



Transfert de chaleur par ébullition convective induite par un jet impactant une surface mobile

A. KOUACHI, F. VOLLE

Laboratoire d'Énergétique et de Mécanique Théorique Appliquée UMR CNRS 7563 – INPL - UHP
2, avenue de la forêt de Haye B.P 160
54516 Vandoeuvre cedex

INTRODUCTION

SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE

DISPOSITIF EXPERIMENTAL

RESULTATS ET DISCUSSION

CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

Contexte industriel

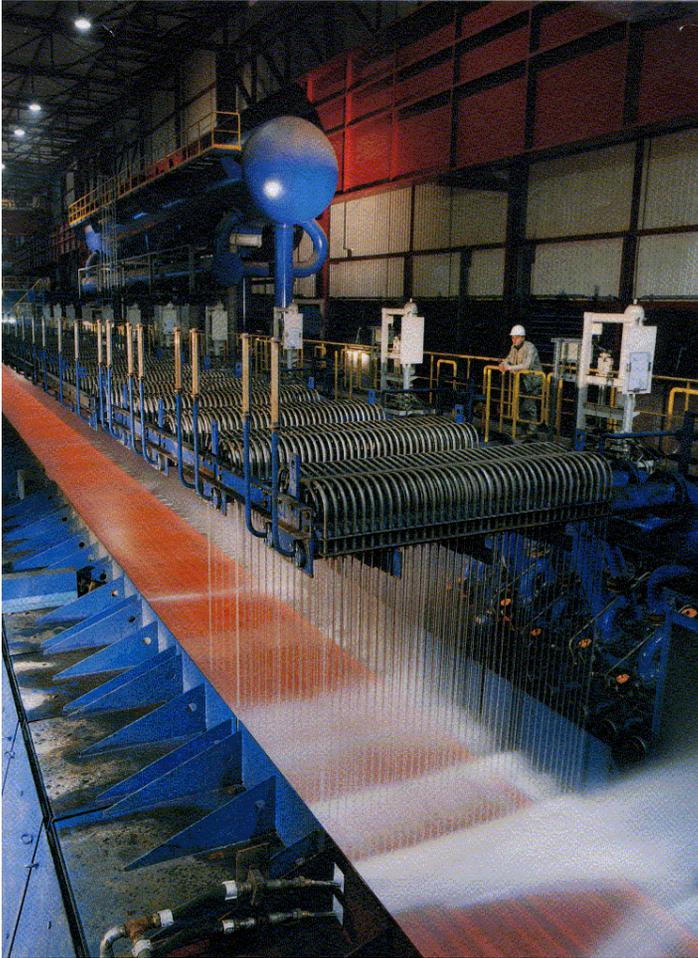


Photo ARCELOR

Refroidissement diphasique des produits plats de sidérurgie

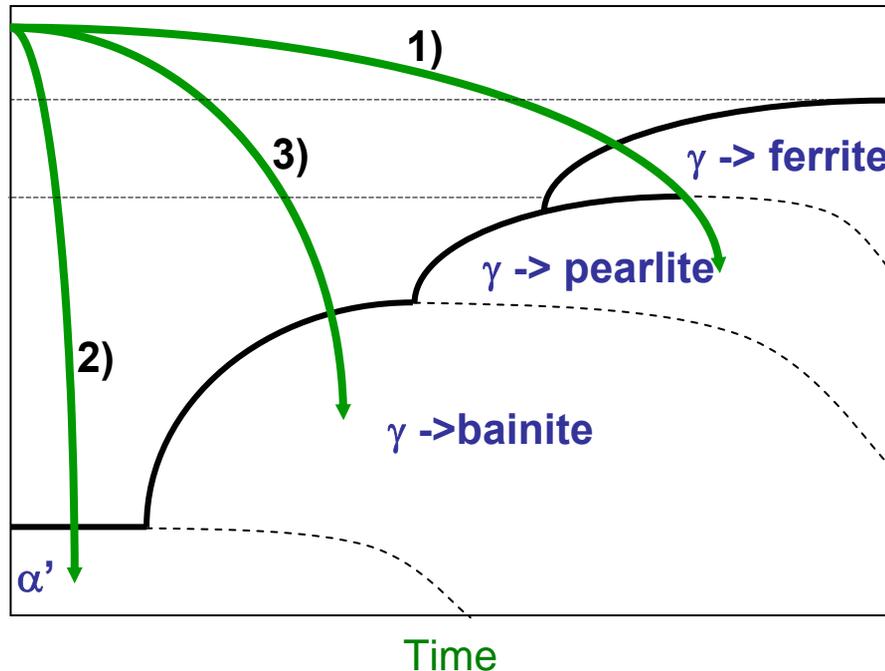
Motivation

Contrôle de la cinétique de refroidissement



Obtention des aciers hautes résistances
Propriétés mécaniques désirées et homogènes

Refroidissement et propriétés mécaniques



- 1) Faible vitesse de refroidissement :
→ structures ferrite-pearlite
- 2) Forte vitesse de refroidissement :
→ structures martensite
- 3) Vitesse de refroidissement intermédiaire:
→ structures bainite

