

II.3.1.1 Description des équations de Navier-Stokes

Les équations de Navier-Stokes régissent le mouvement des fluides et peuvent être considérées comme la deuxième loi de Newton sur le mouvement des fluides. Dans le cas d'un fluide newtonien compressible, cela donne :

$$\underbrace{\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \nabla p \right)}_1 = - \underbrace{\nabla p}_2 + \underbrace{\nabla \cdot \left[\mu (\nabla u + (\nabla u)^T) - \frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot u) I \right]}_3 + \underbrace{F}_4 \quad (\text{III.1})$$

Où u est la vitesse du fluide, p est la pression du fluide, ρ est la densité du fluide et μ est la viscosité dynamique du fluide. Les différents termes correspondent aux forces d'inertie (1), aux forces de pression (2), aux forces visqueuses (3) et aux forces externes appliquées au fluide (4). Les équations de Navier-Stokes ont été dérivées par Navier, Poisson, Saint-Venant et Stokes entre 1827 et 1845.

Ces équations sont toujours résolues avec l'équation de continuité :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad (\text{III.2})$$

Les équations de Navier-Stokes représentent la conservation du '*Momentum*', tandis que l'équation de continuité représente la conservation de la masse.

II.3.1.2 Modélisation des équations de Navier-Stokes

L'équation de continuité et les équations de Navier-Stokes représentent le cœur de la modélisation des écoulements fluides. La résolution de ces équations, pour un ensemble particulier de conditions aux limites prédit la vitesse du fluide et sa pression dans une géométrie donnée. En raison de leur complexité, ces équations n'admettent qu'un nombre limité de solutions analytiques. Il est relativement facile, par exemple, de résoudre ces équations pour un écoulement entre deux plaques parallèles ou pour l'écoulement dans une conduite circulaire. En revanche, pour les géométries plus complexes telles qu'une buse de pulvérisation, la résolution des équations assez complexe.

II.3.1.3 Régime de l'écoulement

En fonction du régime d'écoulement, il est souvent possible de simplifier les équations. Dans d'autres cas, des équations supplémentaires peuvent être nécessaires. Dans le domaine de la dynamique des fluides, les différents régimes d'écoulement sont catégorisés à l'aide d'un nombre non dimensionnel, tel que le nombre de Reynolds et le nombre de Mach.

Le nombre de Reynolds correspond au rapport des forces d'inertie aux forces visqueuses. Il mesure la turbulence de l'écoulement. Les flux à faible nombre de Reynolds, comme dans notre cas, sont laminaires, tandis que les flux à plus grand nombre de Reynolds sont turbulents. Le nombre de Mach ($M = U/c$) correspond au rapport de la vitesse du fluide, U , à la vitesse du son dans ce fluide, c . Le nombre de Mach mesure la compressibilité de l'écoulement.

II.3.2 Simulation du spray

Deux méthodes sont disponibles pour la simulation d'un spray : les méthodes de suivi et les méthodes dispersées.

Les méthodes de suivi modélisent l'écoulement de deux fluides immiscibles différents séparés par une interface clairement définie. Ces méthodes sont généralement utilisées pour modéliser la formation de bulles ou de gouttelettes, tel que les réservoirs de ballotement ou l'écoulement séparé d'huile / eau / gaz.

Bien que les méthodes de suivi soient précises et fournissent une image claire du champ d'écoulement (vitesse, pression et force de tension superficielle), elles ne sont pas toujours pratiques en raison de leur coût de calcul élevé. Ainsi, les méthodes de suivi d'interface sont généralement mieux adaptées aux problèmes micro fluidiques dans lesquels seules quelques gouttelettes ou quelques bulles sont suivies ce qui n'est pas valable pour notre étude.

Les simulations à plus grande échelle impliquant un plus grand nombre de gouttelettes tel qu'un spray nécessitent des méthodes de calcul moins coûteuses. En effet, les méthodes dispersées ne déterminent pas explicitement la position de l'interface entre les deux fluides, mais donne plutôt la fraction volumique de chaque phase, réduisant ainsi la charge de calcul.

Les méthodes dispersées sont les suivantes :

- Modèle *Euler-Euler*
- Modèle *de mélange*
- Modèle *Bubbly flow*

II.3.2.1 Modèle Euler-Euler

Le modèle Euler-Euler simule le flux de deux phases incompressibles continues et entièrement interpénétrées. Les applications typiques sont les lits fluidisés (particules solides dans le gaz),

la sédimentation (particules solides dans le liquide) ou le transport de gouttelettes ou bulles de liquide dans un liquide.

Ce modèle nécessite la résolution de deux ensembles d'équations de Navier-Stokes, un pour chaque phase, afin de calculer le champ de vitesse pour chaque phase. La fraction volumique de la phase dispersée est suivie avec une équation de transport supplémentaire.

Le modèle Euler-Euler est la méthode d'écoulement diphasique correcte pour modéliser un lit fluidisé. Le modèle repose sur l'hypothèse que les particules, bulles ou gouttelettes dispersées sont beaucoup plus petites que la taille de la grille.

Le modèle Euler-Euler est le plus polyvalent des trois modèles dispersés, mais il a un coût de calcul élevé. Le modèle résout deux ensembles d'équations de Navier-Stokes, au lieu d'un, ce qui est le cas pour tous les autres modèles. Les modèles d'écoulement "bubbly flow" et de mélange sont des simplifications du modèle Euler-Euler et reposent sur des hypothèses supplémentaires.

