Simulation de la répartition de température dans un bloc en acier refroidi par un jet d'eau sous pulvérisateur

Simulation of the temperature distribution within a steel block cooled by a water jet spray

Hocine Mzad *

Département de Génie Mécanique, Université Badji Mokhtar, BP 12, 23000, Annaba, Algérie.

Soumis le 16/04/2015 *Révisé le 03/05/2016* *Accepté le 14/06/2016 :*

ملخص

تبريد معدن ساخن للغاية أثناء إنتاجه يعني الإفراج عن كمية هائلة من الحرارة نحو البيئة المحيطة به. خلال مراحل التبريد، الخصائص و البنية المعدنية قد تتأثر إلى حد كبير. الغرض من هذا العمل هو محاكاة تطور درجات الحرارة داخل الكتلة الصلبة أثناء عملية التبريد بإستعمال رش مياه نفاثة. و بالتالي ، يتم حل معادلة الحرارة بإستخدام الطريقة العددية للفروق المحدودة تحت لغة البرمجة فورتران 90. لحساب المصفوفة تم إختيار طريقة التخفيف المتعاقب التي تناسب هذا النوع من المسائل. في الأخير تم عرض نتائج المحاكاة في شكل رسومات توضيحية لدرجات الحرارة اللحظية التي تمكننا بطرح تشخيص حراري بغية تحسين مردود أنظمة التبريد و كذلك التنبؤ بحالة و مواصفات المادة المدروسة.

كلمات رئيسية: *محاكاة – فورتران – طريقة الفروق المحدودة – معادلة الحرارة – درجة حرارة*

Résumé

Le refroidissement d'un métal hautement chauffé pendant sa production manifeste un dégagement de chaleur important vers le milieu environnant. Au cours de la phase de refroidissement, la structure et les propriétés du métal peuvent être considérablement affectées. Le but de cet article est de simuler numériquement l'évolution de la température au sein d'un bloc d'acier lors d'un refroidissement par un jet d'eau sous pulvérisateur. Ainsi, L'équation de la chaleur est résolue par une discrétisation aux différences finies en utilisant le Fortran 90 comme langage de programmation. Pour le calcul matriciel, la méthode retenue est celle de sur-relaxation successive (SRS) bien adaptée à ce genre de problème. Les résultats de la simulation sont présentés sous forme d'illustrations de profils de températures instantanées qui nous permettent d'établir un diagnostic thermique en vue d'optimiser les systèmes de refroidissement et aussi de prédire le comportement thermo physique du matériau étudié.

Mots clés: *Simulation – Fortran – Différences finies – Equation de la chaleur – Température.*

Abstract

The cooling of highly heated metal during manufacturing process exhibits a significant heat generation with the ambiance. During the cooling stage, the metal structure and its properties may be adversely affected. The aim of this paper is to digitally simulate the temperature evolution within a steel block cooled by a pressured water jet beneath sprayer. Thus, the heat equation is solved by finite difference discretization using Fortran 90 as programming language. For matrix calculation, the successive over-relaxation (SOR) is the chosen appropriate method, well suited for this kind of problems. The simulation results are shown as illustrations of instantaneous temperature profiles which allow us to make a thermal diagnosis in order to optimise cooling systems and also to predict thermophysical behaviour of the studied material.

Keywords: *Simulation – Fortran – Finite difference – Heat equation – Temperature.*

* *Auteur correspondant : h_mzad@yahoo.fr*

©UBMA - 2016

1. INTRODUCTION

Les échanges thermiques pendant l'élaboration des métaux sont d'une grande importance dans l'industrie sidérurgique. Parmi de nombreuses applications on cite la solidification du métal en fusion dans la coulée continue, le refroidissement des blocs d'acier par jets d'eau et le laminage à chaud. Ces échanges sont donc naturellement exploités afin d'améliorer l'efficacité énergétique et la qualité souhaitées du produit industriel. Toutefois, lorsqu'on étudie la dynamique du refroidissement (ou du réchauffement) dans le matériau, il est nécessaire de tenir compte de la notion du couplage des transferts thermiques entre le solide et le fluide.

La connaissance de la distribution de la température dans un système est nécessaire dans l'étude du transfert thermique mais dans beaucoup de cas pratiques, la géométrie des corps ainsi que les conditions aux limites sont très complexes pour permettre une solution analytique du problème pour cela on fait appel aux méthodes numériques. Ces dernières sont approximatives et se basent sur plusieurs techniques qui ne cessent de s'améliorer pour arriver à des résultats qui semblent pratiquement proches à ceux de l'expérimental ou l'analytique.

Parmi les méthodes numériques les plus pratiques à la discrétisation d'équations aux dérivées partielles on retrouve incontestablement la méthode des différences finies. Cette méthode est simple dans son concept mais efficace dans ses résultats, elle est souvent utilisée dans les problèmes de transferts thermiques pour la résolution de l'équation de la chaleur.

Grâce aux nouvelles démarches et analyses qui lui sont associées, la méthode des différences finies est de plus en plus performante. Une modélisation aux différences finies 2D de l'équation de la chaleur a été développée et appliquée pour le calcul de la distribution de température de la coulée continue dans l'aciérie [1]. Les résultats obtenus du modèle sont en bon accord avec les données mesurées, ce qui a permis de développer un système de contrôle de coulée continue sur la base du modèle proposé.

Beck et al. [2] ont traité le problème de transfert de chaleur en régime stationnaire pour un rectangle avec une condition à la limite de type Dirichlet. Il a été constaté que les composantes de l'état stationnaire des solutions de l'équation de la chaleur peuvent avoir des séries qui convergent très lentement pour les températures et divergentes pour les flux de chaleur. Des recommandations ont été préconisées pour éliminer ces problèmes de convergence.