Enjeux

Alléger la carrosserie des véhicules

- Réduire la consommation en carburant

- Réduire l'émission des gaz à effet de serre

De l'industrie au laboratoire

Simuler le défilement
des plaques d'acier

Choix de la géométrie :
Cylindre tournant

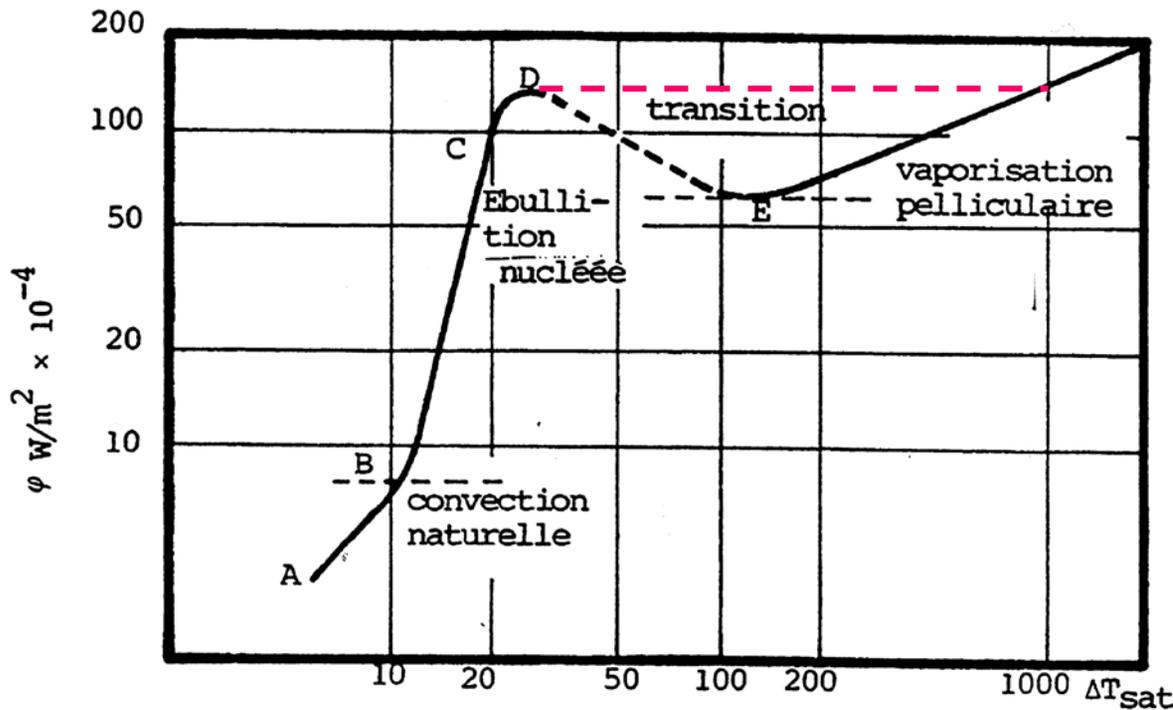
Choix du matériau :
Cylindre en nickel

Contrôle de la cinétique
de refroidissement

Caractérisation des régimes d'ébullition
en fonction

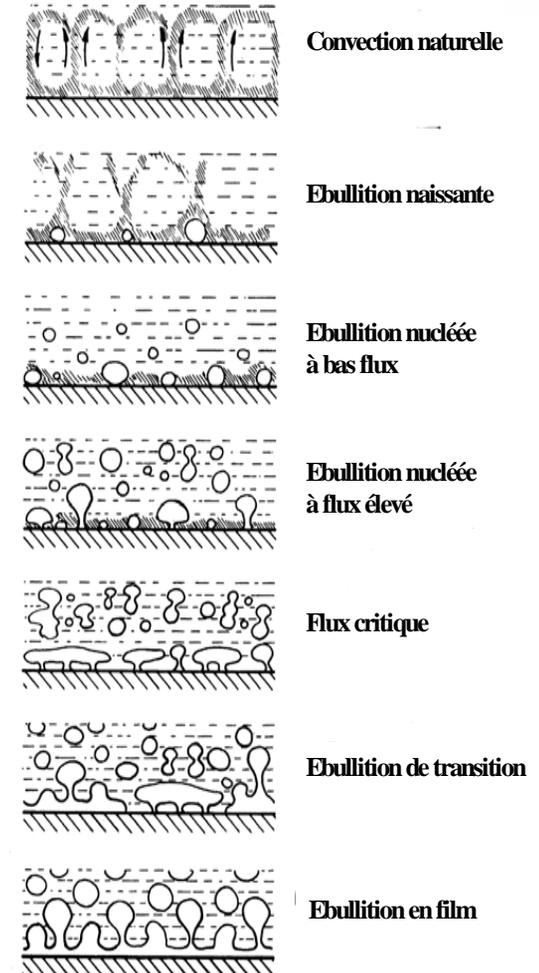
- des conditions dynamiques (vitesse du jet, vitesse de la paroi)
- des conditions thermodynamiques (surchauffe pariétale, sous refroidissement du jet)

Ébullition en eau stagnante ou ébullition libre

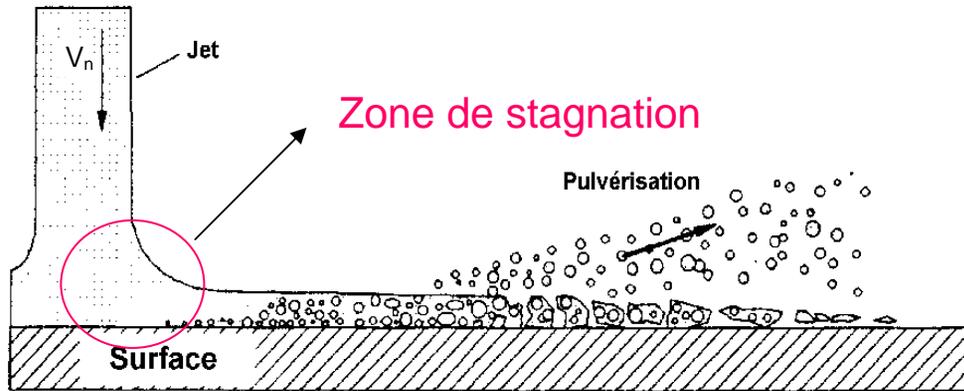


Courbe de Nukiyama [1934]

Chauffage d'une grande quantité d'eau distillée par Effet joule avec des fils métalliques

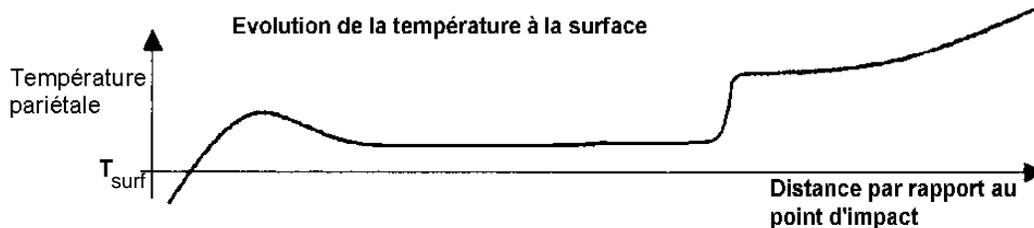
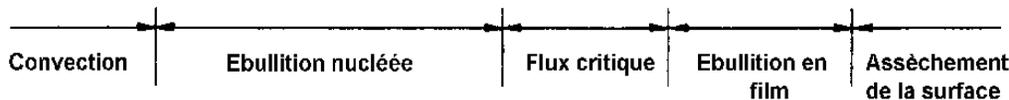


Ébullition convective par jet impactant



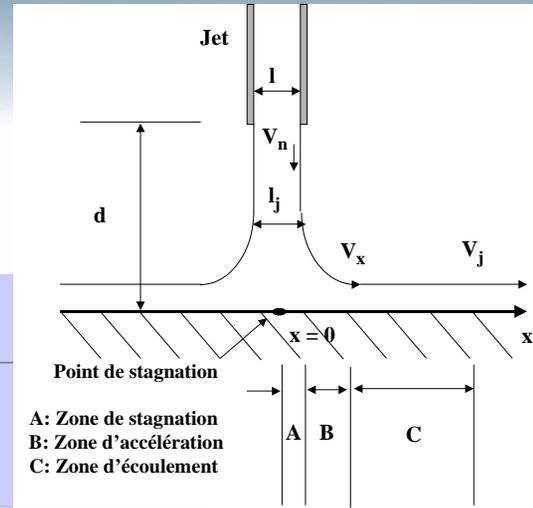
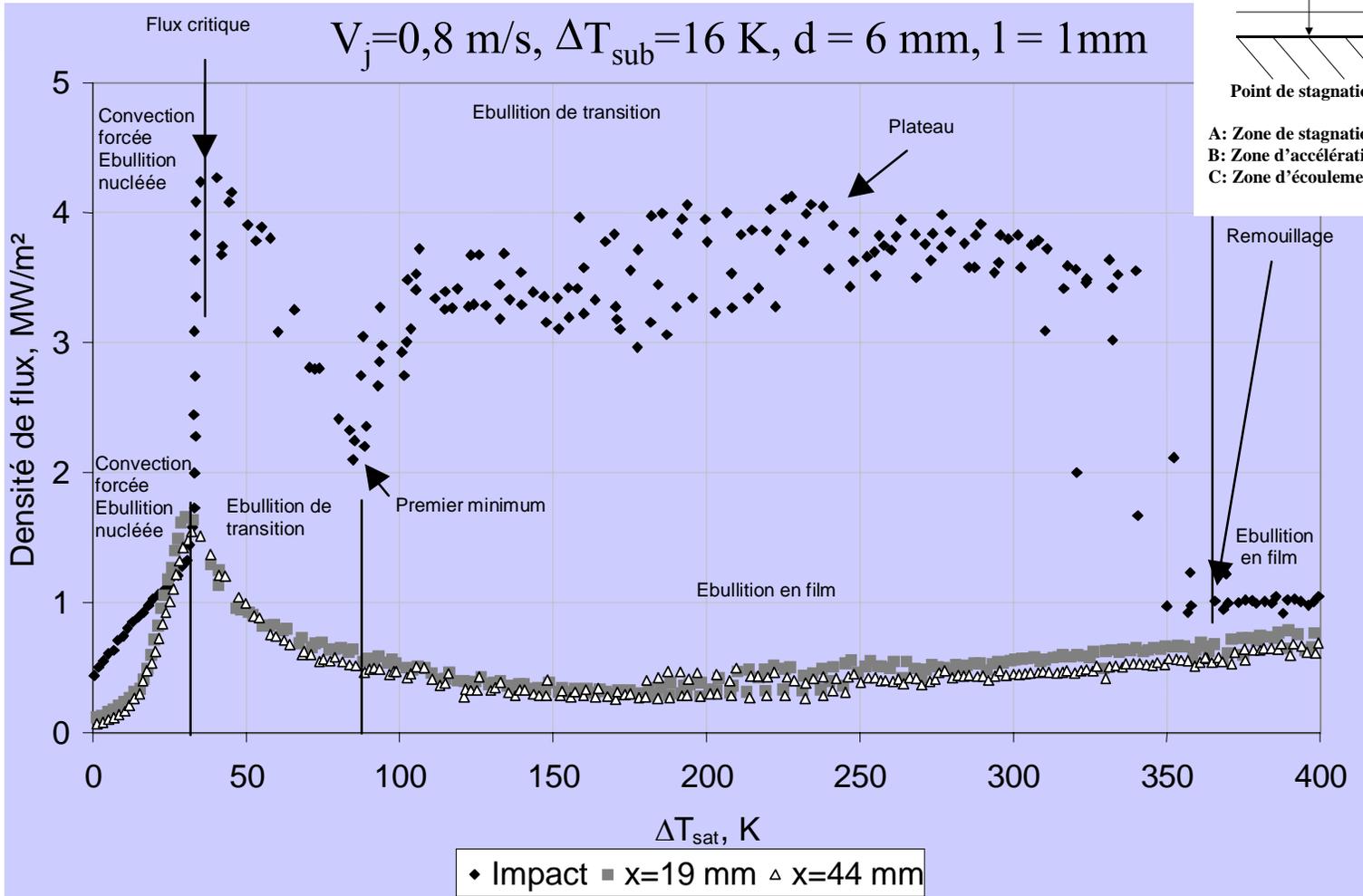
Hydrodynamique du jet
deux zones études principales:
Impact et hors impact

