

**Titre:** Amélioration du flux de chaleur critique dans un tube vertical  
Title: chauffé uniformément par insertion d'un déflecteur

**Auteur:** François-Xavier De Cordouë-Hecquard  
Author:

**Date:** 2013

**Type:** Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

**Référence:** De Cordouë-Hecquard, F.-X. (2013). Amélioration du flux de chaleur critique dans un tube vertical chauffé uniformément par insertion d'un déflecteur [Mémoire de maîtrise, École Polytechnique de Montréal]. PolyPublie.  
<https://publications.polymtl.ca/1279/>

 **Document en libre accès dans PolyPublie**  
Open Access document in PolyPublie

**URL de PolyPublie:** <https://publications.polymtl.ca/1279/>  
PolyPublie URL:

**Directeurs de recherche:** Alberto Teyssedou  
Advisors:

**Programme:** Génie énergétique  
Program:

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

AMÉLIORATION DU FLUX DE CHALEUR CRITIQUE DANS UN TUBE VERTICAL  
CHAUFFÉ UNIFORMÉMENT PAR INSERTION D'UN DÉFLECTEUR.

FRANÇOIS-XAVIER DE CORDOÜE-HECQUARD  
DÉPARTEMENT DE GÉNIE PHYSIQUE  
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION  
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES  
(GÉNIE ÉNERGÉTIQUE)  
DÉCEMBRE 2013

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé :

AMÉLIORATION DU FLUX DE CHALEUR CRITIQUE DANS UN TUBE VERTICAL  
CHAUFFÉ UNIFORMÉMENT PAR INSERTION D'UN DÉFLECTEUR.

présenté par : DE CORDOÜE-HECQUARD François-Xavier  
en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès sciences appliquées  
a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

M. KOCLAS Jean, Ph.D., président

M. TEYSSEDOU Alberto, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. VO Huu Duc, Ph.D., membre

*À la mémoire du professeur Andrei Olekhnovitch*

## REMERCIEMENTS

J'ai une pensée toute particulière pour le professeur Andrei Olekhnivitch qui a supervisé ces recherches pendant la majeure partie de ma maîtrise, jusqu'à sa mort soudaine le 29 juin 2009. Sa disponibilité et son investissement sans faille ont permis de mener à bien ce projet de maîtrise. Je souhaite également remercier le professeur Alberto Teyssedou, qui est devenu mon directeur de recherche après le décès du Dr Olekhnovitch, pour son aide précieuse et ses conseils avisés. Je remercie également l'ensemble du personnel de l'Institut de Génie Nucléaire de l'École Polytechnique de Montréal.

Merci aussi à mes camarades Altan, Benjamin, Christophe, Aziz et Fodhil pour leur bonne humeur.

Merci enfin à l'ensemble de mes proches pour leur soutien au cours de ces années.

## RÉSUMÉ

Des tests de flux de chaleur critique (FCC) ont été réalisés sur un tube vertical chauffé uniformément à des pressions de 10 et 30 *bar*, des sous-refroidissement de 2, 15 et 30 °C et pour des flux massiques de 1000, 1250, 1500 et 2000  $kg.m^{-2}.s^{-1}$ . Deux déflecteurs différents – un de forme conique et un à turbine – ont été introduits à tour de rôle et à diverses positions à l'intérieur du tube dans le but d'augmenter les valeurs de flux de chaleur critique. Le but recherché était d'essayer de rediriger une partie des gouttelettes en suspension dans la vapeur vers le film de liquide et de retarder ainsi l'assèchement de la paroi chauffée.

Les résultats se sont révélés satisfaisants pour le réflecteur à turbine avec lequel une augmentation du flux de chaleur critique a été remarquée pour la totalité des situations étudiées. Cette augmentation va de 10 à 40% en fonction de l'emplacement du déflecteur par rapport à la zone chauffée et des paramètres thermohydrauliques. Dans certains cas, le flux de chaleur critique ne se produit pas à la fin de la zone chauffée comme habituellement mais en amont du déflecteur, démontrant par là même que le dépôt des gouttelettes sur le film de liquide est efficace.

Néanmoins, les résultats concernant le déflecteur de forme conique ont été décevants : la plupart des points présentent une diminution des valeurs de flux de chaleur critique. Par rapport à la série de référence, les écarts relatifs vont de -20% à +10% environ. Cela est probablement dû à la taille inadaptée du déflecteur conique, trop gros par rapport aux dimensions du tube. En effet, l'accélération de la vapeur au niveau du déflecteur est trop rapide, produisant une altération du film de liquide pouvant entraîner un arrachement supplémentaire de gouttelettes ou une altération du film accélérant l'assèchement de celui-ci.