Une méthode explicite de différences finies inconditionnellement stable pour la solution des problèmes de conduction avec changement de phase a été développée [3]. La comparaison de cette méthode avec certaines méthodes implicites stables d'intégration dans le temps montre la robustesse, la stabilité, la précision et l'efficacité de la méthode proposée. Par ailleurs, les expériences numériques montrent que le champ de températures évalué pour les grands nombres de Fourier est en bon accord avec celui évalué pour de petits nombres de Fourier et la solution exacte. Ciofalo et al. [4] ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur d'une paroi chaude vers un jet d'eau liquide pour des pulvérisations d'eau sous buses à cône plein fonctionnant pour des pressions amont variables. Deux plaques en alliage cuivre-béryllium, de dimensions (4×5) cm et 1,1 mm d'épaisseur, sont chauffées électriquement à 300 °C, puis rapidement et symétriquement refroidies par des jets d'eau issus de deux buses identiques. Des thermocouples placés au niveau du plan médian permettent de mesurer la température interne. La résolution du problème inverse de conduction thermique a permis de calculer la température de surface et par conséquent l'estimation du flux de chaleur transférée à la masse d'eau pulvérisée. Des études hydrodynamique et thermique lors d'un refroidissement, par jets d'eau sous sprayer, de plaques hautement chauffées sont menées par Mzad et Tebbal [5, 6] à travers la résolution du problème direct de conduction bidimensionnelle en régime transitoire en utilisant le code de simulation FEMLAB. D'intéressants

©UBMA - 2016

résultats graphiques de température, de flux thermique et de coefficient de transfert de chaleur sont obtenus pour deux différents métaux au cours d'un refroidissement à travers plusieurs pulvérisateurs à caractéristiques géométriques propres.

Horacek et al. [7, 8] ont étudié l'influence de la présence de gaz dissous dans un liquide sur l'intensité du transfert de chaleur lors d'un refroidissement intensif sous buses d'injection. L'espacement entre les buses et la surface chauffée varie entre 7 et 17 mm. Le transfert de chaleur à travers la surface augmente considérablement avec la diminution de l'espacement entre les buses. La présence de gaz dissous a augmenté le sous-refroidissement efficace du liquide, décalant les courbes de refroidissement par pulvérisation vers des températures de paroi plus élevées et un flux de chaleur critique (CHF) également augmenté.

Des expériences ont été réalisées afin d'étudier le transfert de chaleur pour des surfaces micro-structurées qui possèdent de nouvelles textures refroidies par pulvérisations d'eau [9, 10]. Les données expérimentales sont analysées en vue d'établir le rapport entre le transfert de chaleur par convection et le transfert de chaleur diphasique. Les résultats indiquent un taux de changement de phase par rapport au transfert de chaleur total supérieure à 50% pour les surfaces micro-structurées contre 20% pour des surfaces planes. Les microstructures offrent de meilleures performances de refroidissement dans le film mince. La rupture de ce film liquide affecte considérablement le coefficient de transfert de chaleur et la stabilité de la température de paroi.

Une technique expérimentale a été développée pour permettre de suivre et de contrôler le transfert de chaleur au cours d'un refroidissement à l'état statique d'une surface d'acier horizontale chauffée à l'aide d'un brûleur à gaz, dans la plage de température de surface 380-1200 K [11]. Le procédé fournit des informations de base sur les paramètres de pulvérisation et leurs effets sur l'intensification du transfert de chaleur, notamment la vitesse des gouttelettes dans le régime de caléfaction.

Un modèle numérique a été développé pour prédire le transfert de chaleur avec changement de phase entre une surface chauffée et un jet diphasique impactant [12]. Différentes approches de modélisation en diphasique sont comparées (approches Lagrangienne et Eulérienne). Il a été aussi question d'analyser l'influence de la turbulence et de la taille des gouttes formant le spray. Récemment une analyse du transfert thermique lors du refroidissement d'un système sous sprayer est achevée grâce à des simulations numériques par un modèle CFD [13]. L'étude est basée sur des données expérimentales sous des conditions stables et adiabatiques, le coefficient de transfert de chaleur se situait entre 17800 et 21000 W/m^2. Le modèle a permis de prédire la température de surface et le flux de chaleur dégagé en utilisant la loi de Fourier de conduction thermique unidimensionnelle.

Dans l'industrie sidérurgique le souci permanent demeure l'élaboration de systèmes de refroidissement efficaces qui permettent d'obtenir une meilleure qualité du métal et acier avec un minimum possible de dépenses d'énergie et de ressources en eau. Le contrôle en température et la maîtrise du refroidissement sont des paramètres clés pour la qualité de fabrication et la longévité des composants. Le but de cet article est de déterminer la distribution de température au sein d'un bloc d'acier porté à haute température sujet à un brusque refroidissement par dispersion d'eau sous buse d'injection. L'étude est basée sur la résolution numérique de l'équation de la chaleur par la méthode des différences finies 2D, dans les cas stationnaire et transitoire. Une programmation en FORTAN 90 nous permet de simuler le transfert thermique dans le bloc en résolvant le système d'équations grâce à la méthode itérative de sur-relaxation de Gauss Seidel.

2. MODELISATION ET FORMULATION NUMERIQUE

On considère un bloc en acier doux (AISI 316) initialement à une température de 500 °C qui est refroidi par un jet d'eau à 23 °C sous buse d'injection. Le bloc est un cube

©UBMA - 2016

rectangulaire de (0,5×0,5×0,3) m décrit par la figure 1.

Nous nous proposons de déterminer l'évolution de la température dans le temps au sein du matériau durant le processus de refroidissement. Les principales données du problème sont résumées dans le tableau 1.

Tableau 1**:** données du problème.

Symbole	a, b	c_P	e	h_{eb}	λ	ρ	α
Valeur	500	0,56	300	7600	16	7900	0,004

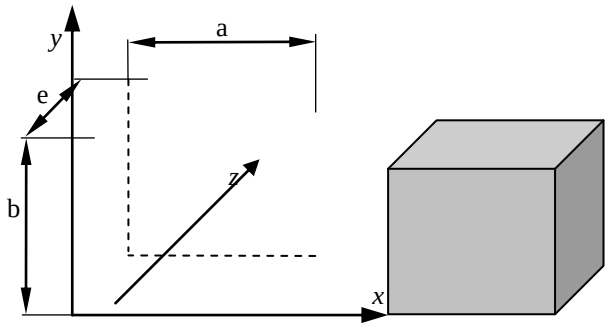


Figure 1: Dimensions du bloc d'acier.