Instabilité de l'ébullition
Variation temporaire et spatiale



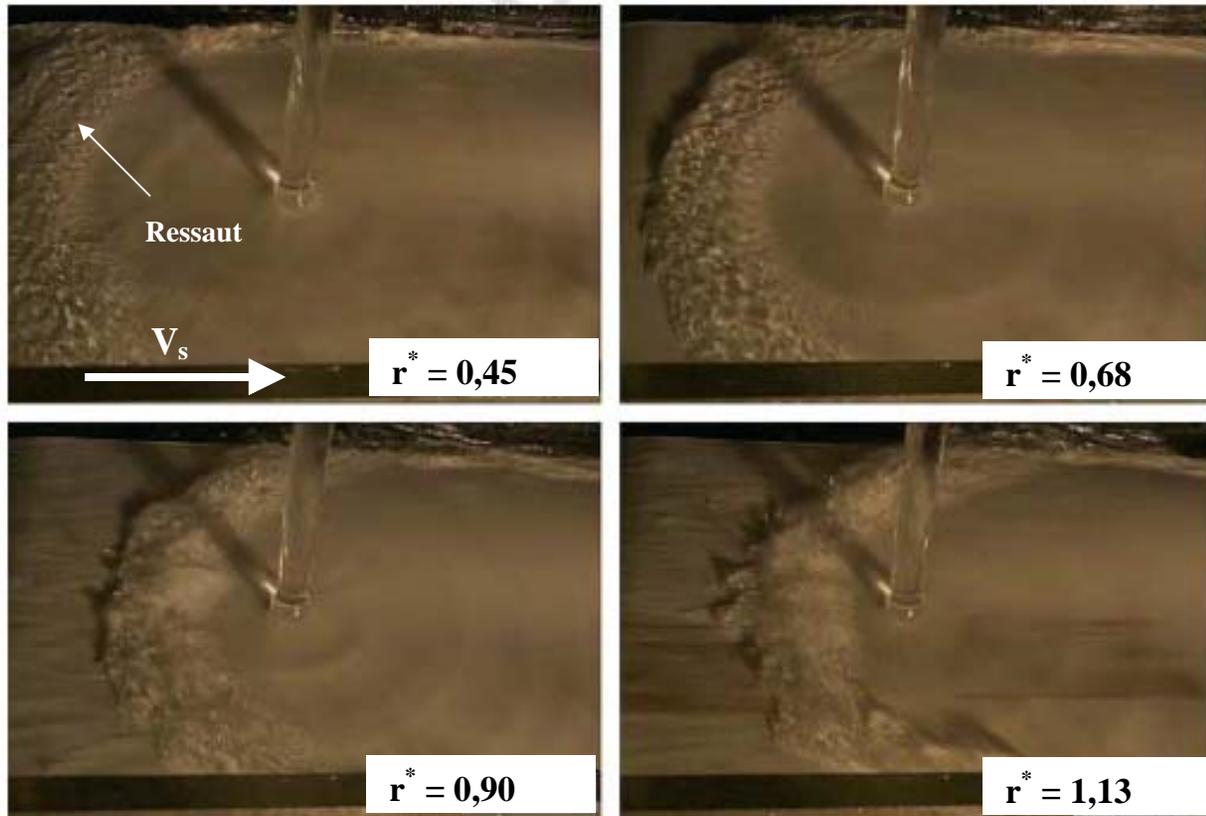
Formes d'écoulement d'un jet à surface libre sur une surface plane statique

Cas d'un refroidissement stationnaire



Courbes d'ébullition locales à température contrôlée, Robidou [2000]

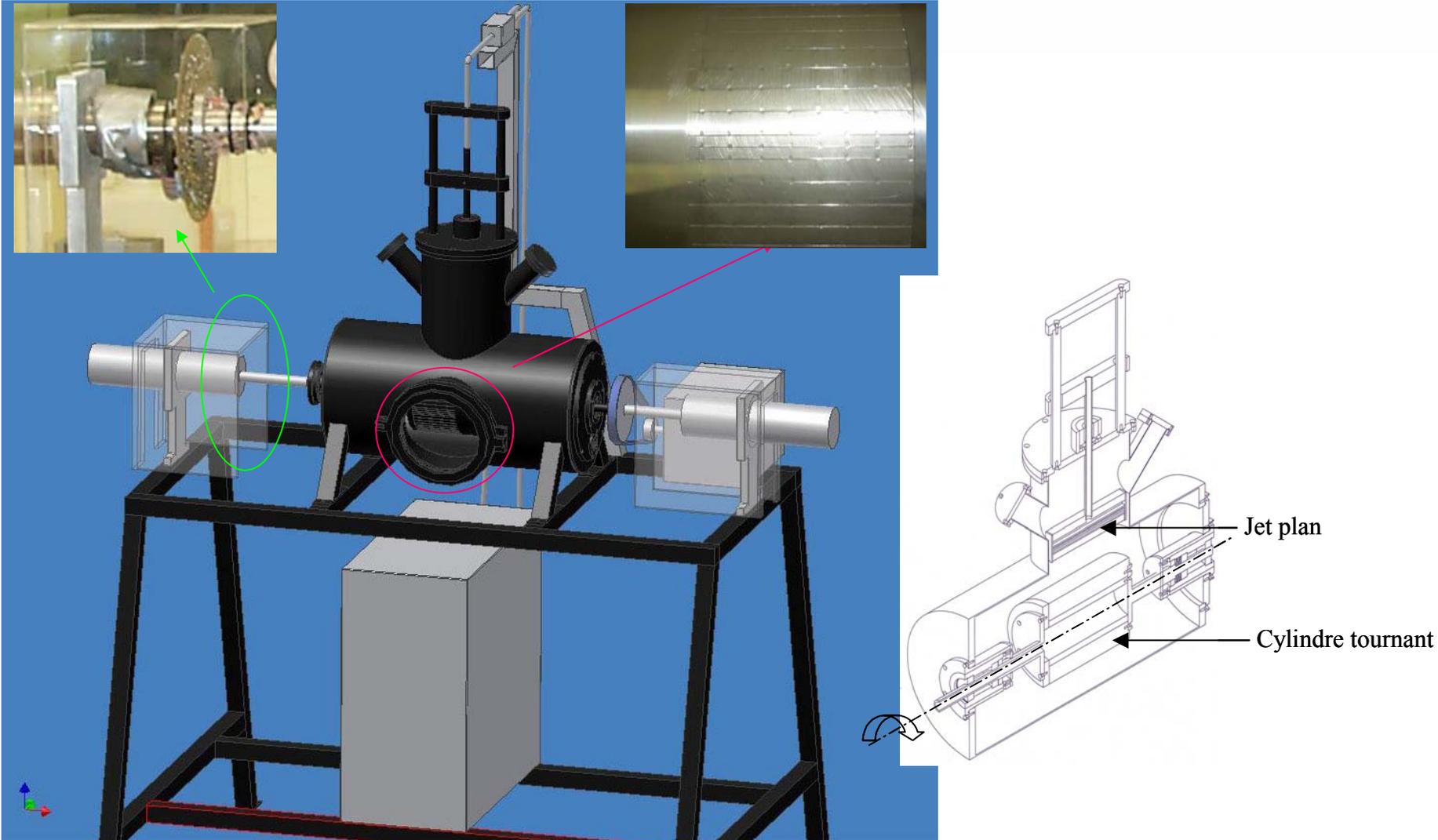
Hydrodynamique d'un jet impactant une surface isotherme