De plus, de façon inattendue, lors de la série d'expériences de référence sans déflecteur, on a remarqué que, pour une même longueur chauffée, la présence d'une zone adiabatique en aval de la partie du tube chauffée pouvait avoir une influence positive non négligeable sur les valeurs du flux de chaleur critique. Plusieurs hypothèses ont été émises concernant les mécanismes physiques en jeu. La plus plausible est que dans cette zone adiabatique, peu avant le FCC, une partie des gouttelettes en suspension dans le cœur de vapeur percute le film. Le film en aval de la zone chauffée est donc plus épais et peut avoir une influence sur le film de la zone chauffée. Cependant, aucune preuve directe n'a pu être apportée et des expérimentations complémentaires sont nécessaires pour valider ou infirmer cette hypothèse.

## ABSTRACT

Critical heat flux (CHF) tests have been carried out on a vertical and uniformly heated tube at pressure of 10 and 30 bar, at inlet subcooling of 2, 15 and 30°C and for mass flux of 1000, 1250, 1500 and 2000  $kg.m^{-2}.s^{-1}$ . A deflector was introduced inside the tube to redirect droplets contained in the vapor core onto the liquid film. Its mass flow rate would indeed be increased which would enhance critical heat flux values. Two different deflectors have been tested: a cone-shaped and a turbine type.

Satisfying results were found for the turbine type deflector: for every configuration, we observed an enhancement of 10 to 40% of the CHF values. This enhancement depended greatly on the position of the deflector with regard to the heated zone and on the flow parameters. In some cases, CHF was not even observed at the end of the heated length as usual, but upstream from the deflector, proving that the deposition of droplets is very efficient.

However, results were disappointing with the cone-shaped deflector ; most of the points showed a decrease of the CHF values up to 20% compared with the reference experiments. The deflector was indeed too big in relation to the tube inside diameter and the vapor acceleration due to the deflector could possibly destroy the liquid film.

Moreover, while performing the tests without deflector, we unexpectedly realised that for a given heated length and given flow parameters, the presence of an adiabatic zone downstream from the heated zone could increase the values of CHF. Several explanations were given, the most plausible one being that some of the droplets from the vapor core could be projected onto the liquid film in this adiabatic zone, which in term could affect CHF.

## TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE . . . . .	iii
REMERCIEMENTS . . . . .	iv
RÉSUMÉ . . . . .	v
ABSTRACT . . . . .	vi
TABLE DES MATIÈRES . . . . .	vii
LISTE DES TABLEAUX . . . . .	x
LISTE DES FIGURES . . . . .	xi
LISTE DES ANNEXES . . . . .	xiii
LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS . . . . .	xiv
CHAPITRE 1 INTRODUCTION . . . . .	1
CHAPITRE 2 FLUX DE CHALEUR CRITIQUE EN CONVECTION FORCÉE . . . . .	3
2.1 Propriétés des écoulements diphasiques . . . . .	3
2.1.1 Définitions . . . . .	3
2.1.2 Relations entre $x$ et $\epsilon$ . . . . .	5
2.2 Introduction au flux de chaleur critique : FCC en réservoir . . . . .	6
2.3 Ebullition en convection forcée . . . . .	8
2.3.1 Configurations d'écoulement dans un tube chauffé . . . . .	8
2.3.2 Carte des configurations d'écoulement . . . . .	11
2.4 Flux de chaleur critique en convection forcée . . . . .	11
2.4.1 Flux de chaleur critique par caléfaction . . . . .	11
2.4.2 Flux de chaleur critique par assèchement . . . . .	12
CHAPITRE 3 REVUE BIBLIOGRAPHIQUE DES ESSAIS D'AMÉLIORATION DU FLUX DE CHALEUR CRITIQUE . . . . .	15
3.1 Aspect historique . . . . .	15
3.2 Nanofuides . . . . .	16