II.3.2.2 Modèle de mélange

Le modèle de mélange est utilisé pour simuler des liquides ou des gaz contenant une phase dispersée. La phase dispersée peut être des bulles, des gouttelettes liquides ou des particules solides, qui sont supposées toujours voyager avec leur vitesse terminale. Bien que ce modèle puisse être utilisé pour les bulles, il est recommandé d'utiliser le model bubbly flow pour les bulles de gaz dans un liquide.

Le modèle de mélange résout un ensemble d'équations de Navier-Stokes pour la quantité de mouvement du mélange, une équation de continuité moyenne du mélange et une équation de transport pour la fraction volumique de la phase dispersée.

Le modèle de mélange repose sur les hypothèses suivantes :

- La densité de chaque phase est constante ;
- Les gouttelettes ou particules en phase dispersée voyagent avec leur vitesse terminale.

II.3.2.3 Modèle Bubbly flow

Le modèle Bubbly flow est utilisé pour prédire l'écoulement de liquides avec des bulles dispersées. Donc il représente le modèle idéal pour la modélisation d'un spray.

Comme il a été mentionné précédemment, le modèle *bubbly flow* est un cas simplifié du modèle Euler-Euler et il repose sur les hypothèses suivantes :

Chapitre III Etude numérique sur l'effet des paramètres hydrodynamiques sur le refroidissement par pulvérisation monophasique

- La densité du gaz est négligeable par comparaison à la densité du liquide.
- Le mouvement des bulles dans le liquide est déterminé par une traînée visqueuse et un équilibre des forces de pression.
- Les deux phases partagent le même champ de pression.

Le modèle est basé sur l'équation du ''momentum'' exprimée par :

$$\phi_l \rho_l \frac{\partial u_l}{\partial t} + \phi_l \rho_l u_l \cdot \nabla u_l = -\nabla p + \nabla \cdot \left[\phi_l (\mu_l + \mu_T) \left(\nabla u_l + \nabla u_l^T - \frac{2}{3} (\nabla \cdot u_l) I \right) \right] + \phi_l \rho_l g + F \quad (\text{III.3})$$

Le momentum est le mouvement de masse, il s'applique uniquement aux objets en mouvement. C'est un terme qui décrit la relation entre la masse et la vitesse d'un objet, et nous pouvons le voir quand il est écrit sous la forme d'une équation, $p = mv$, où p est le moment, m est la masse en kg et v est la vitesse en m / s.

Le model utilise également l'équation de continuité :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_l \phi_l + \rho_g \phi_g) + \nabla \cdot (\rho_l \phi_l u_l + \rho_g \phi_g u_g) = 0 \quad (\text{III.4})$$

Ainsi, l'équation de transport de la phase gazeuse est la suivante :

$$\frac{\partial \rho_g \phi_g}{\partial t} + \nabla \cdot (\phi_g \rho_g u_g) = -m_{gl} \quad (\text{III.5})$$

La vitesse du gaz u_g est la somme des vitesses :

$$u_g = u_l + u_{slip} + u_{drift} \quad (\text{III.6})$$

La fraction de volume de liquide est calculée à partir de :

$$\phi_l = 1 - \phi_g \quad (\text{III.7})$$

L'expression de la vitesse de déviation (*drift*) est :

$$u_{drift} = - \frac{\tilde{\mu}}{\rho_l} \frac{\nabla \phi_g}{\phi_g} \quad (III.8)$$

Une combinaison des équations ci-dessus donne :

$$\frac{\partial \rho_g \phi_g}{\partial t} + \nabla \cdot [\phi_g \rho_g (u_l + u_{slip})] = \nabla \cdot \left(\frac{\tilde{\mu} \rho_g}{\rho_l} \nabla \phi_g \right) - m_{gl} \quad (III.9)$$

Un terme diffusif est introduit dans l'équation de transport de gaz (Eq III.5), qui est mis en œuvre dans le modèle d'écoulement de fluide.

II.3.3 Simulation du transfert de chaleur

II.3.3.1 Transfert de chaleur dans le solide

Le transfert de chaleur dans le solide (plaque) est décrit par la loi de Fourier définissant le flux thermique de conduction, q , proportionnel au gradient de température :

$$q = -k \nabla T$$

Pour un problème transitoire, le champ de température dans un solide immobile est défini par la forme suivante de l'équation de chaleur :

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p u \nabla T + \nabla q = 0 \quad (III.10)$$

Pour étudier l'effet des paramètres hydrodynamiques en résolvant l'équation de chaleur, nous évaluons la variation de température maximale de la plaque, l'énergie interne totale moyenne et le flux thermique convectif moyen. La variable de flux de chaleur convective, C_{flux} , est définie à l'aide de l'énergie interne, E comme suite :

$$C_{flux} = \rho u E \quad \text{Ou} \quad E = C_p T \quad (III.11)$$

Et l'énergie interne totale est calculée à partir de :

$$E_0 = E + \frac{1}{2} u \cdot u \quad (\text{III.12})$$

Les propriétés de l'aluminium 3003-H18 nécessaire pour le calcul numérique sont présentées dans le tableau III.2.

Tableau III.2 Propriétés de l'aluminium 3003-H18.

