \dot{m} C_{pS} (T_S - T_{Lr}) \quad (7)$$

L'intégrale simple d'Euler peut être utilisée [2] et l'équation précédente devient alors :

$$T_S^+ = T_S + \frac{\Delta t}{(M C_p)_S} \left\{ A_c F_r [(\tau\alpha)_{eff} G_t - U_L (T_S - T_a)]^+ - (UA)_S (T_S - T_a) - \dot{m} C_{pS} (T_S - T_{Lr}) \right\} \quad (8)$$

Le rendement du chauffe-eau solaire est donné par la relation suivante :

$$\eta_{ces} = \frac{w_{wt} (T_m^* - T_m)}{A_c \int_0^t G_t dt} \quad (9)$$

Pour estimer le débit massique, nous avons adopté un modèle relativement simple issu des équations d'Euler modifiées et de l'équation de continuité appliquées au système en se basant sur les hypothèses suivantes :

- Régime quasi-stationnaire pour un intervalle de temps de 15 min.
- Fluide peu compressible

- La variation de la masse volumique de l'eau en fonction de la température suit une forme polynomiale et varie linéairement avec les hauteurs dans la cuve de stockage et dans le capteur (Fig. 4).
- Les pertes thermiques des tubes de connections sont négligeables.

L'écoulement du fluide dans un système de coordonnées curviligne est régit par l'équation d'Euler [5, 6], suivante :

$$\frac{1}{\rho g} \left(\frac{\partial P}{\partial S} \right) + \frac{u}{g} \left(\frac{\partial u}{\partial S} \right) + \frac{1}{g} \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right) + \left(\frac{\partial H}{\partial S} \right) + \left(\frac{\partial H_f}{\partial S} \right) = 0 \quad (10)$$

L'expression de la force motrice générée par le capteur découlant du calcul analytique ou graphique (méthode des aires) [6, 7] est la suivante :

$$H_t = \frac{\rho_1 - \rho_2}{2} F(H) \quad (11)$$

avec :

$$F(H) = 2(H_3 - H_1) - (H_2 - H_1) - \frac{(H_3 - H_5)^2}{H_6 - H_5} \quad (12)$$

A l'équilibre, la force motrice générée par le capteur, est égale à la somme des pertes de charges dans le circuit de circulation.

L'équation du débit massique est donc un polynôme de second degré de la forme :

$$K_1 \dot{m}^2 + K_2 \dot{m} + K_3 = 0$$

avec

$$K_1 = \left[\frac{\zeta_p}{\rho_m g S_p^2 n_p^2} + \frac{8}{\rho_m g \pi^2 D_t^4} \sum_{c=1}^6 \zeta_c + \frac{8}{\rho_m g \pi^2 D_t^4} \sum_{cl,el=1}^4 (\zeta_{cl} + \zeta_{el}) + \frac{8}{\rho_m g \pi^2 D_t^4} \sum_{s=1}^8 \alpha_s \right]$$

$$K_2 = \left(\frac{32 \nu L_p \gamma}{g S_p D_h^2 n_p} + \frac{128 \nu}{\pi g D_t^4} \sum_{\infty=1}^8 L_{\infty} + \frac{57 \nu}{g S_{cl}^2} \sum_{i=1}^2 L_i \right)$$

$$K_3 = \frac{\rho_1 - \rho_2}{2} F(H)$$

$$\gamma = 1 + \frac{(3/8) d^{*2} (3-d^*) - 1}{1 + 0.33 d^{*2.25} / (n_{\gamma} - 1)}$$

Pour une section arbitraire le facteur de forme γ donné par [8] dépend de d^* et n_{γ} avec :
 $d^* = D_h / D_{max}$, $n_{\gamma} = S_p / S_{pe}$ (Fig. 344).