3.3	Surface poreuse . . . . .	16
3.4	Ecoulements rotatifs . . . . .	17
3.5	Techniques propres aux cœurs des réacteurs nucléaires . . . . .	17
3.6	Obstacles à l'écoulement . . . . .	18
CHAPITRE 4 MONTAGE EXPÉRIMENTAL . . . . .		20
4.1	La boucle thermique de l'institut de génie nucléaire . . . . .	20
4.2	Les sections d'essais . . . . .	22
4.3	Instrumentation . . . . .	25
CHAPITRE 5 PROCÉDURES EXPÉRIMENTALES . . . . .		28
5.1	Expériences réalisées . . . . .	28
5.2	Procédure expérimentale . . . . .	28
CHAPITRE 6 INFLUENCE SUR LE FLUX DE CHALEUR CRITIQUE DE LA PRÉSENCE D'UNE ZONE ADIABATIQUE EN AVAL DE LA ZONE CHAUFFÉE . .		33
6.1	Résultats expérimentaux . . . . .	33
6.2	Analyse des résultats expérimentaux . . . . .	36
6.2.1	Erreurs dans la détermination de la pression . . . . .	37
6.2.2	Dépôt important de gouttelettes en aval de la zone chauffée . . . . .	39
6.2.3	Apparition d'un ruisselet en aval de la zone chauffée . . . . .	40
6.2.4	Effet du court-circuit électrique . . . . .	41
CHAPITRE 7 Influence de la présence d'un déflecteur sur le <i>FCC</i> . . . . .		54
7.1	Résultats des effets du déflecteur sur les expériences de mesure de FCC . . . .	54
7.1.1	Variations avec $L_{D-FC}$ . . . . .	54
7.1.2	Variations de $FCC_{rel}$ avec les paramètres de l'écoulement . . . . .	56
7.1.3	Effet sur les pertes de pression . . . . .	57
7.1.4	Températures de paroi . . . . .	59
7.2	Interprétation des résultats expérimentaux . . . . .	59
7.2.1	Déflecteur à l'entrée de la zone chauffée : configuration I . . . . .	60
7.2.2	Déflecteur conique en configurations II à IV . . . . .	60
7.2.3	Déflecteur de type turbine en configurations II à IV . . . . .	61
7.2.4	Comportement de la température de paroi . . . . .	62
7.3	Critiques des expériences réalisées et propositions de nouvelles expériences . .	64
7.3.1	Présence de la zone adiabatique en aval de la zone chauffée . . . . .	64
7.3.2	Taille des déflecteurs . . . . .	64

CHAPITRE 8 CONCLUSION . . . . .	89
RÉFÉRENCES . . . . .	91
ANNEXES . . . . .	96

**LISTE DES TABLEAUX**

Tableau 3.1	Tableau récapitulatif des effets des mélangeurs sur le FCC (Chung <i>et al.</i> , 1996) . . . . .	18
Tableau 4.1	Incertitudes des paramètres physiques mesurés . . . . .	27
Tableau 7.1	Epaisseurs maximales du film en fonction de la configuration et de la pression. . . . .	61

## LISTE DES FIGURES

Figure 2.1	Courbe d'ébullition pour de l'eau à la pression atmosphérique. (Collier, 1996) . . . . .	7
Figure 2.2	Différentes configurations d'écoulement pour un tube vertical chauffé uniformément. . . . .	9
Figure 2.3	Carte de Hewitt et Roberts pour des écoulements eau-air, utilisable pour des écoulements eau-vapeur jusqu'à environ 70 bar (Hewitt et Roberts, 1969). . . . .	12
Figure 2.4	Modèle de Weismann & Pei (1983). . . . .	13
Figure 2.5	Modèle de Lee & Mudawar (1988). . . . .	13
Figure 4.1	Schéma simplifié de la boucle thermique de l'IGN. . . . .	21
Figure 4.2	Les deux déflecteurs utilisés. . . . .	23
Figure 4.3	Représentation en 3 dimensions de la partie du tube près du déflecteur. . . . .	24
Figure 4.4	Schéma de la section d'essais . . . . .	25
Figure 5.1	Configurations de chauffage. . . . .	30
Figure 5.2	Disposition des différents thermocouples . . . . .	31
Figure 5.3	Exemple de détermination de la valeur du flux de chaleur critique. . . . .	32
Figure 6.1	$FCC$ en fonction de $L_{ad} - \Delta T = 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	42
Figure 6.2	$FCC$ en fonction de $L_{ad} - \Delta T = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	43
Figure 6.3	$FCC$ en fonction de $L_{ad} - \Delta T = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	44
Figure 6.4	$FCC_{rel}$ en fonction de $L_{ad} - \Delta T = 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	45
Figure 6.5	$FCC_{rel}$ en fonction de $L_{ad} - \Delta T = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	46
Figure 6.6	$FCC_{rel}$ en fonction de $L_{ad} - \Delta T = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	47
Figure 6.7	Influence du sous-refroidissement sur $FCC_{rel}$ - $P=10 \text{ bar}$ . . . . .	48
Figure 6.8	Influence du sous-refroidissement sur $FCC_{rel}$ - $P=30 \text{ bar}$ . . . . .	49
Figure 6.9	Influence du débit sur $FCC_{rel}$ . . . . .	50
Figure 6.10	$FCC$ en fonction de $x_{th}$ - $P=10 \text{ bar}$ . . . . .	51
Figure 6.11	$FCC$ en fonction de $x_{th}$ - $P=30 \text{ bar}$ . . . . .	52
Figure 6.12	Dépôt de gouttelettes en aval de la zone chauffée. . . . .	53
Figure 7.1	$FCC_{rel}$ en fonction de $L_{D-FC} - P_{out} = 10 \text{ bar} - \Delta T_{SR} = 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	65
Figure 7.2	$FCC_{rel}$ en fonction de $L_{D-FC} - P_{out} = 10 \text{ bar} - \Delta T_{SR} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	66
Figure 7.3	$FCC_{rel}$ en fonction de $L_{D-FC} - P_{out} = 10 \text{ bar} - \Delta T_{SR} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	67
Figure 7.4	$FCC_{rel}$ en fonction de $L_{D-FC} - P_{out} = 30 \text{ bar} - \Delta T_{SR} = 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	68
Figure 7.5	$FCC_{rel}$ en fonction de $L_{D-FC} - P_{out} = 30 \text{ bar} - \Delta T_{SR} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	69