Paramètres	Valeur
Chaleur spécifique à pression constante, C_p	890 [Jkg ⁻¹ K ⁻¹]
Masse volumique, ρ	2.8 [gcm ⁻³]
Conductivité thermique, k	180 [Wm ⁻¹ K ⁻¹]
Coefficient de dilatation thermique, α	2.3E-5 [K ⁻¹]
Température de fusion, T_m	913 [K]

II.3.3.2 Transfert de chaleur dans le fluide

Il n'y a pas d'évaporation de liquide car la température maximale de la plaque est inférieure à la température de saturation de l'eau. La température initiale d'alimentation en eau était de 20 ° C. Le transfert de chaleur dans le flux de fluide est résolu en utilisant l'équation :

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \cdot \nabla T \right) + \nabla \cdot (q + q_r) = Q_p + Q_{vd} \quad (\text{III.13})$$

Avec :

$$Q_p = \alpha_p T \left(\frac{\partial p}{\partial t} + u \cdot \nabla p \right) \quad (\text{III.14})$$

$$\alpha_p = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \quad (\text{III.15})$$

$$Q_{vd} = \tau : \nabla u \quad (\text{III.16})$$

Le terme ci-dessus représente la dissipation visqueuse dans le fluide. Pour l'estimation de la densité de gaz, le modèle utilise la loi des gaz parfaits, c'est-à-dire le coefficient de dilatation thermique $\alpha_p = 1 / T$.

III. Analyses des résultats

III.1 Effet du débit volumique

Dans le but de comprendre l'influence du débit d'eau sur le refroidissement par pulvérisation, on a varié la valeur du débit volumique de 0.497 jusqu'à 1 L/min. Les résultats concernant la température maximale de la plaque (Fig. III.9) montrent une diminution brusque lors des cinq premières minutes. Ensuite la diminution devient moins importante ce qui est due au rapprochement à l'équilibre thermique.

Donc, le point d'équilibre entre les deux systèmes devient de plus en plus proche. En effet ceci est valable pour les trois cas. Pour expliquer l'influence de la variation du débit sur le transfert de chaleur, un agrandissement au niveau de la figure III.9 permet d'analyser l'effet de l'augmentation du débit sur le refroidissement. Il est clair que l'augmentation du débit volumique a une influence remarquable sur la température et le temps de refroidissement.

En effet le débit est une quantité (masse ou volume) transmise par unité de temps. Cette quantité joue le rôle d'un fluide caloporteur, plus elle est importante plus l'évacuation de la chaleur est meilleur, et la diminution de l'énergie interne de la plaque est importante (Fig. III.10). Donc, à l'aide d'un débit élevé on peut rapidement atteindre de faibles températures. Contrairement à un refroidissement avec changement de phase.

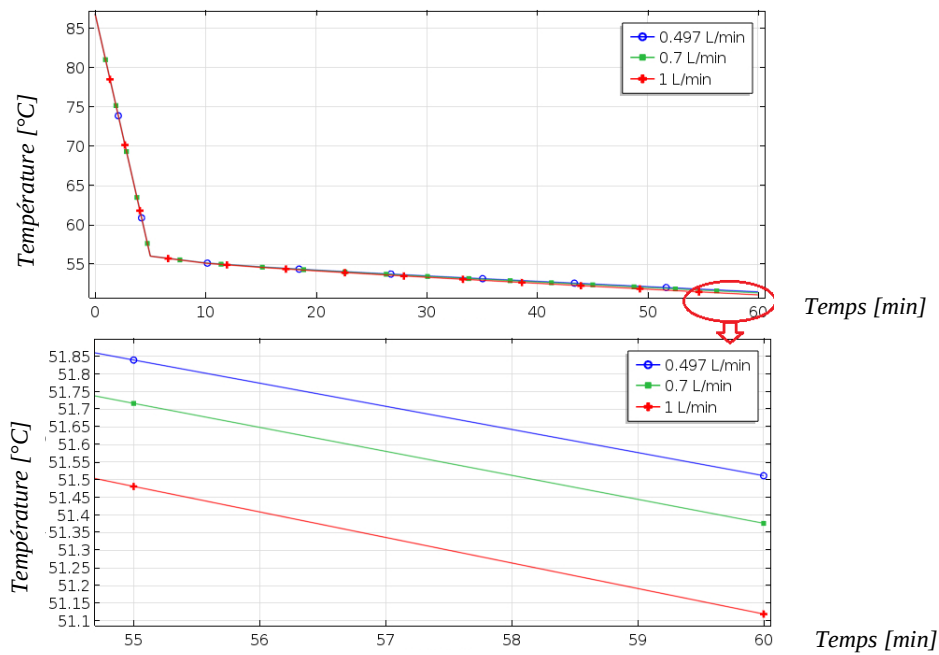


Fig. III.9 Variation de la température maximale de la plaque pour plusieurs débits volumiques.

L'augmentation du débit a également une influence significative sur le flux de chaleur convectif entre la plaque et l'air ambiant. D'après les résultats obtenus (Fig. III.11), on remarque une diminution du flux convectif au niveau des trois courbes (0.497 ; 0.7 et 1 L/min). Ceci est dû à la diminution de l'énergie interne et la température de la plaque.