Fig. 3: Diamètre maximum adopté à la section de passage

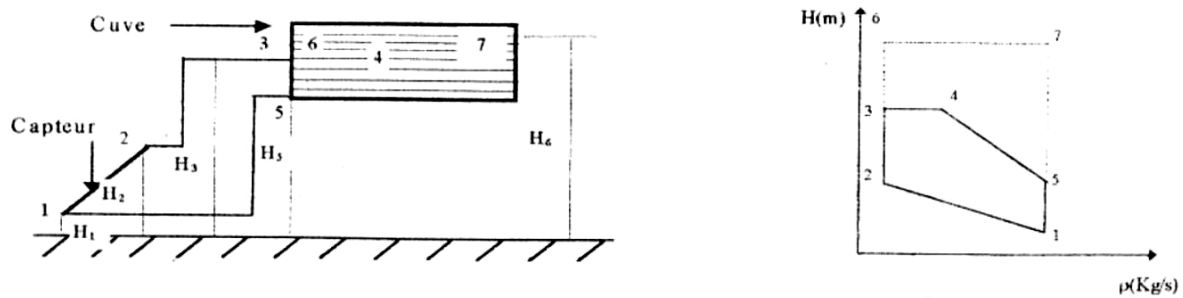


Fig. 4: Variation de la masse volumique en fonction des hauteurs dans le C.E.S.

4. RESULTATS ET DISCUSSIONS

La journée représentative est celle du 03/10/1998. Elle est caractérisée par un ciel clair et dégagé. La vitesse du vent oscille entre 0.1 et 3 m/s. La température ambiante varie entre 20,2 et 23.5 °C dans l'intervalle de mesure. Les observations et les mesures des paramètres météorologiques relatives à cette journée correspondent à une journée normale légèrement perturbée. Pour cela et afin d'avoir une concordance entre les résultats théoriques et expérimentaux, nous avons adopté au modèle théorique développé dans [9] les coefficients de troubles qui correspondent à une journée normale.

La figure montre que la concordance entre l'éclairement global mesuré et calculé est acceptable, sauf dans l'intervalle entre midi et 13h 0 min où le rayonnement solaire direct est perpendiculaire au plan d'incidence. On constate alors un écart remarquable. Ceci nous amène à dire que la précision du solarimètre à surface réceptrice plane est limitée.

Les figures 6 et 7 représentent respectivement la variation de la température de fluide à l'entrée et à la sortie de chaque capteur en fonction du temps, avec une comparaison des résultats théoriques et expérimentaux. Nous remarquons que les fluctuations de la température du fluide à l'entrée sont accompagnées par des fluctuations de la température de sortie.

La variation de la température moyenne de l'eau dans la cuve de stockage est montrée dans la figure 8. On constate que des fluctuations existent mais avec une amplitude moins importante que pour les températures d'entrée et de sortie du fait de capacité thermique de la masse d'eau stockée dans la cuve.

La figure 9 présente la variation du débit massique en fonction du temps. On constate que les courbes théoriques et expérimentales sont similaires à celles des éclairagements. On note que le débit massique est un paramètre très sensible qui dépend à la fois de l'éclairement et du gradient de température entre l'entrée et la sortie. Les rendements moyens des deux capteurs, ainsi que des deux chauffe-eau solaires obtenus par le modèle théorique et l'expérimentation sont donnés dans le tableau 2.

Tableau 2: Rendements moyens des deux systèmes le 03/10/1998

Rendement %	Convexe	Concave
Théorique du capteur	63.13	59.83
Expérimental du capteur	58.002	54.87
Théorique du chauffe-eau solaire	58.45	55.39
Expérimental du chauffe-eau solaire	55.73	53.18