Figure 7.6	$FCC_{rel}$ en fonction de $L_{D-FC}$ - $P_{out} = 30 \text{ bar}$ - $\Delta T_{SR} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	70
Figure 7.7	Les 2 déflecteurs utilisés. . . . .	71
Figure 7.8	Influence du sous-refroidissement sur $FCC_{rel}$ - $P_{out} = 10 \text{ bar}$ . . . . .	72
Figure 7.9	Influence du sous-refroidissement sur $FCC_{rel}$ - $P_{out} = 30 \text{ bar}$ . . . . .	73
Figure 7.10	Influence du flux massique sur $FCC_{rel}$ . . . . .	74
Figure 7.11	$\Delta P_{rel}$ en fonction de $L_{D-FC}$ - $P_{out} = 10 \text{ bar}$ - $\Delta T_{SR} = 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	75
Figure 7.12	$\Delta P_{rel}$ en fonction de $L_{D-FC}$ - $P_{out} = 10 \text{ bar}$ - $\Delta T_{SR} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	76
Figure 7.13	$\Delta P_{rel}$ en fonction de $L_{D-FC}$ - $P_{out} = 10 \text{ bar}$ - $\Delta T_{SR} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	77
Figure 7.14	$\Delta P_{rel}$ en fonction de $L_{D-FC}$ - $P_{out} = 30 \text{ bar}$ - $\Delta T_{SR} = 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	78
Figure 7.15	$\Delta P_{rel}$ en fonction de $L_{D-FC}$ - $P_{out} = 30 \text{ bar}$ - $\Delta T_{SR} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	79
Figure 7.16	$\Delta P_{rel}$ en fonction de $L_{D-FC}$ - $P_{out} = 30 \text{ bar}$ - $\Delta T_{SR} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	80
Figure 7.17	Pertes de pression en fonction de la puissance critique - Configuration I - $P_{out} = 10 \text{ bar}$ . . . . .	81
Figure 7.18	Pertes de pression en fonction de la puissance critique - Configuration II - $P_{out} = 10 \text{ bar}$ . . . . .	82
Figure 7.19	Pertes de pression en fonction de la puissance critique - Configuration III - $P_{out} = 10 \text{ bar}$ . . . . .	83
Figure 7.20	Pertes de pression en fonction de la puissance critique - Configuration IV - $P_{out} = 10 \text{ bar}$ . . . . .	84
Figure 7.21	Pertes de pression en fonction de la puissance critique - Configuration II - $P_{out} = 30 \text{ bar}$ . . . . .	85
Figure 7.22	Pertes de pression en fonction de la puissance critique - Configuration III - $P_{out} = 30 \text{ bar}$ . . . . .	86
Figure 7.23	Pertes de pression en fonction de la puissance critique - Configuration IV - $P_{out} = 30 \text{ bar}$ . . . . .	87
Figure 7.24	Températures de paroi au niveau du flux de chaleur critique en fonction du déflecteur utilisé. Configuration III - $P_{out} = 10 \text{ bar}$ - $\Delta T_{SR} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ - $G = 1500 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ . . . . .	88
Figure 7.25	Représentation schématique du déflecteur conique dans la section d'essai, vue de dessus . . . . .	88

**LISTE DES ANNEXES**

Annexe A	RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX	96
----------	-------------------------	----

## LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

$A$	section du tube	$[m^2]$
$A_g$	surface occupée par la phase gazeuse	$[m^2]$
$C_A$	coefficient d'Armand	$[m.s^{-1}]$
$d$	diamètre interne du tube	$[m]$
$D$	taux de déposition de gouttelettes	$[kg.s^{-1}]$
$E$	taux d'arrachage des gouttelettes	$[kg.s^{-1}]$
$g$	accélération de la pesanteur	$[m.s^{-2}]$
$G$	flux massique	$kg.m^{-2}.s^{-1}$
$h$	enthalpie massique	$[kJ.kg^{-1}]$
$h_f$	enthalpie massique de saturation	$[kJ.kg^{-1}]$
$h_{fg}$	chaleur latente de vaporisation	$[kJ.kg^{-1}]$
$I$	intensité électrique	$[kA]$
$j$	vitesse surfacique	$[m.s^{-1}]$
$l_{out}$	différence de hauteur entre la prise de $P_{out}$ et le capteur de pression mesurant $P_{out}$	$[m]$
$L$	longueur de la section d'essai	$[m]$
$L_{ad}$	distance entre la fin de la zone chauffée et la sortie du tube	$[m]$
$L_c$	longueur chauffée	$[m]$
$L_{cc}$	dimension verticale du court-circuit	$[m]$
$L_{el}$	longueur de tube entre les deux électrodes de chauffage	$[m]$
$L_p$	différence de hauteur entre les prises de pression	$[m]$
$M$	débit massique	$[kg.s^{-1}]$
$\dot{m}_{film}$	débit massique du film de liquide	$[kg.s^{-1}]$
$P$	pression	$[Pa]$
$q''$	flux de chaleur	$[kM.m^{-2}]$
$q''_c$	flux de chaleur critique (FCC)	$[kM.m^{-2}]$
$Q$	puissance appliquée au tube	$[kW]$
$Q_c$	puissance critique	$[kW]$
$r$	rayon interne du tube	$[m]$
$S$	paramètre de glissement	$[-]$
$St$	Nombre de Strouhal	$[-]$
$T$	température	$[^{\circ}C]$
$T_{amb}$	température du local	$[^{\circ}C]$

$T_s$	température de paroi	$[^{\circ}C]$
$T_{sat}$	température de saturation	$[^{\circ}C]$
$u$	vitesse	$[m.s^{-1}]$
$U$	tension	$[V]$
$V$	débit volumique	$[m^3.s^{-1}]$
$We$	Nombre de Weber	$[-]$
$x$	titre massique	$[-]$
$x_{th}$	titre thermodynamique	$[-]$
$\beta$	titre volumique	$[-]$
$\epsilon$	taux de vide	$[-]$
$\Delta P$	pertes de pression	$[Pa]$
$\Delta T_{SR}$	sous-refroidissement à l'entrée	$[^{\circ}C]$
$\rho$	masse volumique	$[kg.m^{-3}]$
$\sigma$	tension superficielle	$[N.m^{-1}]$

## CHAPITRE 1

### INTRODUCTION

L'ébullition en convection forcée est largement utilisée dans de nombreux systèmes d'ingénierie actuels pour refroidir des surfaces chauffées à des flux de chaleur élevés, comme dans les centrales thermiques ou les réacteurs nucléaires à fission ou à fusion par exemple. En effet, en plus d'être transmise par conduction, convection et rayonnement, la chaleur l'est alors également sous forme de chaleur latente de vaporisation, ce qui améliore grandement l'efficacité du transfert thermique. Cependant, il se trouve qu'il existe un flux de chaleur maximal applicable à une surface chauffée. Lorsque cette limite, appelée *flux de chaleur critique* (FCC) ou *critical heat flux* en anglais, est atteinte, une détérioration soudaine du mécanisme de transfert de chaleur est observée. Cette détérioration est due à la perte de contact entre la paroi chauffée et le liquide de refroidissement. Elle provoque une très brusque et très rapide augmentation de la température de la surface chauffée et peut entraîner sa détérioration voire sa fusion immédiate, ce qui dans le cas d'un réacteur nucléaire est particulièrement dommageable. Le FCC impose donc une limite maximale d'opération pour les équipements opérant en milieu diphasique. C'est pourquoi la conception et l'exploitation d'un réacteur nucléaire requièrent la prise en compte d'une marge de sécurité notable vis-à-vis de ce phénomène.

L'importance du flux de chaleur critique notamment dans le domaine nucléaire a amené à de nombreux travaux théoriques et expérimentaux sur le sujet depuis une cinquantaine d'années. En effet, une meilleure compréhension et une meilleure modélisation du phénomène permettent de faire fonctionner les systèmes au plus près du flux de chaleur critique sans en diminuer la sûreté. Cependant, malgré ces études, la nature précise de ce phénomène est encore aujourd'hui très mal connue. Cela est principalement dû à la nature très complexe des mécanismes de transfert de chaleur et de masse ainsi que de la mécanique des écoulements en milieu diphasique.

Des tables de valeurs expérimentales du FCC ont néanmoins été proposées, la plupart pour des écoulements verticaux dans des tubes circulaires chauffés uniformément ou pour des assemblages combustibles utilisés dans les réacteurs nucléaires. Le recensement librement accessible le plus complet à ce jour est celui de Groeneveld *et al.* (2007). De nombreuses corrélations ont également été déduites de ces tables. Elles démontrent toutes que le flux de chaleur critique dépend notamment de nombreux paramètres thermohydrauliques du système, comme la pression, le débit ou encore la géométrie de l'écoulement.