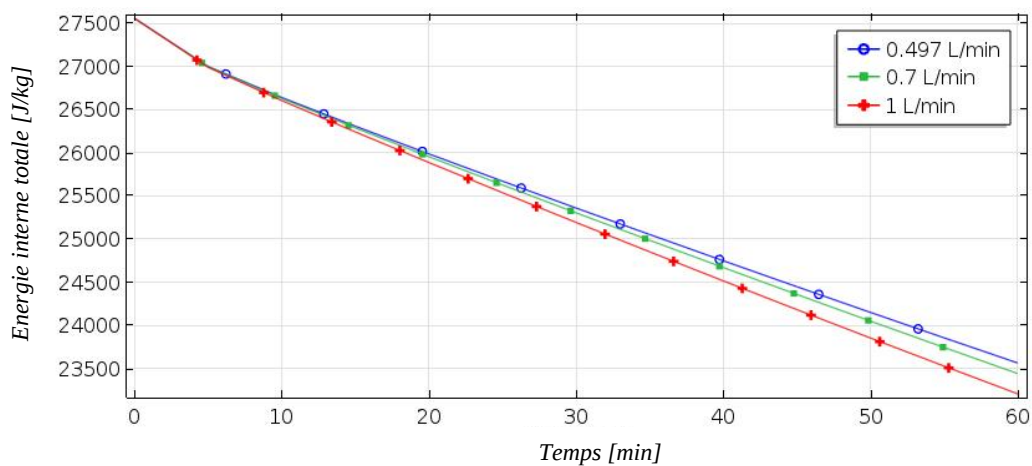


Fig. III.10 Diminution de l'énergie interne moyenne de la plaque en fonction du temps.

On remarque aussi que l'augmentation du débit provoque une forte dissipation de chaleur. Pour un débit de 0.497 L/min, le flux convectif moyen échangé à $t=0$ est de 37.803 W/m^2 . Bien que lorsqu'on augmente le débit jusqu'à 1 L/min le flux convectif échangé à $t=0$ devient 74.462 W/m^2 . Cette influence est due à l'augmentation de la vitesse du spray lors de l'élévation du débit (Fig. III.12) plus la vitesse du fluide est importante plus la convection forcée est performante. Donc le refroidissement est de plus en plus efficace pour des nombres de Reynolds

élevé. Les valeurs de la vitesse et des nombres de Reynolds sont mesurées au niveau des deux lignes horizontales virtuelles présentées dans la figure III.13.

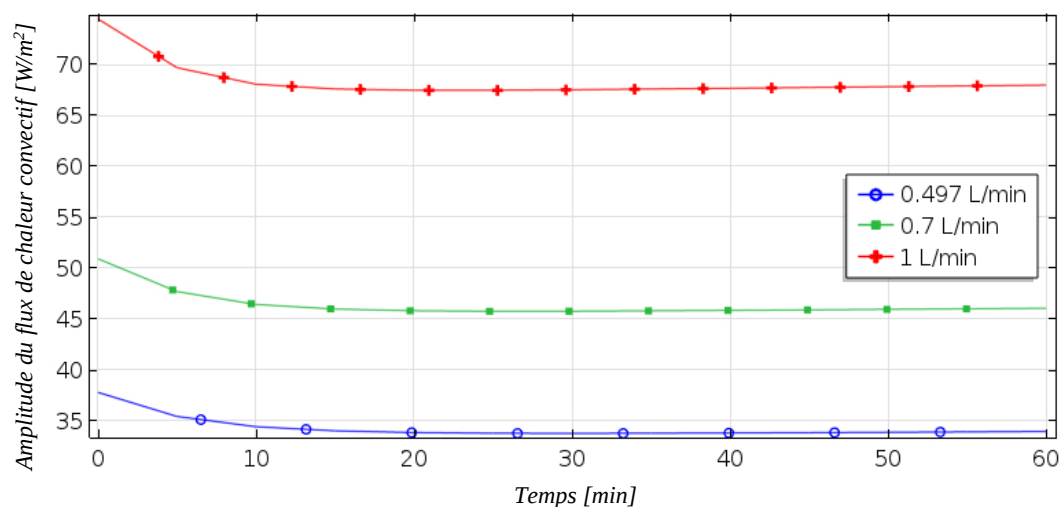


Fig. III.11 Flux de chaleur convectif en fonction du temps.