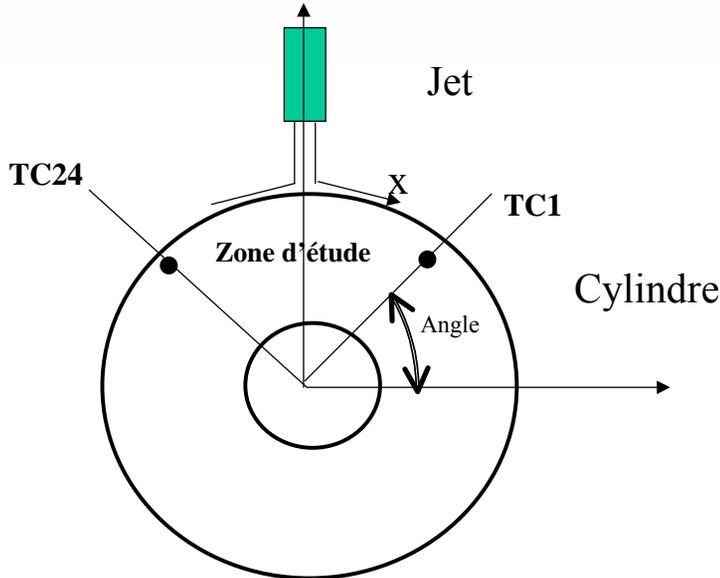
Gradeck et al. [2006]

Effet du rapport de vitesses $r^ = V_s / V_j$*

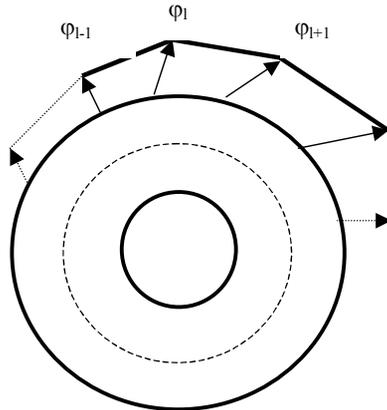
Présentation



Mise en équation du problème (cas 2D)



Modèle géométrique



$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\lambda}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} \right)$$

$$- \lambda \frac{\partial T}{\partial r} = \varphi_0 \quad \text{Surface interne}$$

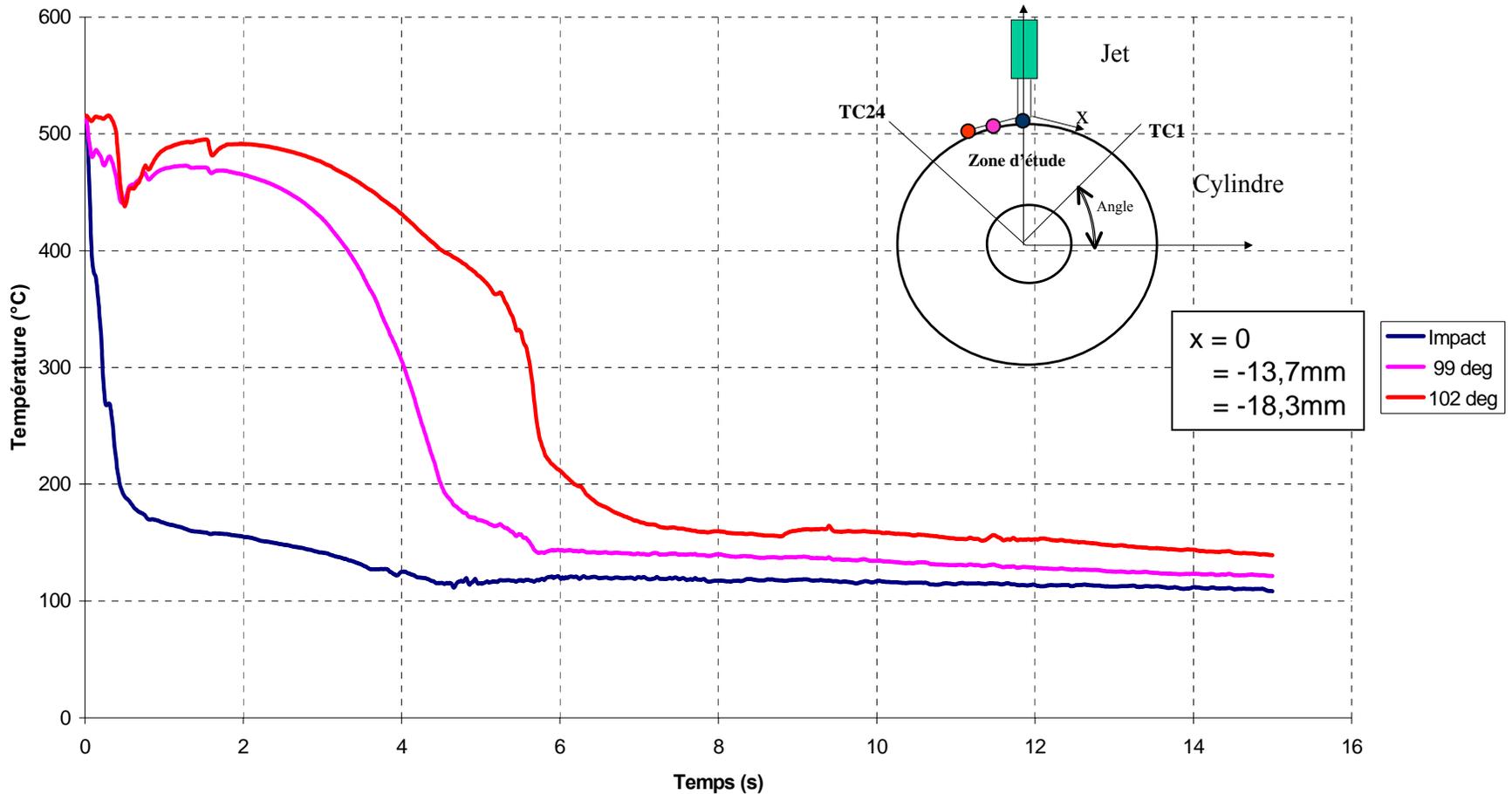
$$- \lambda \frac{\partial T}{\partial r} = \varphi(\theta, t) \quad \text{Surface externe}$$

$$T(r, \theta, t) = T_0 \quad \text{Instant initial}$$

- Les dimensions de la couronne sont :
 Rayon interne : **49mm**
 Epaisseur : **38,5mm**
- Les données du problèmes sont :
 Conductivité : **54,69W /m.K**
 Chaleur massique : **532 J/Kg.K**
 Densité : **8606 Kg/m³**
 Flux interne: **24 kW/m²**
 Température initiale: **500°C**