La diffusion de la chaleur dans les solides est régie par une équation aux dérivées partielles. Lorsque les conditions expérimentales conduisent à des isothermes verticales et parallèles, les flux thermiques suivant l'axe z sont supposés nuls. Le problème se résume à une résolution transitoire et bidimensionnelle de l'équation de la chaleur:

$$\frac{\partial^2 T(x,y)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T(x,y)}{\partial y^2} = \left(\frac{\rho c_p}{\lambda}\right)\frac{\partial T(x,y)}{\partial t} \quad (1)$$

En régime permanent, la température en tous point (x, y) est décrite par l'équation de Laplace:

$$\frac{\partial^2 T(x,y)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T(x,y)}{\partial y^2} = 0 \quad (2)$$

Les gouttelettes d'eau dispersées sur la surface hautement chauffée s'évaporent instantanément les premières secondes du refroidissement avant de créer une turbulence due à l'ébullition nucléée. Les lois de convection monophasique classiques ne sont plus valables et le coefficient de transfert de chaleur diphasique h_{eb} dépend, outre les propriétés thermiques de l'acier, du modèle de buse utilisé et des conditions hydrodynamiques. Dans notre cas il s'agit d'un sprayer à cône plein (Fig. 2), pour ce type de buse on a estimé h_{eb} = 7600 W/(m^2.K) [6]. Pour une conduction thermique non stationnaire on a:

- Condition initiale:

$$T\,(t{=}0) = T_0 = 500\ °\mathrm{C} \quad (3)$$

- Conditions aux limites:
  * température imposée (CL type Dirichlet), $T(x, y, t)$ = 500 °C aux frontières:
    $y = 0$ et $x \in [0, 0{,}5]$,
    $x = 0$ et $y \in [0, 0{,}5]$,
    $x = 0{,}5$ et $y \in [0, 0{,}5]$.
  * condition mixte (CL type Cauchy) à la frontière: $y = 0{,}5$ et $x \in [0, 0{,}5]$

$$-\lambda \left.\frac{\partial T}{\partial y}\right|_{y>b} = h_{eb}\left(T - T_{ext}\right) \quad (4)$$

©UBMA - 2016

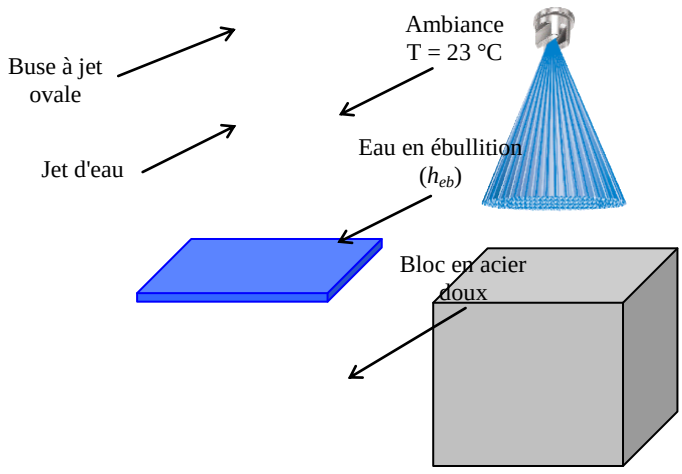


Figure 2**:** Schématisation du refroidissement sous sprayer du bloc.

En termes de différences finies, l'équation (2) peut s'écrire:

$$T(x+\Delta x,y)+T(x-\Delta x,y)-4T(x,y)+ T(x,y+\Delta y)+T(x,y-\Delta y)=0 \quad (5)$$

Soit, en notation indicielle:

$$T_{i+1,j}+T_{i-1,j}-4T_{i,j}+T_{i,j+1}+T_{i,j-1}=0 \quad (6)$$

On effectue un maillage du domaine de sorte que:

$$m=\frac{a}{\Delta x}+1 \text{ et } n=\frac{b}{\Delta y}+1$$

S'agissant d'un maillage carré $\Delta x = \Delta y = p$, ce qui implique $m = n$. Les coordonnées des nœuds sont définies comme suit:

$$\begin{cases} x_i = i\cdot\Delta x, & 1\le i\le m \\ y_j = j\cdot\Delta y, & 1\le j\le n \end{cases}$$

Pour la zone du film d'eau en ébullition on considère des nœuds fictifs au dessus du bloc, tel que:

$$\frac{\partial T}{\partial y}=\frac{T_{i,j+1}-T_{i,j-1}}{2p} \quad (7)$$

Où les $T_{i,j+1}$ sont les nœuds fictifs.

En introduisant le nombre de Biot, l'équation (4) se traduit par:

$$T_{i,j+1}=T_{i,j-1}-2Bi(T_{i,j}-T_{ext}) \quad (8)$$

avec,

$$Bi=\frac{ph_{eb}}{\lambda}$$

En considérant l'expression de $T_{i,j+1}$ ci-dessus, l'équation (6) devient:

$$T_{i,j}=\frac{T_{i+1,j}+T_{i-1,j}+2T_{i,j-1}+2BiT_{ext}}{(4+2Bi)} \quad (9)$$

D'autre part, la dérivée temporelle de la température peut être discrétisée sous la forme:

$$\left.\frac{\partial T}{\partial t}\right|_{i,j}=\frac{T_{i,j}^{k+1}-T_{i,j}^{k}}{\Delta t} \quad (10)$$

Soit la discrétisation, en termes de différences finies, de l'équation de la chaleur en régime transitoire:

$$\frac{T_{(i+1,j)}^{k}+T_{(i-1,j)}^{k}-4T_{(i,j)}^{k}+T_{(i,j+1)}^{k}+T_{(i,j-1)}^{k}}{p^2}=\frac{T_{i,j}^{k+1}-T_{i,j}^{k}}{\alpha\Delta t} \quad (11)$$

En posant le nombre de Fourrier:

$$Fo=\frac{\alpha\Delta t}{p^2}$$

L'équation (11) devient:

$$T_{i,j}^{k+1}=(1-4Fo)T_{i,j}^{k}+ Fo(T_{(i+1,j)}^{k}+T_{(i-1,j)}^{k}+T_{(i,j+1)}^{k}+T_{(i,j-1)}^{k}) \quad (12)$$

Pour les nœuds fictifs:

$$\frac{T_{i,j}^{k+1}-T_{i,j}^{k}}{\alpha\Delta t}=\frac{T_{i+1,j}^{k}+T_{i-1,j}^{k}-4T_{i,j}^{k}+2T_{i,j-1}^{k}-2Bi(T_{i,j}^{k}-T_{ext})}{p^2} \quad (13)$$

Finalement:

$$T_{i,j}^{k+1}=\left(1-4Fo-2FoBi\right)T_{i,j}^{k}+ Fo\left(T_{i+1,j}^{k}+T_{i-1,j}^{k}+2T_{i,j-1}^{k}+2BiT_{i,j+1}^{k}\right) \quad (14)$$

Sous forme matricielle l'équation (14) s'écrit:

$$[M]\{T\}=\{C\} \quad (15)$$

La méthode de sur-relaxation successive obtenue à partir de la méthode de Gausse-Seidel est utilisée pour accélérer la convergence du système. La méthode de Gauss-Seidel consiste à