Parallèlement à ces recherches, d'autres études visent à essayer d'augmenter les valeurs

du flux de chaleur critique par diverses méthodes comme l'emploi de nanofluides, les écoulements rotatifs ou l'optimisation des surfaces par exemple. L'utilisation de ces techniques permettraient en effet d'augmenter les puissances de fonctionnement des systèmes et par là même leur rendement. L'étude présentée dans ce mémoire se situe dans ce cadre précis : nous avons étudié expérimentalement les effets d'un déflecteur inséré à l'intérieur d'un tube circulaire chauffé uniformément sur la valeur du flux de chaleur critique. Théoriquement, le rôle de ce déflecteur est de rediriger une partie des gouttelettes en suspension dans le cœur de vapeur vers les parois du tube pour retarder l'assèchement du film de liquide. De plus, les expériences ont de façon inattendue démontré que même sans déflecteur, une longueur adiabatique en aval de la zone chauffée pouvait avoir une influence sur le FCC. Ce phénomène a donc été également étudié de façon détaillée dans un chapitre de ce mémoire.

## CHAPITRE 2

### FLUX DE CHALEUR CRITIQUE EN CONVECTION FORCÉE

L'ébullition en convection forcée est un des moyens les plus efficaces pour les systèmes de transfert de chaleur. En effet, la création de bulles de vapeur permet une agitation supplémentaire de la couche limite thermique. De plus, une partie de la chaleur est transmise sous forme de chaleur latente, ce qui améliore grandement le coefficient de transfert de chaleur.

#### 2.1 Propriétés des écoulements diphasiques

Les phénomènes physiques mis en jeu dans les écoulements diphasiques sont complexes. La présente partie vise donc à rappeler les propriétés fondamentales de ces écoulements.

##### 2.1.1 Définitions

Ce paragraphe rappelle les définitions utilisées tout au long de ce mémoire.

**a) Flux de chaleur :** le flux de chaleur  $q''$  appliqué à une surface est la quantité d'énergie échangée par unité de temps et de surface. Il est égal au rapport entre la puissance appliquée  $Q$  et la surface chauffée. Dans le cas d'un tube circulaire chauffé uniformément, le flux de chaleur vaut :

$$q'' = \frac{Q}{\pi d L_c} \quad (2.1)$$

où  $d$  est le diamètre interne du tube et  $L_c$  la longueur chauffée. Il est exprimé en  $kW \cdot m^{-2}$

**b) Sous-refroidissement :** lorsqu'un fluide est à une température inférieure à sa température de saturation, le sous refroidissement  $\Delta T_{SR}$  est défini par la différence entre la température de saturation  $T_{sat}$  et la température du fluide  $T$  :

$$\Delta T_{SR} = T_{sat} - T \quad (2.2)$$

**c) Flux massique :** le flux massique  $G$  dans un tube de section de passage  $A$  est défini par le rapport entre le débit massique  $M$  et la section  $A$  :

$$G = \frac{M}{A} \quad (2.3)$$

Il est exprimé en  $kg.m^{-2}.s^{-1}$

**d) Titre :** le *titre thermodynamique* de l'écoulement est défini par la formule :

$$x_{th} = \frac{h - h_f(P)}{h_{fg}(P)} \quad (2.4)$$

où  $h$  est l'enthalpie du mélange,  $h_f$  est l'enthalpie du liquide saturé et  $h_{fg}$  la chaleur latente de vaporisation. En particulier, pour un tube chauffé uniformément, le titre thermodynamique de l'écoulement à une distance  $L$  du début de la zone chauffée vaut :

$$x_{th} = \frac{h_{in} + \frac{Q}{M} - h_f(P)}{h_{fg}(P)} \quad (2.5)$$

où  $h_{in}$  est l'enthalpie massique de l'écoulement à l'entrée,  $Q$  la puissance appliquée au tube et  $M$  le débit massique.

Lorsque  $x_{th}$  est négatif, le mélange est dit *sous-redroide* ; lorsque  $0 \leq x_{th} \leq 1$ , le mélange est dit à *saturation* et lorsque  $x_{th} > 1$ , le mélange est dit *sur-chauffé*.

Si le mélange diphasique est à l'équilibre thermodynamique, alors le titre thermodynamique est égal au titre de l'écoulement  $x$  défini par le rapport entre le débit massique de la phase gazeuse et le débit massique total :

$$x = \frac{M_g}{M} \quad (2.6)$$

Même si on est rarement à l'équilibre thermodynamique, on fait souvent l'approximation  $x_{th} = x$ .