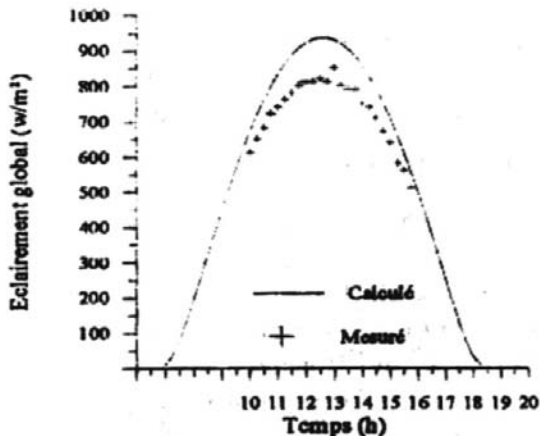


Fig. 5: Variation de l'éclairage global sur une surface inclinée

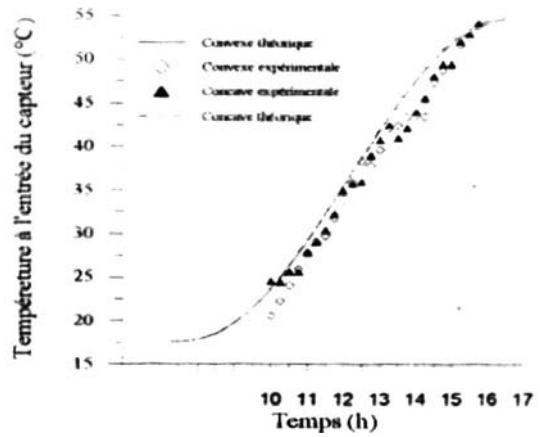


Fig. 6: Variation de la température du fluide à l'entrée

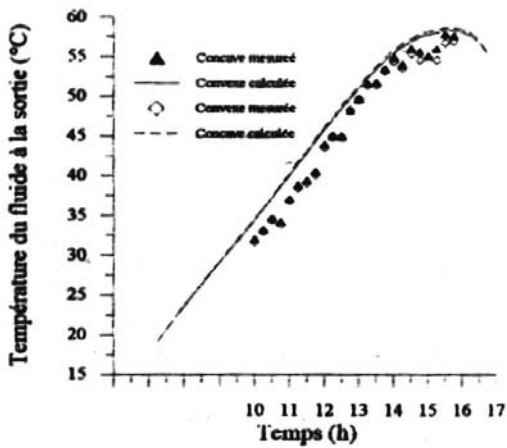


Fig. 7: Variation de la température de sortie en fonction du temps

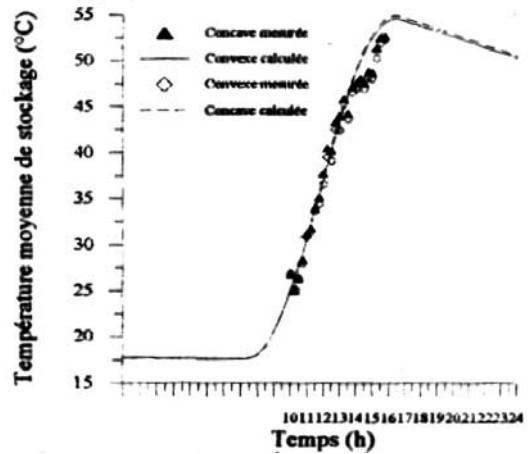


Fig. 8: Variation de la température moyenne de l'eau dans la cuve de stockage

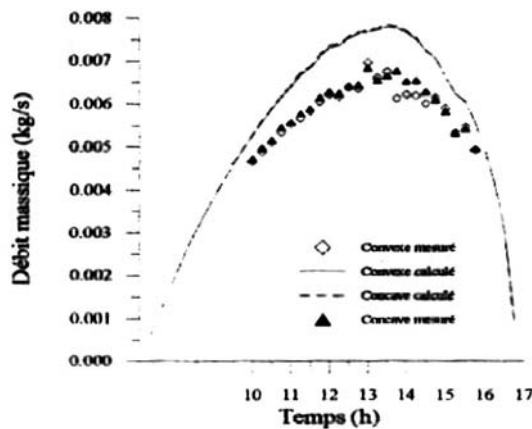


Fig. 9: Evolution du débit massique en fonction du temps

5. CONCLUSION

Le travail que nous avons accompli nous a permis de déterminer les performances des capteurs. Le rendement thermique des capteurs solaires étudié dépend, en plus des paramètres habituels (conditions extérieures, caractéristiques thermiques), des paramètres géométriques de la plaque d'absorption. Nous avons étudié l'effet de la forme géométrique de la plaque afin de voir quelle est la plus avantageuse et nous avons réalisé un modèle mathématique simulant le comportement thermique des capteurs que nous avons validé par des essais expérimentaux. Les résultats expérimentaux et théoriques ont été confrontés pour une même géométrie. La concordance s'avère acceptable et les écarts qui existent sont dus d'une part, aux erreurs de mesure, à l'inertie thermique et aux perturbations du système (par des passages nuageux). A cela, s'ajoute le fait que le modèle théorique considère un régime quasi-stationnaire avec un pas de 15 minutes. Le rendement journalier du capteur avec plaque de forme convexe est supérieur à celui du plaque de forme concave.