©UBMA - 2016

décomposer la matrice M en une composante diagonale D et deux composantes triangulaires inférieure et supérieure L et U :

$$[M]=[D]+[L]+[U] \tag{16}$$

Pour arriver à un système d'équations linéaires de la forme:

$$(D+\omega L)T=\omega b-[\omega U+(\omega-1)D]T \tag{17}$$

Où, ω est appelé facteur de relaxation ($\omega > 1$).
La méthode *SRS* est une technique itérative qui permet de résoudre le côté gauche de cette expression pour T en utilisant la valeur précédente de T sur le côté droit. Analytiquement cela peut être écrit:

$$T^{(k+1)}=(D+\omega L)^{-1}\left(\omega b-[\omega U+(\omega-1)D]T^{(k)}\right) \tag{18}$$

Toutefois, en profitant de la forme triangulaire de $(D+\omega L)$, les éléments de $T^{(k+1)}$ peuvent être calculés de façon séquentielle en utilisant une substitution avant:

$$T_i^{(k+1)}=(1-\omega)T_i^{(k)}+\frac{\omega}{a_{ii}}\left(b_i-\sum_{j<i}a_{ij}T_j^{(k+1)}-\sum_{j>i}a_{ij}T_j^{(k)}\right),\qquad i=1,2,...,m \tag{19}$$

Le choix de ω n'est pas forcément facile, et dépend des propriétés des coefficients de la matrice. Pour les matrices symétriques positives il est prouvé que la condition $0 < \omega < 2$ conduit à une convergence, mais nous sommes généralement intéressés par une convergence plus rapide plutôt qu'une convergence.
Le critère de stabilité qui exige que le coefficient de $T_{i,j}^k$ de l'équation (12) doit être supérieur ou égal à zéro pour tous les nœuds est également valable pour deux ou trois cas dimensionnels et limite considérablement la taille du pas de temps Δt qui peut être utilisé avec la méthode explicite. Le critère de stabilité pour les nœuds internes est:

$$\frac{\alpha\Delta t}{p^2}\le\frac{1}{2} \tag{20}$$

3. PROGRAMMATION ET RESULTATS

Bien que la conductivité thermique, la chaleur spécifique et la masse volumique puissent varier en fonction de la température, elles seront considérées constantes. Les échanges thermiques radiatifs sont négligés. En l'absence de source interne les valeurs de la température doivent être bornées par les conditions aux limites. La résolution de l'équation de la chaleur linéaire, en régime variable, est effectuée pour un faible nombre de Fourier (Fo = 0,4) et un nombre de Biot, Bi = 4,75. Afin de garantir la stabilité du schéma et aboutir à une solution raisonnable, un pas de temps petit est exigé Δt = 0,01 s avec une précision spatiale peu dense Δx = 0,01 m. En d'autres termes l'erreur introduite par un pas de temps Δt ne peut être supérieur à $\Delta t\partial(\Delta t+\Delta x^2)$.
La méthode SRS correspond parfaitement bien à la programmation de l'équation puisque le terme central de la molécule est justement le terme se trouvant sur la diagonale du système d'équations algébriques.
Le calcul se fait tout d'abord en régime stationnaire pour les nœuds intérieures en commençant par la valeur de la température de départ T_{dep} qui est égale à la température $T_{i,j}$:

$$T_{dep}=(1-\omega)T_{i,j}+\frac{\omega}{4}\left(T_{i+1,j}+T_{i-1,j}+T_{i,j-1}+T_{i,j+1}\right) \tag{21}$$

De la même manière pour les nœuds fictifs T_{dep} est donnée par:

$$T_{dep}=(1-\omega)T_{i,j}+\frac{\omega}{4+2Bi}\left(T_{i+1,j}+T_{i-1,j}+2BiT_{i,j+1}+2T_{i,j-1}\right) \tag{22}$$

On démarre avec k = 1 en régime transitoire pour avoir $T_{i,j}^1=T_{i,j}^0$, ensuite on utilise les équations (12) et (14) respectivement pour les nœuds intérieurs et les nœuds fictifs. On poursuit les itérations en posant $T_{i,j}^k=T_{i,j}^{k+1}$ jusqu'à l'arrêt du programme.
Les résultats de la simulation sont présentés sous forme graphique illustrés par les figures de 3 à 8.

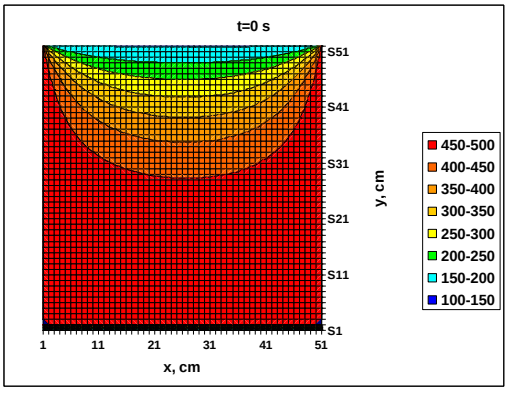


Figure 3: Profil des températures dans le bloc en régime stationnaire.

©UBMA - 2016

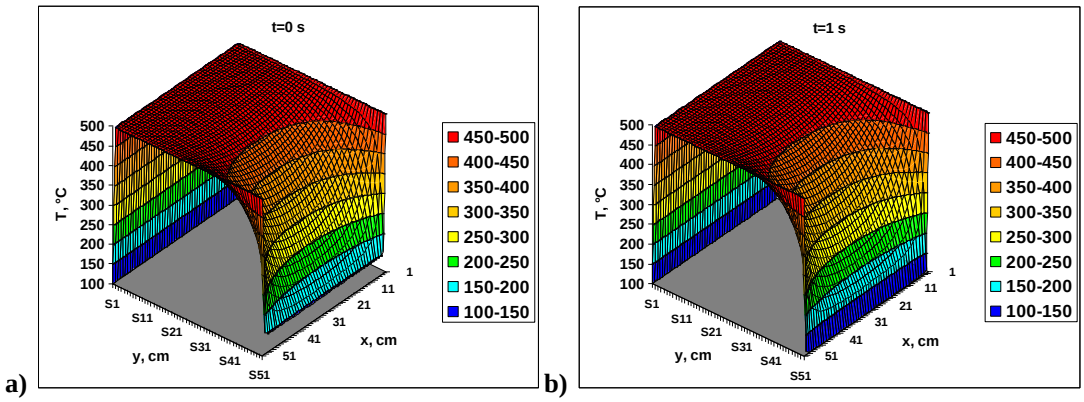


Figure 4: Représentations spatiales (3D) de la température dans le bloc:
a) cas stationnaire, b) cas transitoire.