Enfin, le titre volumique  $\beta$  est défini comme le rapport du débit volumique de gaz  $V_g$  sur le débit volumique total  $V$ . Ainsi,

$$\beta = \frac{V_g}{V} \quad (2.7)$$

**e) Taux de vide :** le taux de vide  $\epsilon$  est défini par le rapport entre le volume occupé par la phase gazeuse et le volume total. De façon équivalente, pour une section de fluide donnée, il est égal au rapport entre la surface occupée par la phase gazeuse  $A_g$  et la surface totale  $A$  :

$$\epsilon = \frac{A_g}{A} \quad (2.8)$$

**f) Vitesse surfacique :** la vitesse surfacique de la phase gazeuse  $j_g$  est définie comme étant le produit de la vitesse de la phase gazeuse  $u_g$  par le taux de vide  $\epsilon$  :

$$j_g = \epsilon u_g \quad (2.9)$$

De la même manière, la vitesse surfacique de la phase liquide  $j_l$  est définie par :

$$j_l = (1 - \epsilon) u_l \quad (2.10)$$

Enfin, la vitesse surfacique totale  $j$  est la somme de  $j_g$  et de  $j_l$  :

$$j = j_g + j_l = \epsilon u_g + (1 - \epsilon) u_l \quad (2.11)$$

### 2.1.2 Relations entre $x$ et $\epsilon$

Il existe dans la littérature de nombreux modèles pour décrire les écoulements diphasiques. Ce paragraphe décrit les modèles les plus courants pour relier le titre et le taux de vide.

#### Modèle homogène

Le modèle le plus simple est le modèle homogène. Dans celui-ci, on considère que la vitesse des phases gazeuse et liquide sont identiques. Ce modèle, assez peu précis, permet de fournir des ordres de grandeur acceptables avec des calculs très rapides.

Dans le cadre de ce modèle, la relation entre le taux de vide  $\epsilon$  et le titre  $x$  est donnée par :

$$\epsilon = \frac{1}{1 + \frac{\rho_g}{\rho_l} \frac{1-x}{x}} \quad (2.12)$$

où  $\rho_g$  et  $\rho_l$  sont respectivement les masses volumiques de la phase gazeuse et de la phase liquide. En utilisant un paramètre de glissement  $S = \frac{u_g}{u_l}$  égal à 1, le modèle homogène surestime le taux de vide.

#### Modèle d'Armand

Un modèle plus précis consiste à considérer le rapport  $\epsilon/\beta$  constant. Ce rapport, noté  $C_A$ , est appelé coefficient d'Armand et on prend communément  $C_A = 0.83$  (Chisholm, 1983). On a alors :

$$j_g = \epsilon u_g = \beta j = \frac{Gx}{\rho_g} \quad (2.13)$$

$$j_l = (1 - \epsilon) u_l = (1 - \beta) j = \frac{G(1 - x)}{\rho_l} \quad (2.14)$$

Donc

$$\frac{\epsilon}{1-\epsilon} \cdot \frac{u_g}{u_l} = \frac{\beta}{1-\beta} = \frac{x\rho_l}{(1-x)\rho_g} \quad (2.15)$$

De l'équation précédente, on déduit :

$$S = \frac{u_g}{u_l} = \frac{\beta}{1-\beta} \cdot \frac{1-\epsilon}{\epsilon} = \frac{1}{C_A} \cdot \frac{1-C_A\beta}{1-\beta} \quad (2.16)$$

et

$$\beta = \frac{\rho_l x}{\rho_l x + \rho_g(1-x)} \quad (2.17)$$

ce qui permet de déterminer le taux de vide  $\epsilon$  et le paramètre de glissement  $S$  :

$$\epsilon = C_A \frac{\rho_l x}{\rho_l x + \rho_g(1-x)} \quad (2.18)$$

$$S = \frac{1}{C_A} \left[ 1 + (1 - C_A) \frac{\rho_l}{\rho_g} \cdot \frac{x}{1-x} \right] \quad (2.19)$$

Cette dernière équation, combinée à  $G = \rho_g \epsilon u_g + \rho_l (1-\epsilon) u_l$ , permet également de déterminer les vitesses  $u_g$  et  $u_l$ .

D'autres modèles plus précis, comme le modèle à écarts de vitesse (Zuber et Findlay, 1965), sont également disponibles. Cependant, ils sont beaucoup plus complexes et ne sont pas nécessaires dans le cadre de ce mémoire.

## 2.2 Introduction au flux de chaleur critique : FCC en réservoir

Afin d'introduire le phénomène de flux de chaleur critique, on se place dans le cas simple de l'ébullition en réservoir : on maintient à une valeur donnée la température d'une surface chauffée placée dans un grand réservoir de liquide stagnant (Collier, 1996). La figure 2.1, appelée "courbe d'ébullition", représente le flux de chaleur  $q$  en fonction de la température de la surface chauffée  $T_s$  pour de l'eau à la pression atmosphérique. Plusieurs régions distinctes peuvent être observées.

Dans la région AB, le fluide est sous forme liquide. Il se forme des gradients de température dans le réservoir provoquant des courants de convection naturelle. Ces courants permettent d'amener la chaleur de la surface chauffée vers la surface libre du liquide où a lieu l'évaporation permettant la dissipation de la chaleur.