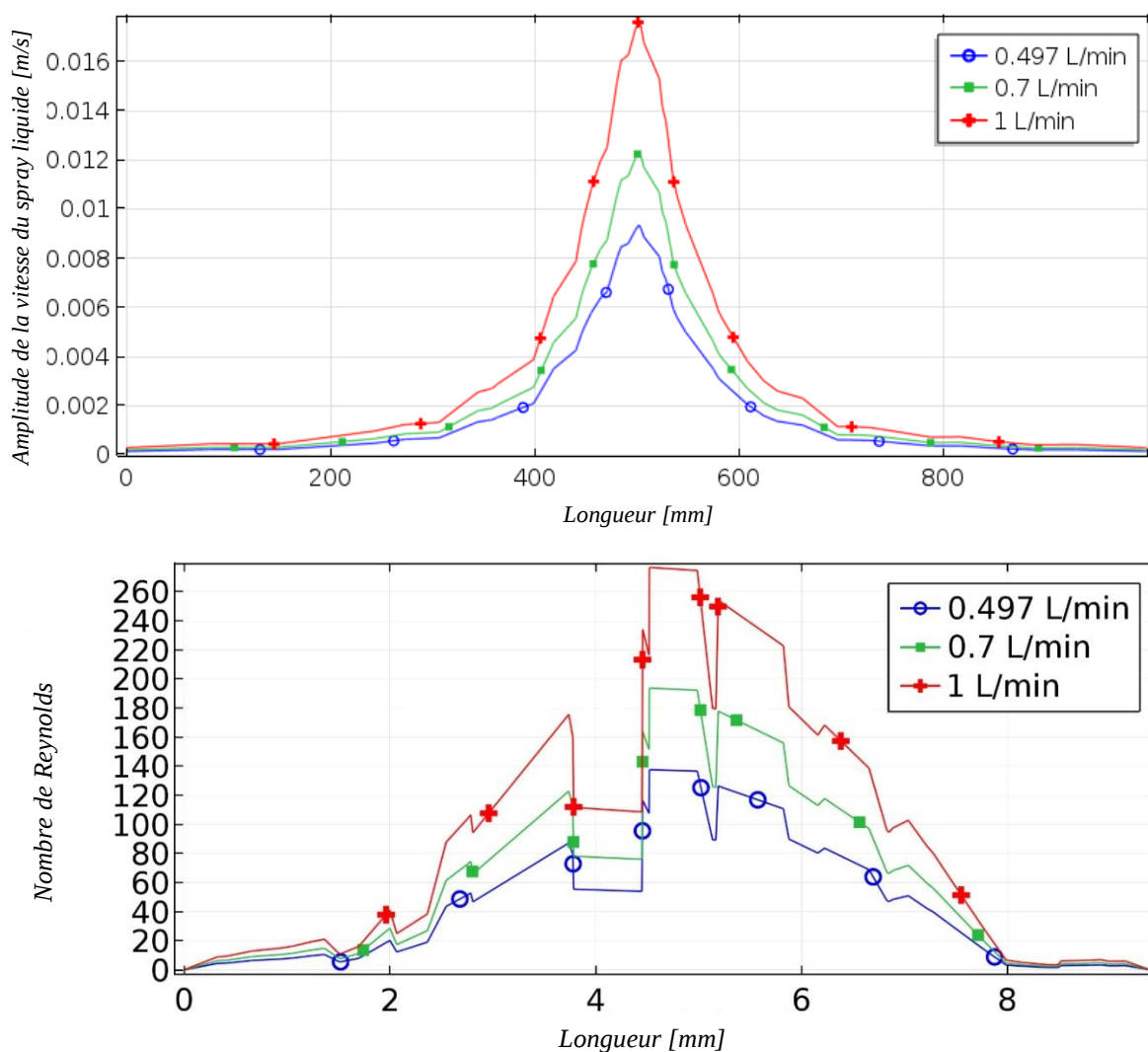


Fig. III.12 Effet du débit sur la vitesse de pulvérisation et le nombre de Reynolds.

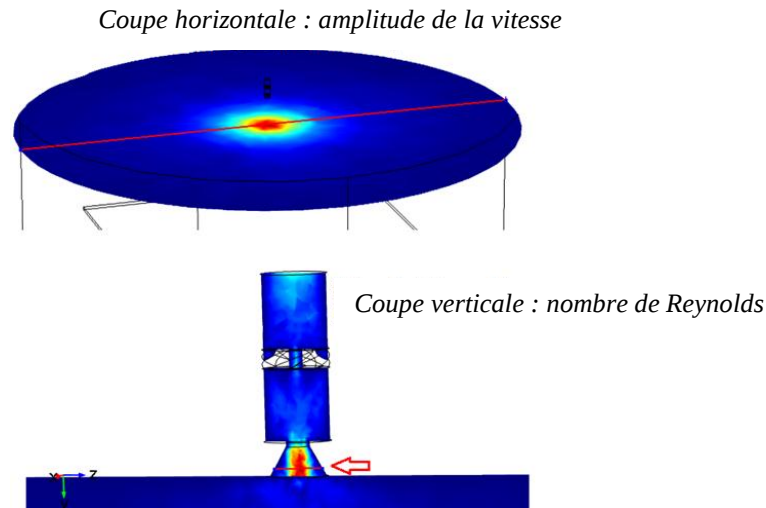


Fig. III.13 Emplacement de la mesure de la vitesse et du nombre de Reynolds (lignes rouges).

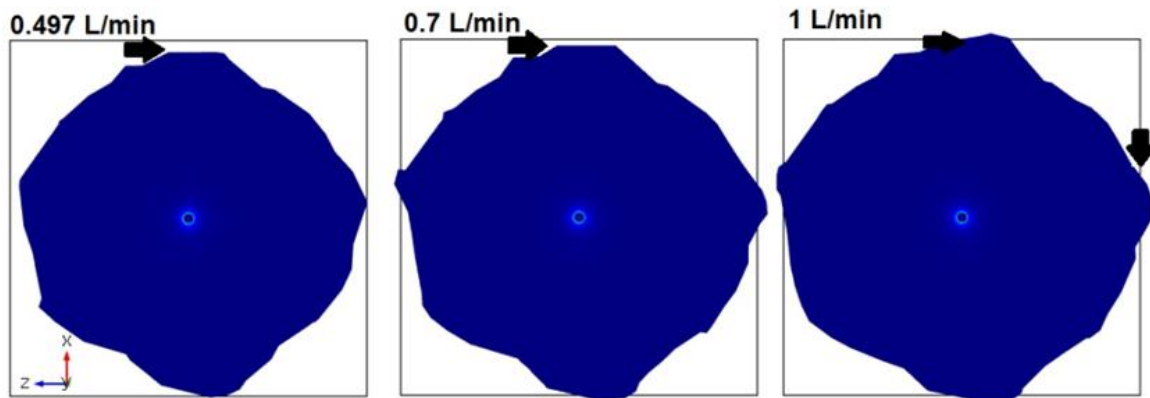


Fig. III.14 Surface couverte par le spray pour trois débits différent.