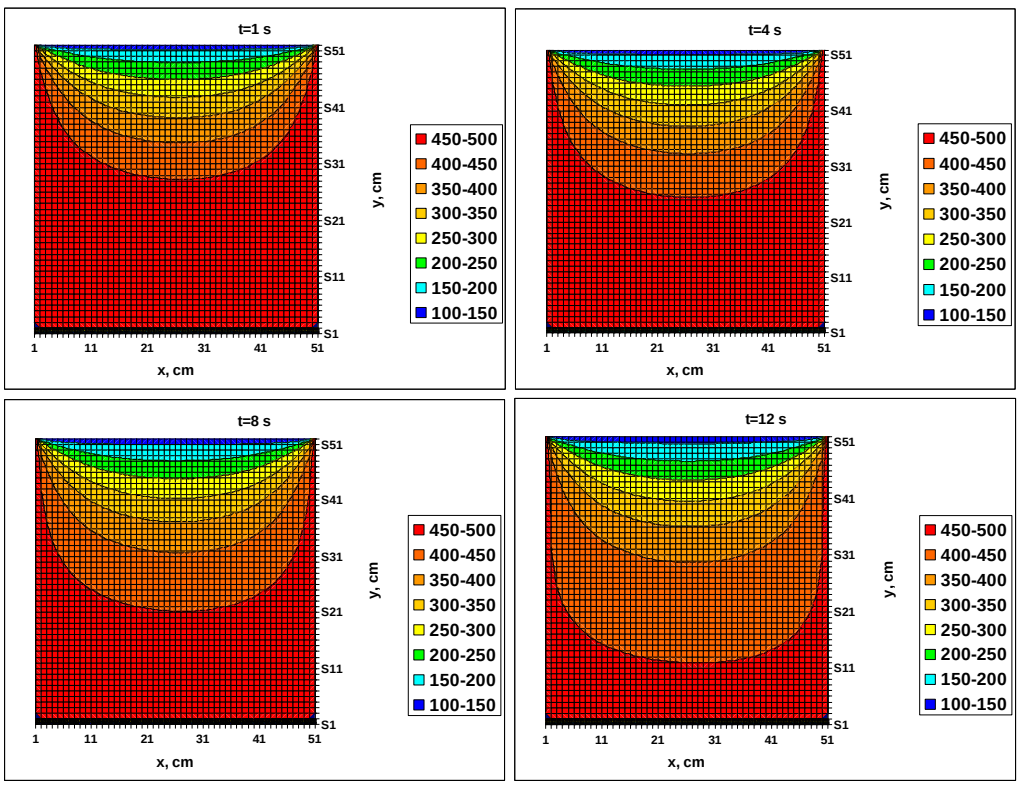


Figure 5: Evolution de la température dans le bloc en 12 secondes.

©UBMA - 2016

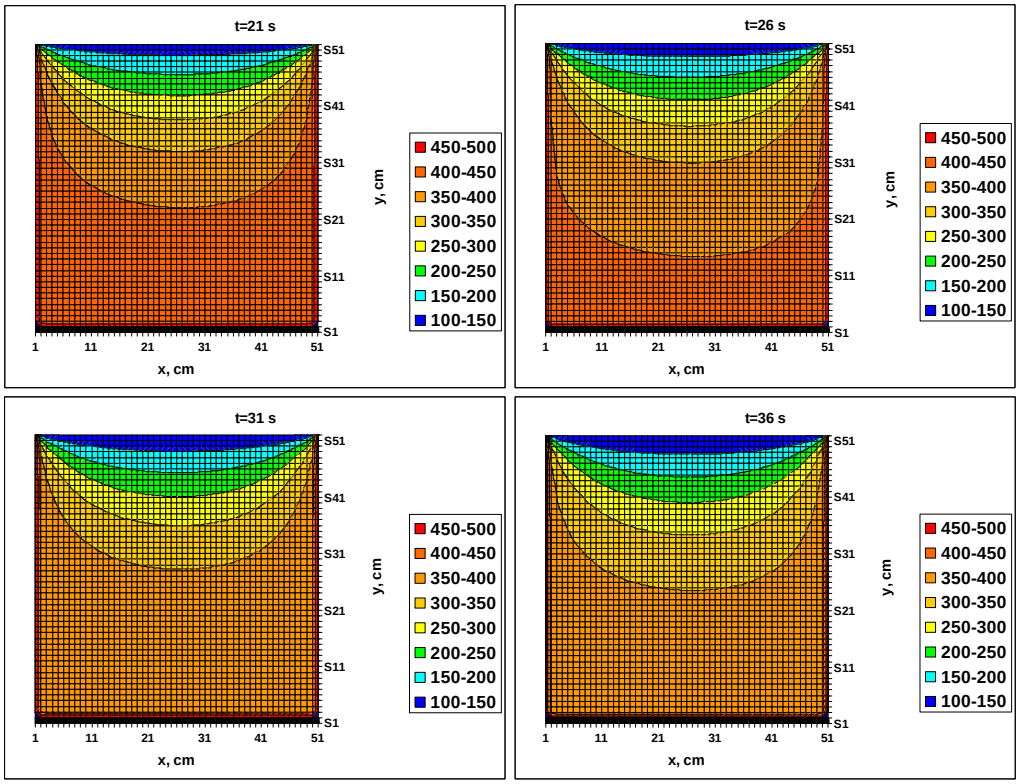
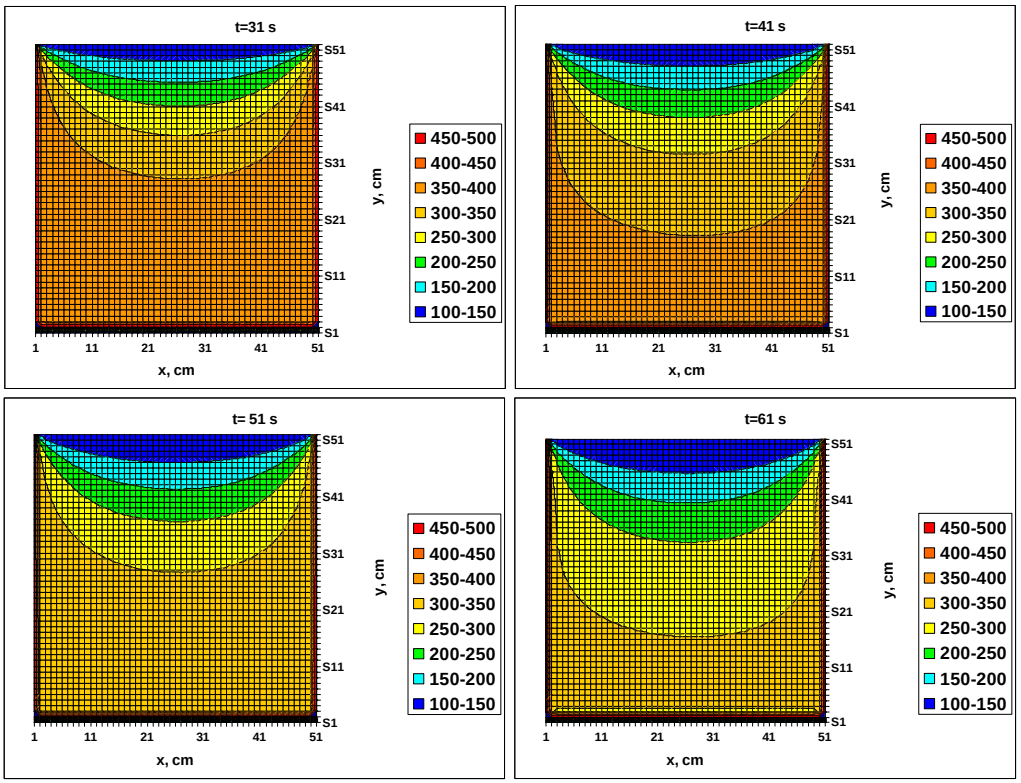