NOMENCLATURE

A_c	Surface du capteur, m^2	U	Coefficient de pertes thermiques, $W/m^2\text{°C}$
$(AU)_s$	Coefficient de pertes thermiques globale de la cuve, $W/\text{°C}$	W_{wt}	Capacité thermique de l'eau stockée dans la cuve, $J/\text{°C}$
C_p	Chaleur spécifique, $J/kg\text{°C}$	α_s	Coefficient relatif à la répartition de l'énergie cinétique dans la section
D	Diamètre	ν	Viscosité cinématique du fluide, m^2/s
F_c	Efficacité d'échange de l'absorbeur	γ	Facteur de forme
Fr	Facteur d'évacuation de la chaleur (conductance)	$(\tau\alpha)_{eff}$	Produit effectif transmissivité-absorptivité
G_t	Rayonnement global reçu par une surface inclinée, W/m^2	ρ	Masse volumique de l'eau, kg/m^3
g	Accélération de la pesanteur, m/s^2	η_i	Rendement du capteur, %
H	Hauteurs, m	η_{ces}	Rendement du chauffe-eau solaire, %
$H_{1,\dots,6}$	Hauteurs des différents éléments du système, m	ξ	Coefficients de pertes de charges singulières
H_f	Force totale due aux pertes de charges dans le systèmes, m	Indices	
H_t	Force motrice générée dans la cuve, m	C	Coude
L	Longueur, m	cc	Cuve-capteur
M	Masse d'eau stockée dans la cuve, kg	cl	Contraction brusque, collecteur
\dot{m}	Débit massique, kg/s	el	Elargissement brusque
\dot{M}	Débit surfacique, $kg/s\ m^2$	F	Fluide
n_p	Nombre de passages	fe	Fluide à l'entrée
N_γ	Rapport de sections de passages	fs	Fluide à la sortie
P	Pression, N/m^2	H	Hydraulique
Qu	Energie utile récupérée par le fluide, W	L	Global
S	Abscisse curviligne, m	Lr	Soutirage
S_p	Surface de la section de passage du fluide caloporteur, m^2	max	Maximum
T	Surface de la section de passage du fluide caloporteur, cas d'un cercle, m^2	m	Moyenne
T	Temps, s	P	Plaque, passage
T_a	Température ambiante, °C	S	Stockage
T_m^*	Température moyenne du fluide dans la cuve de stockage en fin de journée, °C	T	Tube
T_m	Température moyenne du fluide dans la cuve de stockage au début de journée, °C	$1,2$	Position d'entrée et de sortie du capteur
U	Vitesse d'écoulement du fluide, m/s		

REFERENCES

- [1] K.S. Ong, 'An Improved Computer Program for Thermal Performance of a Solar Water Heater', *Solar Energy*, Vol. 18, pp. 183-191, 1976.
- [2] J.A. Duffie and W.A. Beckman, 'Solar Engineering of Thermal Processes', by John Wiley & Sons, 2nd Ed. New-York, 1991.
- [3] S.A. Klein, J.A. Duffie and W.A. Beckman, 'Transit Consideration of Flat-Plate Solar Collectors', *Trans. ASME., J. Engrg. For Power*, 96A, 109, 1974.
- [4] S.A. Klein, W.A. Beckman and J.A. Duffie, 'A Design Procedure for Solar Heating Systems', *Solar Energy*, Vol. 18, pp. 113-127, 1976.
- [5] G.L. Morrison and D.B.J. Ranatunga, 'Transient Response of Thermosiphon Solar Collectors', *Solar Energy*, Vol. 24, pp. 55-61, 1980.
- [6] G.L. Morrison and D.B.J. Ranatunga, 'Thermosiphon Circulation in Solar Collectors', *Solar Energy*, Vol. 24, pp. 191-198, 1980.
- [7] B.J. Huang and C.T. Hsieh, 'A Simulation Method for Solar Thermo siphon Collector', *Solar Energy*, Vol. 35. N°1, pp. 31-43, 1985.
- [8] T. Yilmaz and E. Cihan, 'General Equations for Heat Transfer for Laminar Flow in Ducts of Arbitrary Cross-Section', *Heat Mass Transfer*, Vol. 36, N°13, pp. 3265-3270, 1993.
- [9] H. Abdi, 'Contribution à la Détermination des Performances de Capteurs Plan à Contact Direct Eau-Plaque d'Absorption (Formes Convexe et Concave)', Mémoire de Magister, Institut de Mécanique, Université de Blida, 1999.