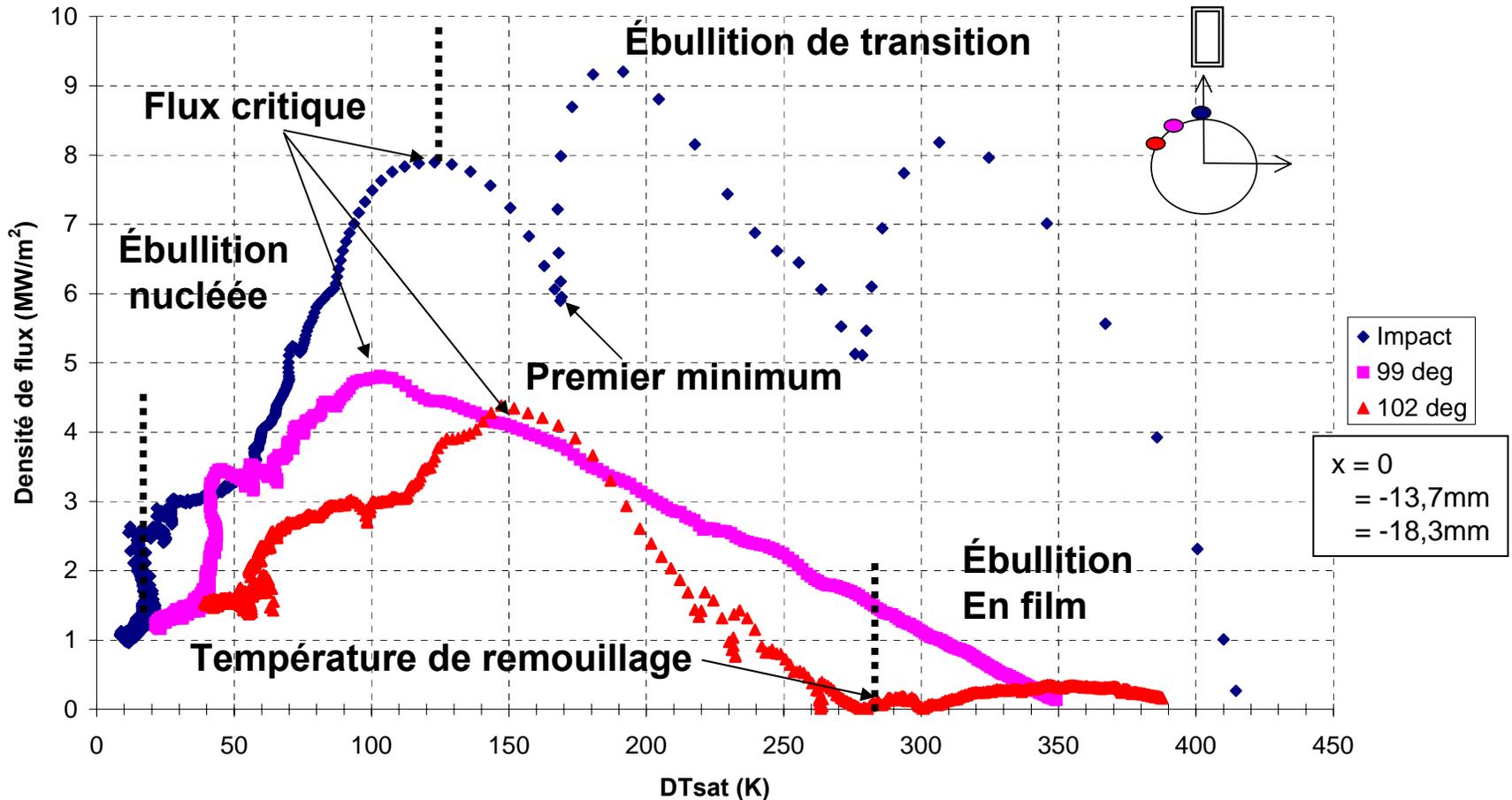
Courbes de refroidissement locales (cas statique)

$V_j = 1.15 \text{ m/s}$; $DT_{\text{sub}} = 60 \text{ K}$ ($T_{\text{eau}} = 40^\circ\text{C}$) $d = 50\text{mm}$; $l = 4 \text{ mm}$

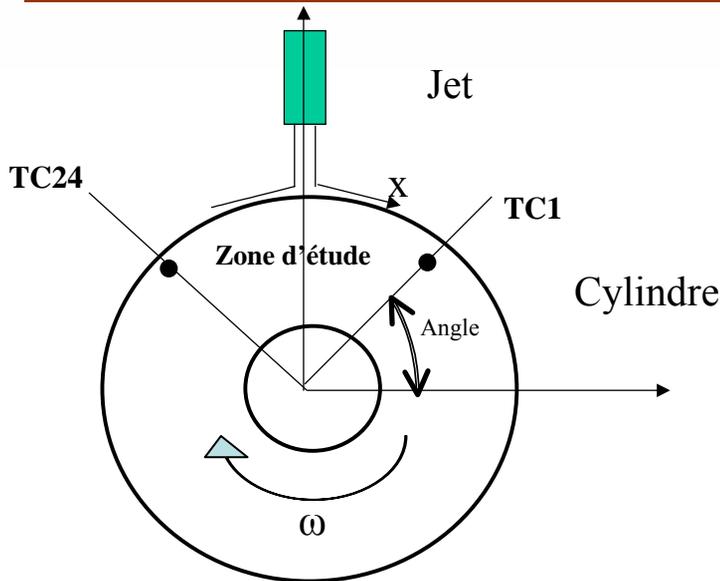


Courbes d'ébullition locales (cas statique)

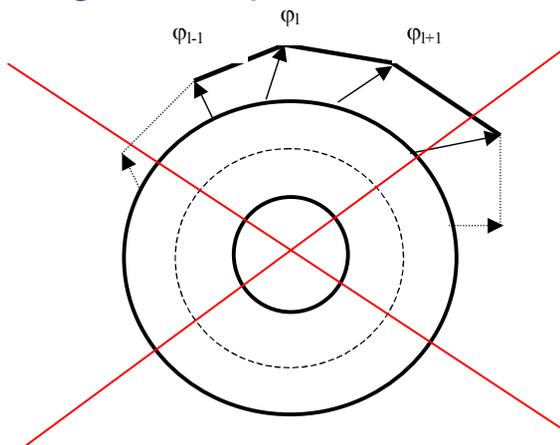
$V_j = 1.15 \text{ m/s}$; $DT_{\text{sub}} = 60 \text{ K}$ $d = 50\text{mm}$; $l = 4 \text{ mm}$



Mise en équation et résolution du problème (cas 1D)



Modèle géométrique



~~$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial \theta} \right)$$~~

~~$$- \lambda \frac{\partial T}{\partial r} = \phi_0$$~~

Surface interne

~~$$- \lambda \frac{\partial T}{\partial r} = \phi(\theta, t)$$~~

Surface externe

~~$$T(r, \theta, t) = T_0$$~~

Instant initial

- Les dimensions de la couronne sont :
 Rayon interne : **49mm**
 Epaisseur : **38,5mm**
- Les données du problème sont :
 Conductivité : **54,69W /m.K**
 Chaleur massique : **532 J/Kg.K**
 Densité : **8606 Kg/m³**
 Flux interne: **24 kW/m²**
 Température initiale: **500°C**

Description de la méthode (transformée de Laplace)

paramétrisation du flux $\varphi(\theta, t)$: $\varphi(\theta, t) = \varphi_k(\theta)$ pour $t_k \leq t \leq t_{k+1}$

où $t_k = k \Delta t, k \geq 0$
 Δt : vitesse d'échantillonnage

$$T(r, t) = -\frac{1}{\lambda} \int_0^t \varphi(\tau) Z_0(t-\tau) d\tau$$

$= \varphi_k$

Somme

$$\begin{bmatrix} T(r, t_1) \\ \vdots \\ T(r, t_i) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{11} & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \\ X_{i1} & \dots & X_{ii} \end{bmatrix}_n \begin{bmatrix} \varphi_0 \\ \vdots \\ \varphi_{i-1} \end{bmatrix}$$

avec $X_{i,k+1} = -\frac{1}{\lambda} \int_{t_k}^{t_{k+1}} L^{-1} \left[\frac{I_0 \left(\sqrt{\frac{p}{a}} r \right)}{\sqrt{\frac{p}{a}} I_1 \left(\sqrt{\frac{p}{a}} r \right)} \right]_{t_i - \tau} d\tau$