Figure 6: Evolution de la température dans le bloc toutes les 5 secondes.



©UBMA - 2016

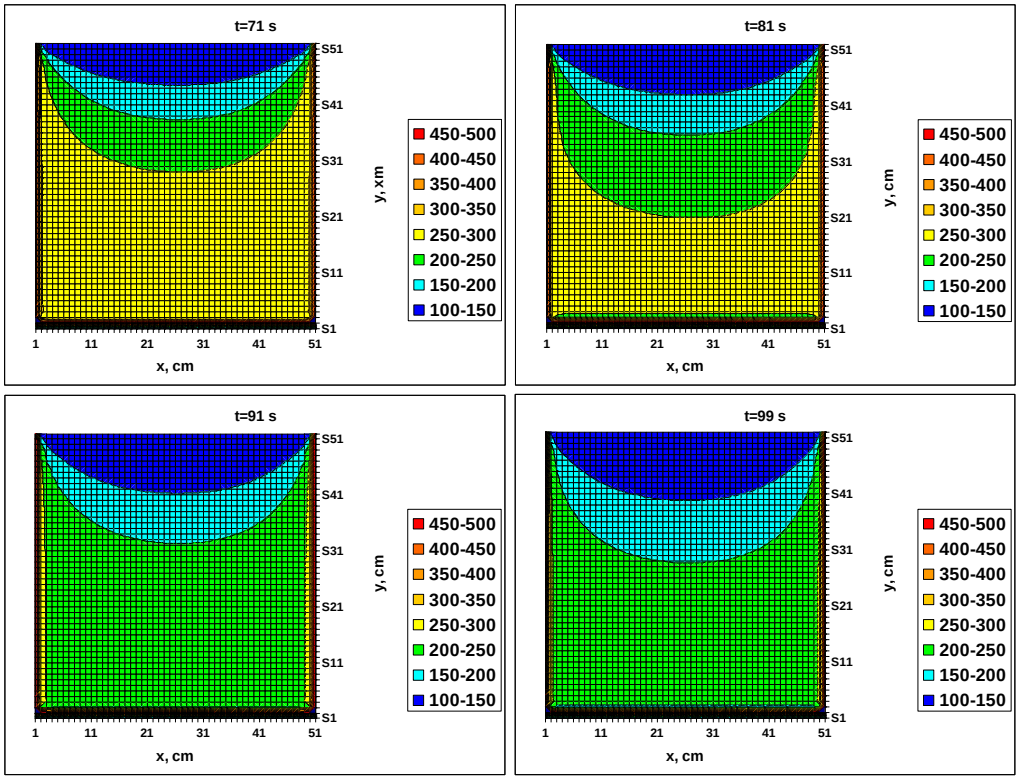
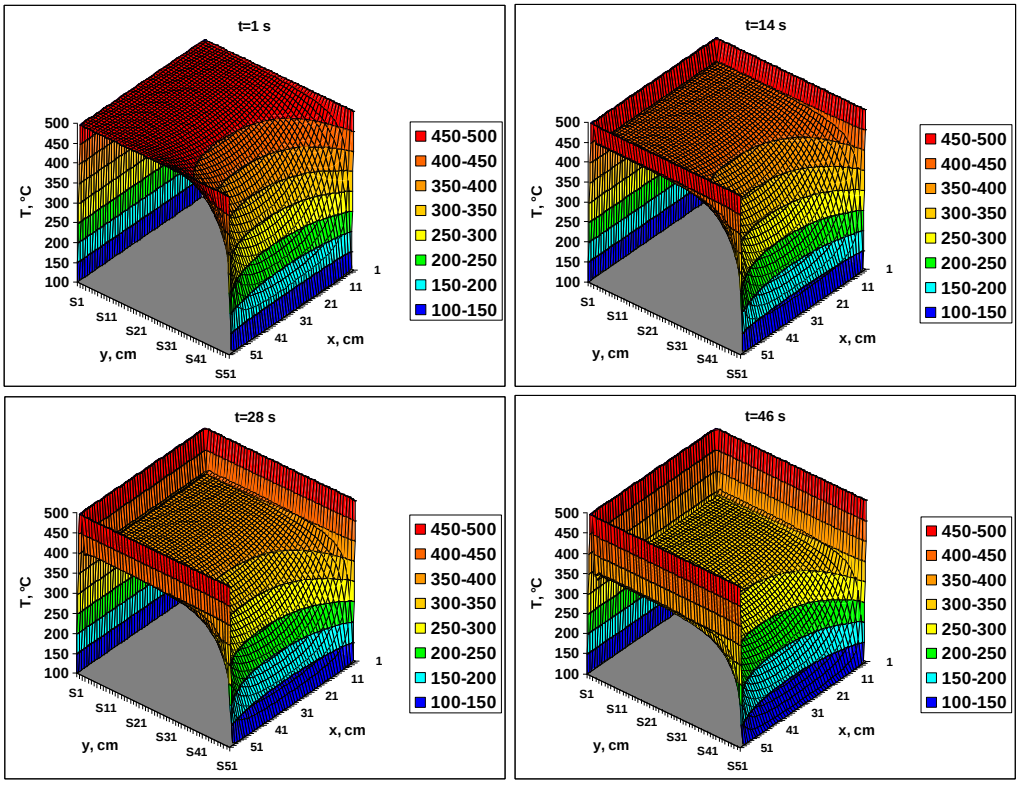


Figure 7: Evolution de la température dans le bloc toutes les 10 secondes.