III.2 Effet de la pression du spray

D'abord, l'objectif de cette étude est de déterminer la pression optimale pour le refroidissement de la plaque d'aluminium. Ensuite, de déduire l'influence de la pression sur le refroidissement par pulvérisation. Alors, on a appliqué trois pressions différentes 0.7 bar, 1.9 bars et 2.1 bars. D'après les résultats obtenus, 2.1 bars est la pression optimale pour le refroidissement de la plaque. En outre, on voit clairement que l'augmentation de la pression provoque une diminution rapide de la température (Fig. III.15) et de l'énergie interne de la plaque (Fig. III.16). Pour 0.7 bar la température et l'énergie interne à $t=60$ min sont respectivement 51.721°C et 23757 J/Kg . Alors que, pour une pression de 2.1 bars on peut atteindre une plus basse température 42.454°C et une faible énergie interne 15415 J/Kg . La diminution de la température et de l'énergie interne lors de l'augmentation de la pression est due à la quantité importante du flux convectif échangé entre la plaque et l'air ambiant.

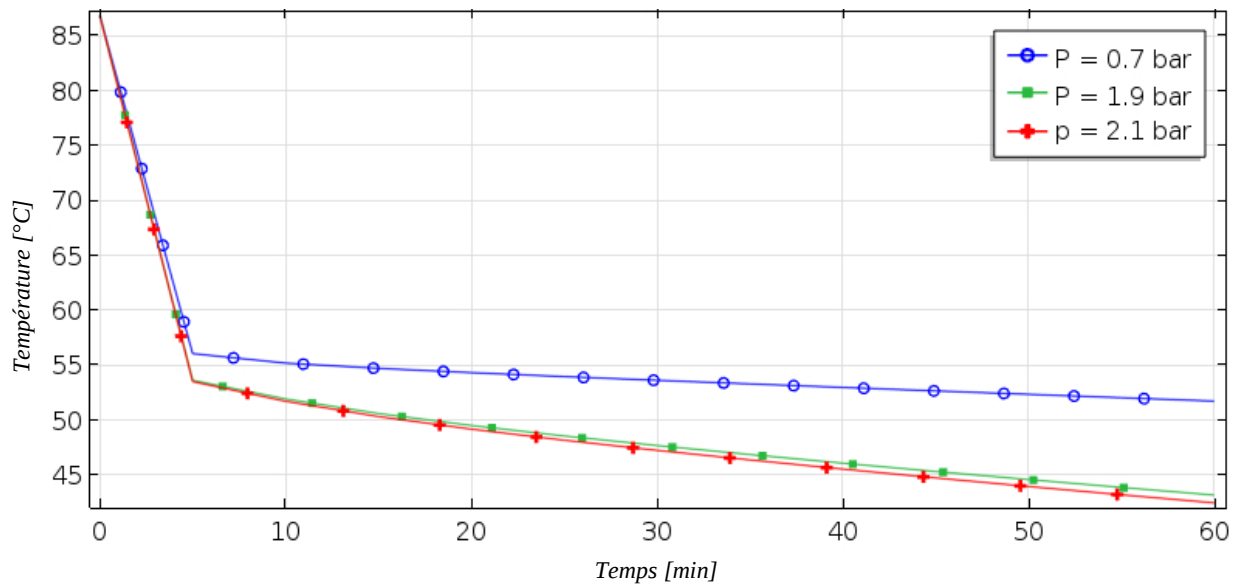


Fig. III.15 Variation de la température maximale de la plaque sous l'influence de la pression.

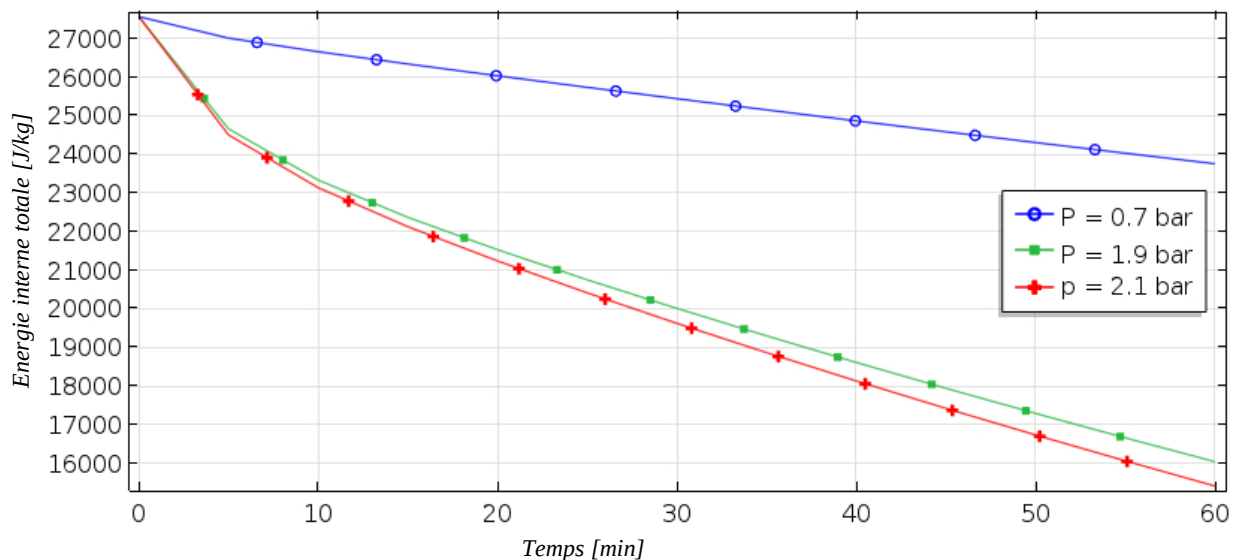


Fig. III.16 Diminution de l'énergie interne totale de la plaque en fonction du temps.