Matrice de sensibilités

Démarche adoptée pour les simulations

➤ choix d'un profil de flux $\varphi(\theta, t) = 10^6 \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{\theta - \pi}{\sigma_c}\right)^2\right] \exp\left(-\frac{t}{t_c}\right)$

➤ calcul de $T_m(t)$ à partir de la relation linéaire précédente ($m = 1 \dots N_{TC}$)

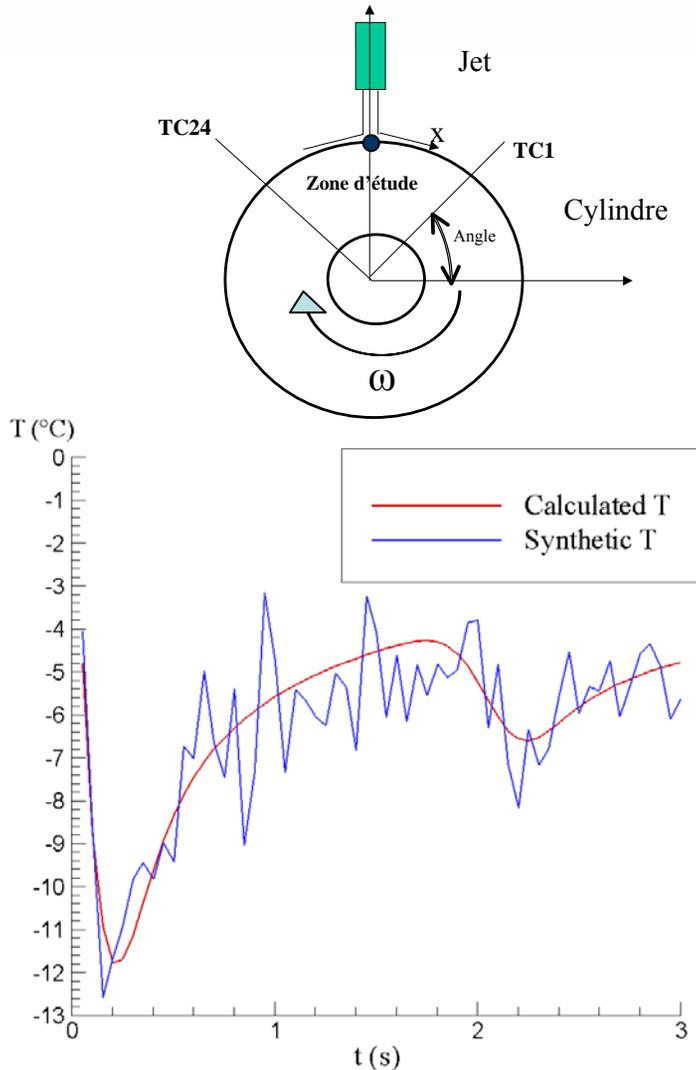
➤ obtention d'un signal expérimental par "bruitage"

$$Y_m(t_i) = T_m(t_i) + \varepsilon_{mi}(\sigma)$$

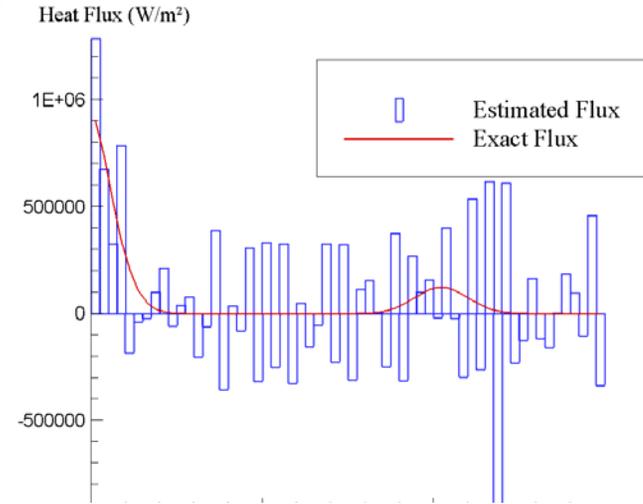
➤ estimation du flux à l'aide d'une méthode des moindres carrés ordinaires

$$\hat{\varphi}_m = (X^t X)^{-1} X^t Y_m \quad \text{avec} \quad Y_m = [Y_{m,1} \dots Y_{m,i}]^t$$

Courbes de refroidissement simulées et estimation ($\sigma = 1^\circ\text{C}$)

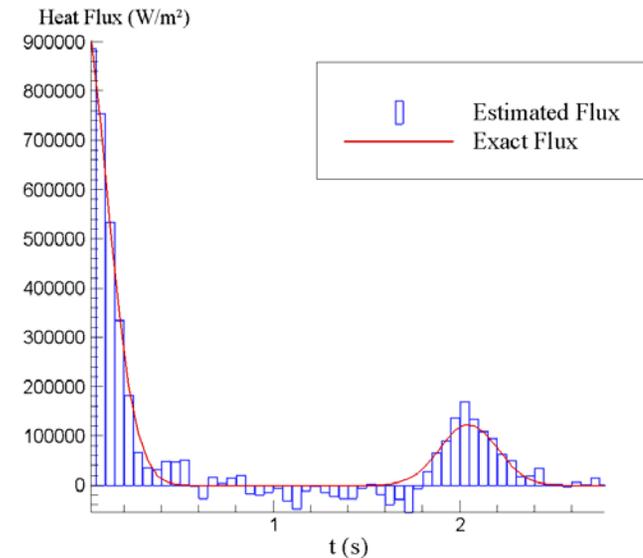


①



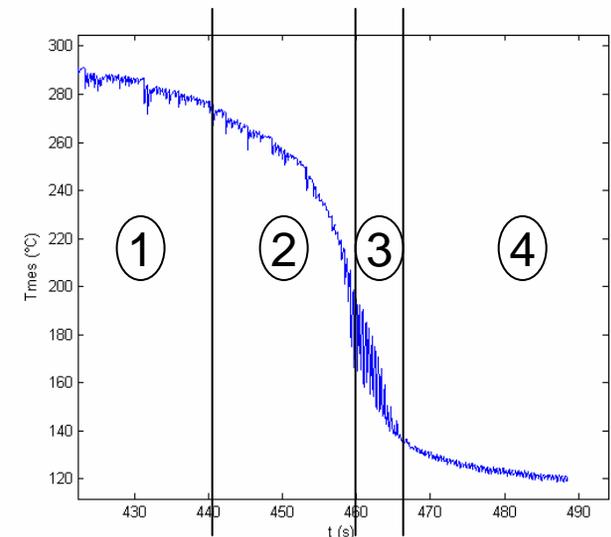
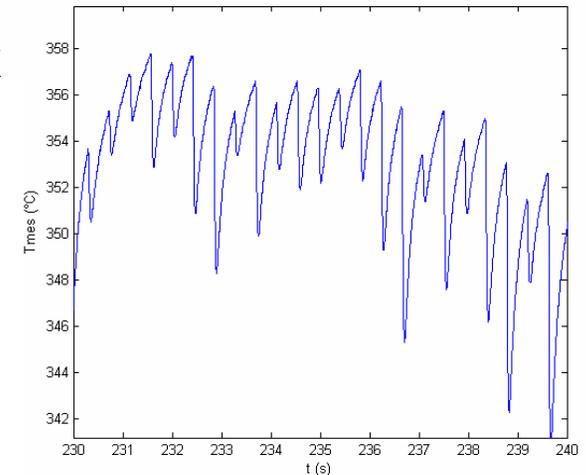
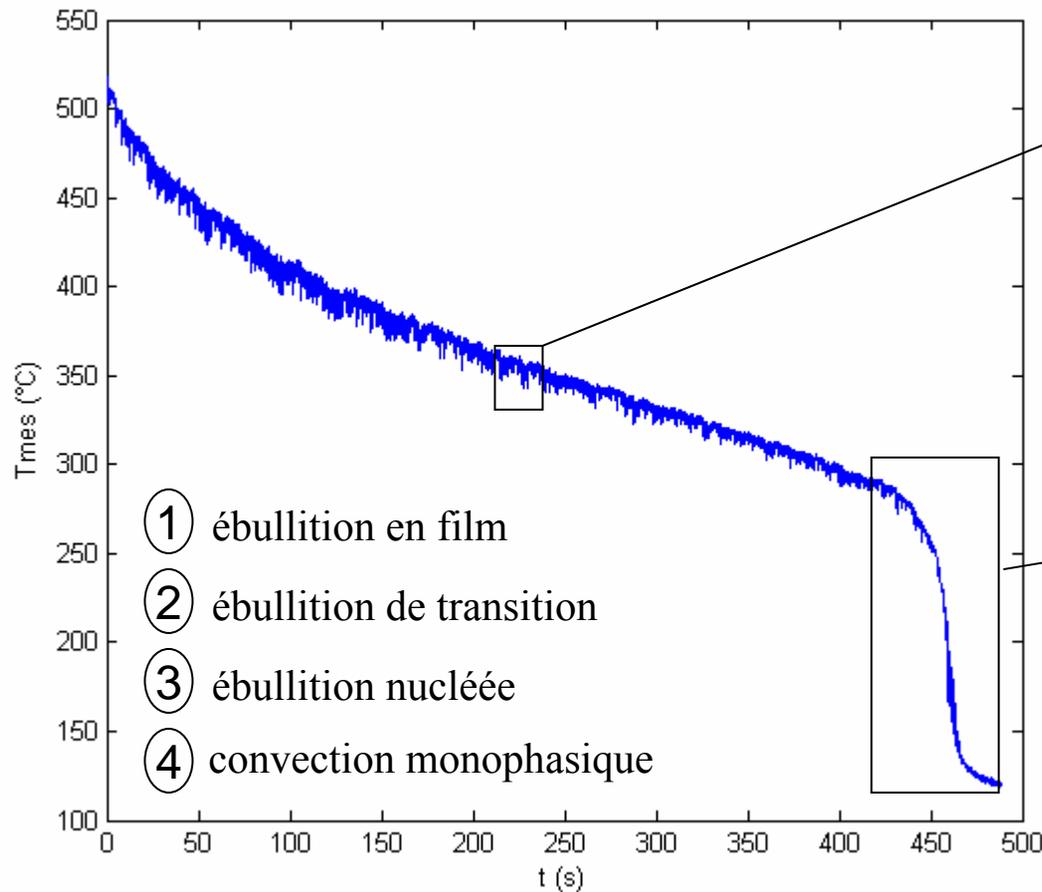
②