©UBMA - 2016

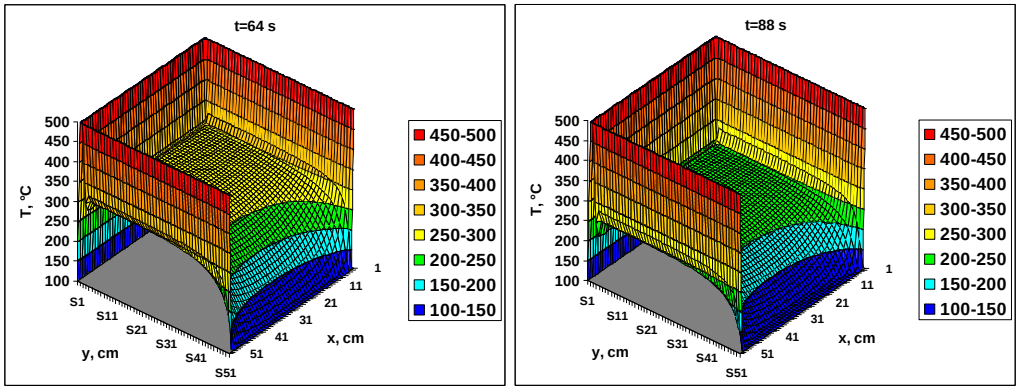


Figure 8: Représentations spatiales (3D) des températures en régime transitoire.

4. TRAITEMENT ET ANALYSE DES RESULTATS

La figure 4 représente la distribution de la température dans le bloc indépendamment du temps, elle est obtenue en résolvant l'équation de Laplace (Eq. 2). Les profils de températures dans le bloc se présentent sous forme de couches isothermes de forme concave, chaque isotherme est à un niveau de température spécifique dont la valeur diminue plus on se rapproche de la surface supérieure du coté du film d'eau en ébullition. Une analyse plus en détails de la distribution de la température nous révèle la position des isothermes et l'évolution du champ de températures au sein du bloc d'acier. En effet, on peut noter à la surface une température d'ébullition qui n'excède pas 150 °C, à une hauteur comprise entre 48 et 51 cm la température des isothermes varie de 150 à 200 °C, un peu plus bas (45-48 cm) la température augmente de 200 à 250 °C, entre 42 et 45 cm nous avons des isothermes de 250 à 300 °C, pour une hauteur qui varie de 29 à 38 cm la température oscille entre 300 et 400 °C, et enfin, partant de la base du bloc à une hauteur approximative de 29 cm les températures enregistrées sont de l'ordre de 450 à 500 °C.

La figure 5 est une représentation spatiale (3D) du champ de températures dans le bloc, elle illustre une comparaison des deux régimes stationnaire et transitoire après une seconde de refroidissement.

Notons que pour l'état stationnaire il est difficile de discerner la variation de la température de 100 à 150 °C.

Les solutions de l'équation de Fourier (Eq. 1) sont illustrées par les figures 6, 7 et 8 qui montrent l'évolution de la température à des intervalles de temps bien précis. Les champs de températures dans l'acier pendant les premières secondes de refroidissement sont dévoilés sur la figure 6. Afin de bien percevoir l'évolution de la température en 12 secondes de refroidissement, un état de conduction thermique est établi toutes les quatre secondes. Vraisemblablement, au bout de 12 s le taux de variation de la température est lent ce qui n'exprime pas les gradients de température habituels d'une ébullition nucléée.

C'est au delà de 21 secondes de refroidissement qu'on peut distinguer la progression du champ de températures dans le matériau étudié, un profil thermique est présenté toutes les 5 secondes (Fig. 7) jusqu'à t = 36 s. A ce moment là, la température maximale du bloc d'acier a chuté de 100 °C, la diffusion de la chaleur s'amorce pour un meilleur dégagement de la chaleur.

L'affichage des résultats graphiques de la simulation est accompli en présentant une illustration de la répartition de températures toutes les 10 secondes (Fig. 8). Au temps t = 99 s, la température maximum du métal a baissé de moitié. L'intervalle adopté de 10 s nous permet d'apprécier encore mieux le déroulement du processus thermique et donc de pouvoir prédire le refroidissement du métal jusqu'à une valeur de sa température de paroi proche de la température industrielle de 100 °C.

En fin de simulation, une récapitulation de la répartition de la température dans le temps au sein du bloc d'acier est interprétée par les représentations graphiques (3D) de la figure 9. De la lecture de ses graphes il se dégage une évaluation sommaire du problème simulé à savoir qu'après 14 secondes de refroidissement sous sprayer la température baisse de 50 °C, à t = 28 s elle diminue de 100 °C, à t = 46 s la chute est de 150 °C, ensuite cette chute passe à 200 °C au bout de 64 s et finalement on enregistre un abaissement de moitié de la température initiale correspondant à un temps écoulé d'une minute 30 secondes. Il faut préciser que la simulation est arrêtée après un refroidissement qui aura duré 99 s, c'est la limite définie par l'algorithme de

©UBMA - 2016

résolution conditionnée au préalable par le choix du critère de convergence.

Les résultats obtenus par simulation, grâce à la résolution de l'équation de la chaleur traduisant le transfert thermique qui a lieu en milieux diphasique dispersé, nous permettent de suivre l'évolution instantanée de la température de paroi. Il est possible, par le biais du modèle numérique développé de prédire le transfert de chaleur avec changement de phase entre une surface hautement chauffée et un jet d'eau impactant. En réalité, tout repose sur l'estimation de la valeur du coefficient de convection h_{eb} qui dépend de la dispersion du fluide dans toute sa complexité [6] et donc du choix de la buse à laquelle s'ajoutent les propriétés thermophysiques de l'objet étudié.