La figure III.17 montre l'influence considérable de la pression sur le flux convectif évacué. Pour une pression de 2.1 bars, le flux convectif échangé (1103.8 W/m^2) est largement supérieur au flux obtenu par 0.7 bars (16.916 W/m^2). Alors ; lorsque la pression d'entrée est importante, on obtient par conséquent une évacuation élevée de la chaleur.

Cette forte évacuation est provoquée par l'élévation de la vitesse du spray, ce qui favorise la convection forcée. La figure III.18 montre clairement l'augmentation de la vitesse avec l'augmentation de la pression. Donc, le refroidissement est plus efficace pour un nombre de Reynolds élevé. Effectivement, pour une pression de 0.7 bar la vitesse maximale du spray ne dépasse pas 0.0039913 m/s (à 56.5 mm au-dessous de l'orifice). Alors que cette vitesse peut

aller jusqu'à 0.99039 m/s lorsque la pression est 1.9 bar, et elle atteint 1.0979 m/s pour une pression de 2.1 bar.

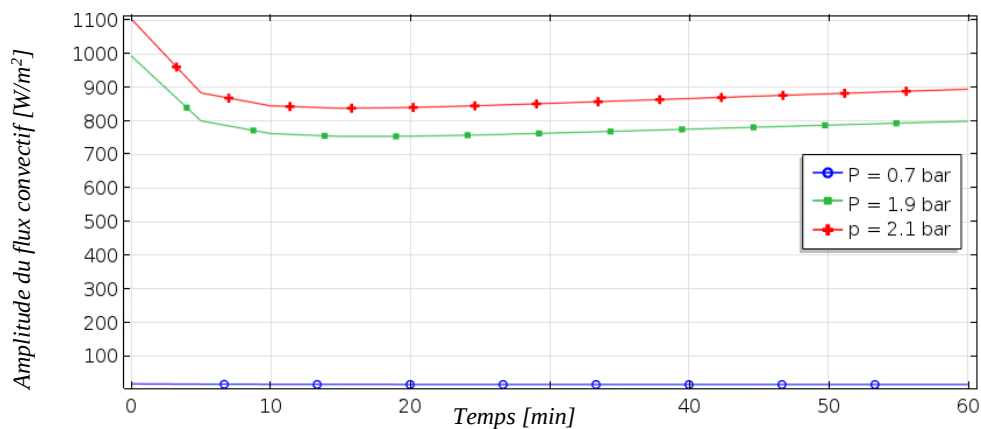


Fig. III.17 Influence de la pression sur le flux convectif moyen évacué vers l'air ambiant.