J. V. Beck



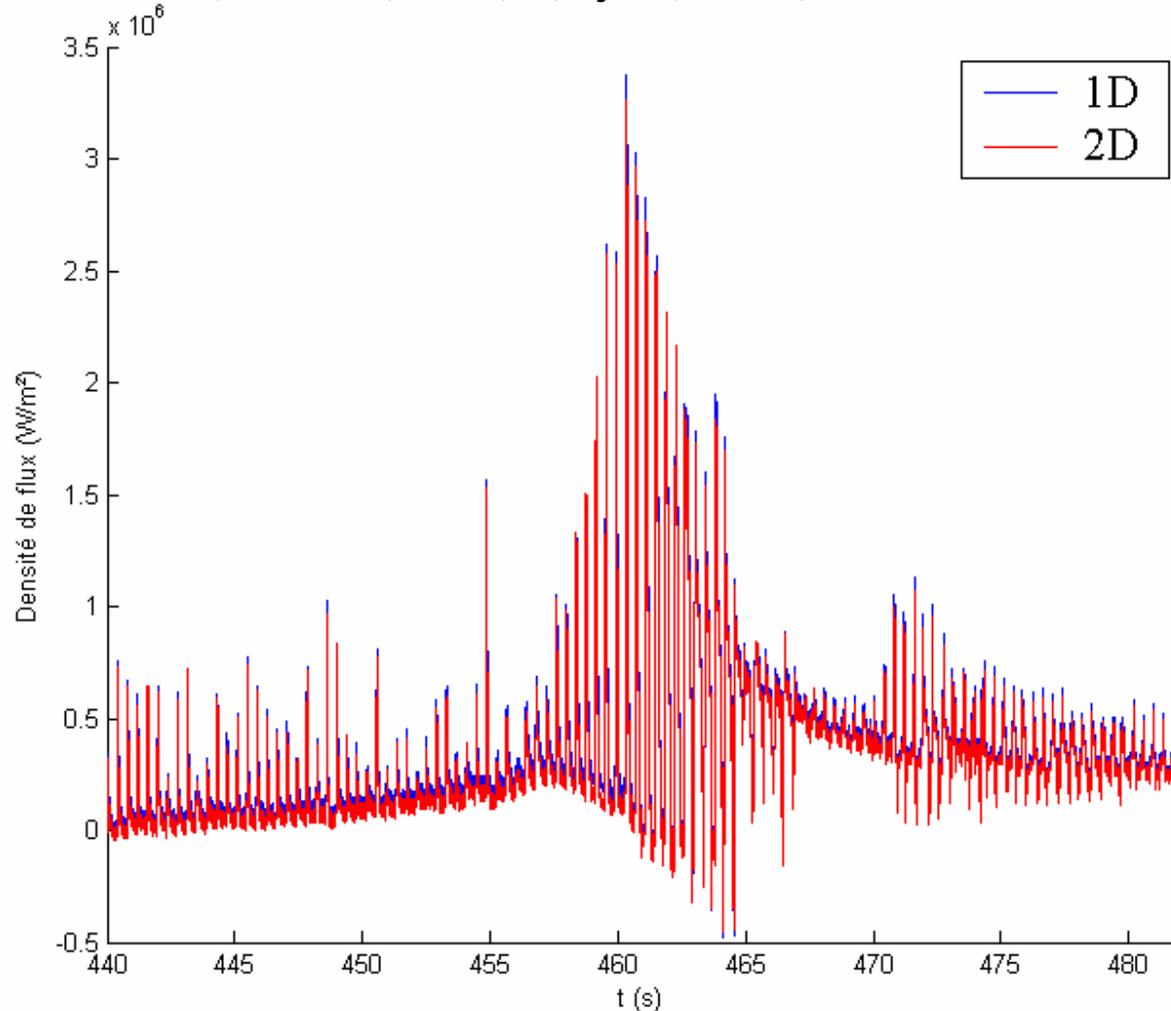
Courbes de refroidissement locales (cas dynamique)

$d = 50\text{mm}$; $l = 4\text{ mm}$; $n \text{ ⌚ } 2,4\text{ tr/s}$; $V_j = 1,06\text{ m/s}$; $r^* = 1,25$; $DT_{\text{sub}} = 34\text{ K}$