En fin, cette étude s'inscrit parmi de nombreux travaux dits expériences numériques qui contribuent à optimiser des procédés efficaces pour refroidir une surface soumise à un flux de chaleur élevé moyennant un faible débit de liquide de refroidissement. Sur le plan technologique, le choix du mode de refroidissement à grand échelle a un impact d'une grande portée puisqu'il est possible d'obtenir un résultat identique sinon meilleur en utilisant moins de liquide de refroidissement ce qui n'est pas à négliger pour les industries sidérurgiques implantées dans les contrées où les besoins en eau se font cruellement ressentir.

5. CONCLUSIONS

Une simulation du transfert de chaleur lors d'un refroidissement par jet d'eau sous sprayer avec changement de phase à la frontière supérieure de l'objet étudié a été menée.

Si le refroidissement par pulvérisation est couramment utilisé dans des procédés faisant intervenir des températures élevées, il est souvent difficile d'en caractériser les flux et leur répartition. En effet, La température initiale du matériau est suffisamment élevée pour permettre d'obtenir un régime de bouillonnement pelliculaire qui, dans le sens du refroidissement, atteint une phase critique avant de se transformer en régime de bouillonnement nucléé. Dans ce cas précis, le coefficient de convection dépend directement des conditions de surface, à savoir la température superficielle de l'objet refroidi et le volume d'eau dispersée.

La puissance thermique du bloc est cédée à l'eau de refroidissement, initialement à 23 °C, qui se dissipe sous forme de chaleur latente de vaporisation car à l'interface il se produit un changement de phase causé par l'eau en ébullition. Le mode de refroidissement sous sprayer favorise une turbulence à la surface de contact qui empêche la formation d'un film de vapeur synonyme de résistance thermique ce qui permet de demeurer en régime d'ébullition nucléée.

L'étude du transfert de chaleur dans ce cas est décrite par un équilibre de flux thermiques par conduction à l'intérieur du bloc et par convection avec le fluide refroidissant. Un tel problème est régit par la condition à la limite du troisième type dite de Cauchy.

L'approche adoptée pour la modélisation du problème est basée sur deux étapes. La première étape consiste à substituer le film d'eau en ébullition par une rangée de nœuds fictifs à la face supérieure du bloc, la seconde consiste à faire un maillage en deux dimensions du bloc entier.

Grâce au programme élaboré on pourrait envisager un refroidissement avec régulation de débit, permettant de contrôler l'intensité du transfert thermique et d'obtenir les conditions fixées au préalable. Ainsi, dans l'industrie du laminage à chaud de l'acier par exemple, il est possible de choisir le temps nécessaire pour une température déterminée et prédire à l'avance le traitement thermique adéquat permettant de concevoir des structures uniformes et résistantes du produit.

En définitive, une telle étude s'avère d'une utilité considérable car elle permettrait de gagner en temps et en coût pour arriver à fournir d'importantes explications à beaucoup de processus énergétiques et d'en optimiser les résultats en évitant des essais expérimentaux.

REFERENCES

[1] Wang Y.C., Li D.Y., Peng Y.H. & Zhu L.G., 2007. Computational modeling and control system of continuous casting process, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 33 (1), 1-6.

[2] Beck J.V., Wright N.T., Haji-Sheikh A., Cole K.D. & Amos D.E., 2008. Conduction in rectangular plates with boundary temperatures specified, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51 (19-20), 4676-4690.

[3] Tavakoli R. & Davami P., 2007. Unconditionally stable fully explicit finite difference solution of solidification problems, *Metallurgical and Materials Transactions B*, Vol. 38 (1), 121-142.

[4] Ciofalo M., Di Piazza I. & Brucato V., 1999. Investigation of the cooling of hot walls by liquid water sprays, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42 (7), 1157-1175.

[5] Mzad H., 2004. Etude Hydrodynamique et thermique lors du refroidissement sous sprayer d'une surface à haute température. Thèse de Doctorat d'Etat,

©UBMA - 2016

Université des Sciences et de la Technologie d'Oran, Algérie. 119p.
[6] Mzad H. & Tebbal M., 2009. Thermal diagnostics of highly heated surfaces using water-spray cooling, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 45 (3), 287-295.
[7] Horacek B., Kiger K.T. & Kim J., 2005. Single nozzle spray cooling heat transfer mechanisms, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48 (8), 1425-1438.
[8] Horacek B., Kim J. & Kiger K.T., 2005. Spray cooling using multiple nozzles: visualization and wall heat transfer measurements, *IEEE Transactions on Device and Materials Reliability*, Vol. 4 (4), 614-625.
[9] Hsieh C.C. & Yao S.C., 2006. Evaporative heat transfer characteristics of a water spray on micro-structured silicon surfaces, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49 (5-6), 962-974.
[10] Zhang W., Wang Z. & Xu M., 2012. Heat transfer characteristics in closed-loop spray cooling of micro-structured surfaces, High Power Laser and Particle Beams, Vol. 24 (9), 2053-2058.
[11] Sharief R.A., 2007. Steady state high pressure spray cooling of high temperature steel surfaces, *Atomization and Sprays*, Vol. 17 (2), 171-191.
[12] Guechi M.R., Desevaux P. & Baucour P., 2011. Etude numérique du refroidissement d'une surface métallique par pulvérisation (spray cooling), 20ème Congrès Français de Mécanique, du 29 août au 2 septembre, Besançon, France.
[13] Jafari M., 2014. Analysis of heat transfer in spray cooling systems using numerical simulations, A Thesis of Applied Science, University of Windsor, Ontario, Canada. 110p.

NOMENCLATURE

Bi	nombre de Biot	
C	vecteur associé à la matrice	
D	matrice diagonale	
Fo	nombre de Fourier	
L	matrice triangulaire inférieure	
T	température	[°C]
U	matrice triangulaire supérieure	
a	longueur (suivant x)	[mm]
b	hauteur (suivant y)	[mm]
c_P	chaleur spécifique	[kJ/(kg·K)]
e	largeur (ou épaisseur suivant z)	[mm]
h	coefficient de convection de l'eau	[W/(m^2·K)]
p	pas	[mm]
t	temps	[s]
x,y,z	coordonnées cartésiennes	[mm]

Symboles Grecs

Δ	différence	
α	diffusivité thermique	[m^2/s]
ρ	masse volumique	[kg/m^3]
λ	conductivité thermique	[W/(m·K)]
ω	coefficient de relaxation	

Indices

dep	départ
eb	ébullition
i, j	indexes suivant x et y
k	index de temps
m,n	nombre de noeuds suivant i et j
p	pression constante

©UBMA - 2016