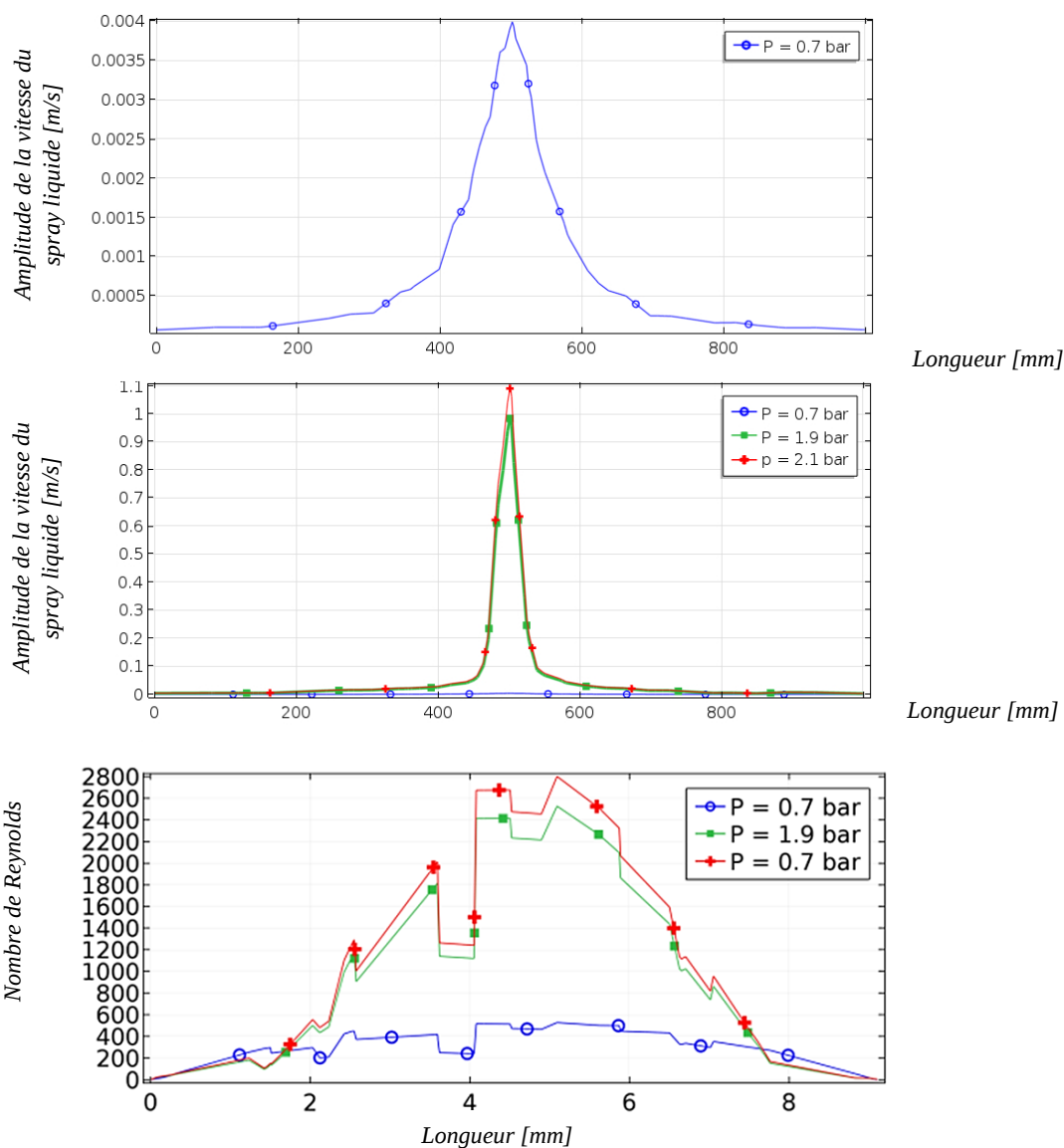


Fig. III.18 Nombre de Reynolds et Vitesse du spray à 56.5 mm au-dessous de la buse de pulvérisation, pour plusieurs pressions d'entrée.

La surface couverte par le spray diminue lorsque la pression d'entrée augmente, c'est la première remarque qui ressort de l'étude de l'effet de pression sur la dispersion du fluide (Fig. III.19). Donc, si nous devons couvrir une plus grande surface, il faut réduire la pression du spray. En effet, la zone d'impact des gouttelettes est moins importante pour $P = 1,9$ et $2,1$ bar, mais la vitesse des gouttes est plus élevée (Fig. III.18), ce qui favorise un refroidissement plus rapide dans la zone d'impact. Cependant, pour une pression d'entrée de 0.7 bar, la surface couverte par le spray est importante mais la distribution de la vitesse est faible (Fig. III.18).

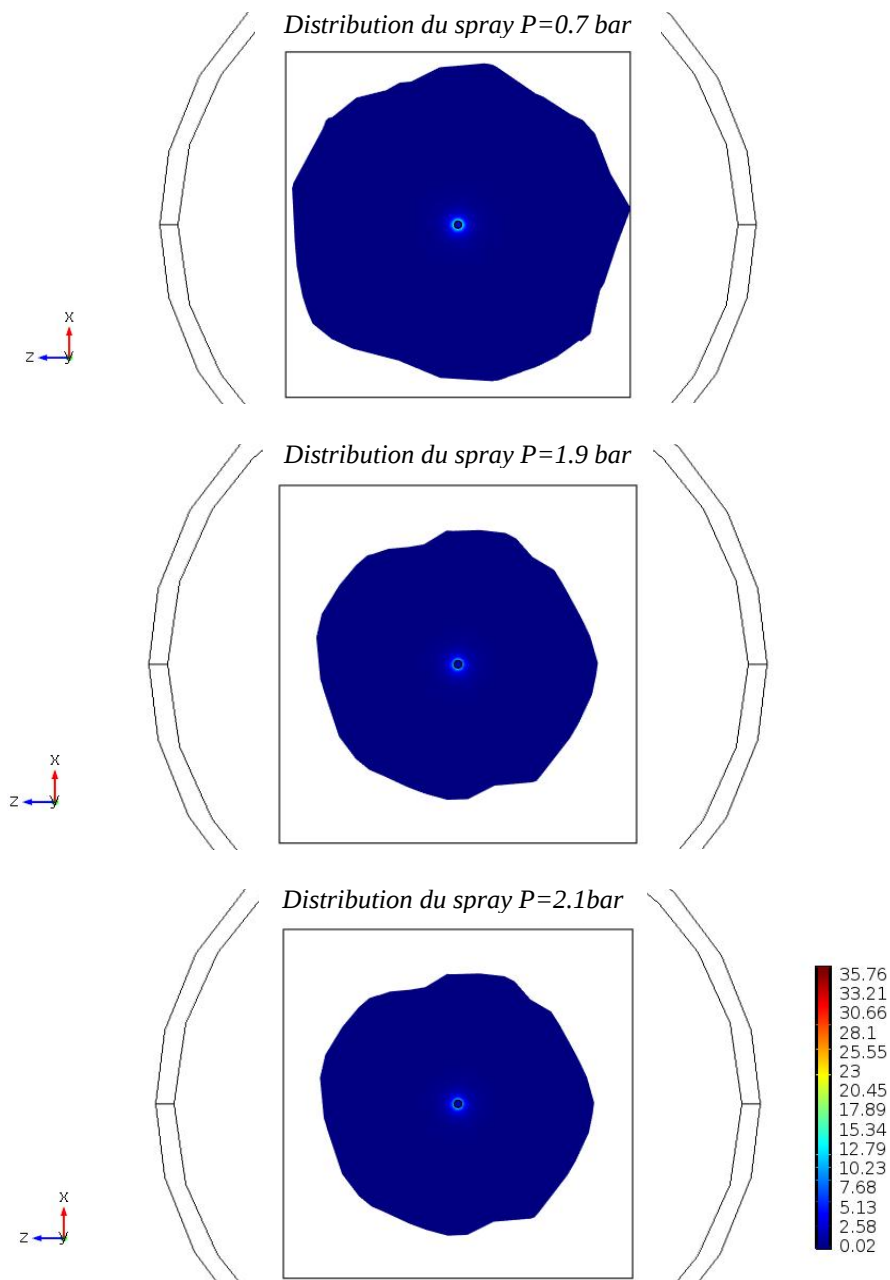


Fig. III.19 Comparaison entre les surfaces couvertes par le spray pour 0.7 , 1.9 et 2.1 bar.