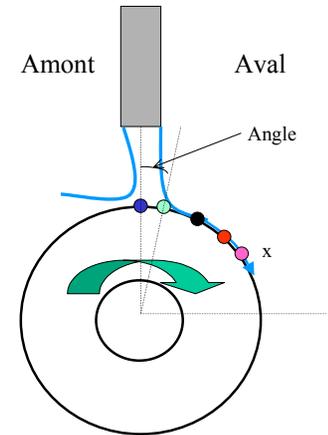
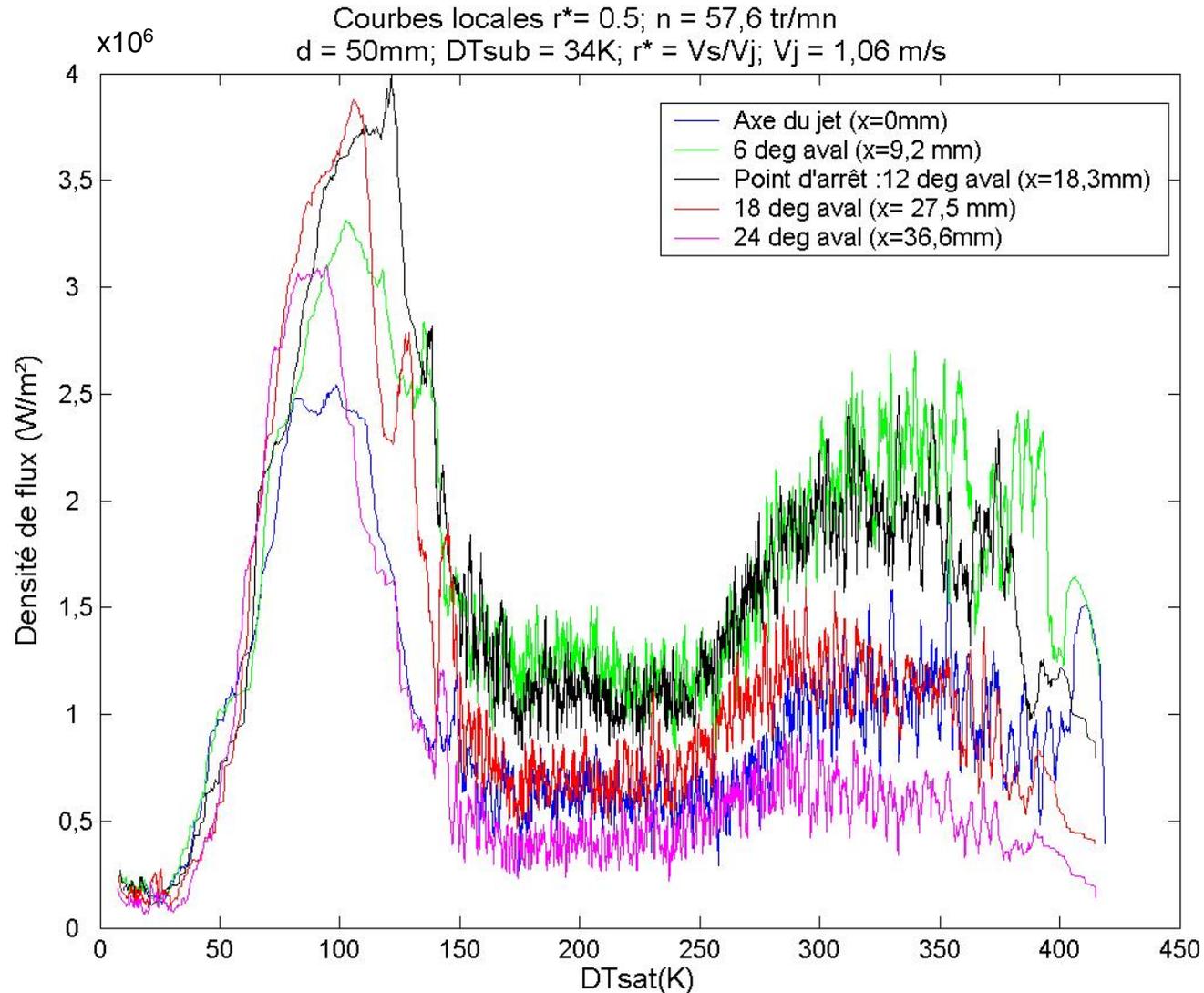


Courbes de flux (cas dynamique)

$d = 50\text{mm}$; $l = 4\text{ mm}$; $r^* = 1,25$; $V_j = 1,06\text{ m/s}$; $DT_{\text{sub}} = 34\text{ K}$

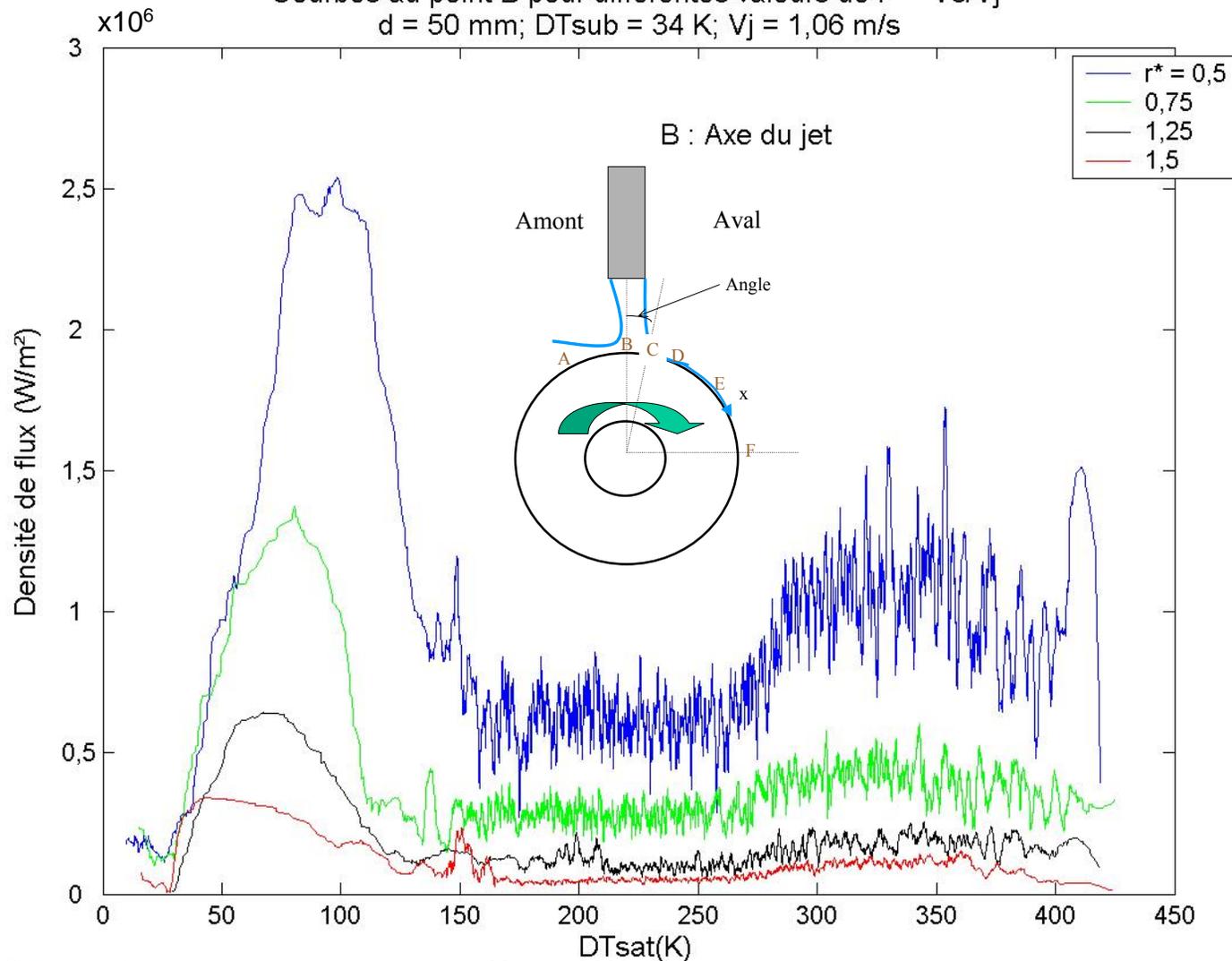


Courbes d'ébullition locales (cas dynamique)



Courbes d'ébullition locales (cas dynamique)

Courbes au point B pour différentes valeurs de $r^* = V_s/V_j$
 $d = 50 \text{ mm}$; $DT_{\text{sub}} = 34 \text{ K}$; $V_j = 1,06 \text{ m/s}$





CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

- ❖ Description expérimentale des courbes d'ébullition locales depuis l'ébullition en film jusqu'à la convection monophasique. Nous n'observons pas de régime non mouillant (ébullition en film) au point d'impact et donc pas de point de Leidenfrost dans la gamme de température utilisée (température pariétale de l'ordre de 500°C).
- ❖ Le transfert thermique dépend du régime d'ébullition. Le flux extrait est plus important au point d'impact.
- ❖ **Dissymétrie des transferts thermiques de part et d'autre du point d'arrêt.**
- ❖ **Le flux critique diminue avec la vitesse de défilement. A l'inverse, le régime d'ébullition nucléée semble peu sensible à la vitesse de défilement.**
- ✓ **Les travaux prochains porteront sur l'influence de la vitesse du jet et du sous-refroidissement sur le flux extrait, en statique comme en dynamique.**