Lorsque la température de la surface chauffée dépasse la température de saturation du liquide, le liquide à proximité de la paroi devient surchauffé. Lorsque cette surchauffe est suffisante - en B sur la figure 2.1 - des bulles se forment. Ce début d'ébullition, appelé dans la littérature ONB (*Onset of Nucleate Boiling*), marque le début de la région d'ébullition

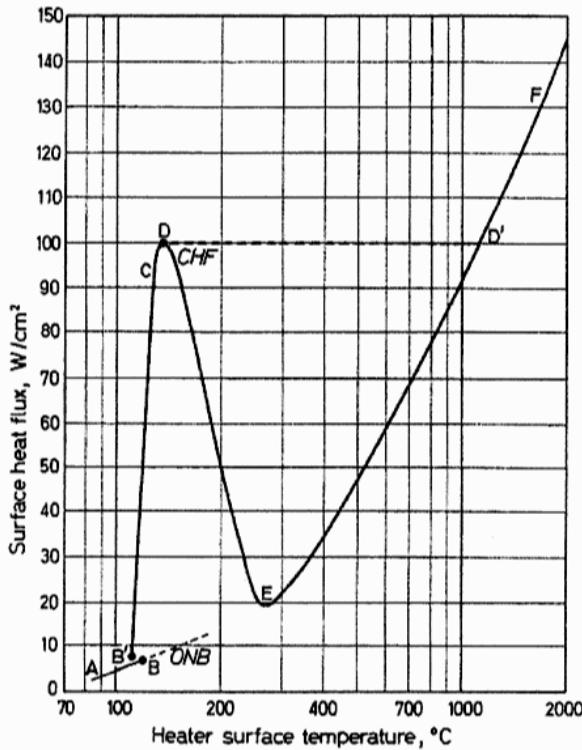


Figure 2.1 Courbe d'ébullition pour de l'eau à la pression atmosphérique. (Collier, 1996)

nucléée B'C. Dans cette région, la formation de vapeur se fait par formation de bulles sur la paroi. Cela améliore de façon très significative le transfert de chaleur, ce qui explique la forte pente de la région B'C. A de faibles températures, on observe peu de sites de nucléation puis à des températures de paroi plus importantes, des colonnes de bulles se forment. Les bulles interagissent entre elles et par coalescence peuvent former des poches de vapeur de plus en plus importantes au fur et à mesure que  $T_s$  augmente.

Le point D marque la fin de l'ébullition nucléée : la quantité de vapeur produite sur la surface chauffée empêche un renouvellement suffisamment rapide du liquide près de la paroi. A partir de ce point et jusqu'au point E, une augmentation de la température de surface a pour effet une diminution du flux de chaleur. Cette zone DE est par ailleurs très difficile à étudier car elle est caractérisée par de fortes instabilités de la couche de vapeur située près de la surface chauffée.

A partir du point E, appelé point de Leidenfrost, la production de vapeur est telle que la surface chauffée ne peut plus être mouillée. Cette dernière est donc isolée du liquide par un film stable de vapeur. De la vapeur est périodiquement relâchée du film sous forme de poches de vapeur dans le liquide. Dans le film, le transfert de chaleur se fait alors par conduction, convection et rayonnement. Ce dernier mécanisme devient prépondérant lorsque la tempéra-

ture devient très importante.

L'étude de la courbe d'ébullition est prépondérante pour appréhender les phénomènes de thermohydraulique diphasique. Cependant, dans la très grande majorité des systèmes et notamment dans les centrales nucléaires, ce n'est pas la température de surface qui est imposée mais le flux de chaleur. Dans ce cas, en augmentant le flux de chaleur, il devient impossible d'atteindre les régions DE et ED' : le système passe directement de D à D'. Ce saut de température est très violent et peut atteindre plus de 1000 °C. On parle alors d'*excursion de température*. Cela peut provoquer une détérioration soudaine de la surface chauffée allant même jusqu'à une fusion de l'élément chauffant, c'est pourquoi le flux de chaleur correspondant aux points D et D', appelé *flux de chaleur critique* (FCC) ou *critical heat flux* en anglais (CHF), constitue une limite maximale de sécurité pour nombre de systèmes industriels d'échange de chaleur.

## 2.3 Ebullition en convection forcée

Dans le cadre de ce mémoire, les expériences ne sont pas réalisées en réservoir mais dans un tube refroidi par un écoulement d'eau en convection forcée. Certains mécanismes mis en jeu sont donc différents. Ici, seul le transfert de chaleur par convection forcée dans un tube vertical chauffé uniformément est étudié. Pour des tubes horizontaux, ou formant un angle non nul avec la verticale, le lecteur pourra se référer à Collier (1996) ou à Hewitt et Hall-Taylor (1970). Pour des tubes chauffés non-uniformément, il pourra se référer à Olekhnovitch *et al.* (2008).

### 2.3.1 Configurations d'écoulement dans un tube chauffé

Considérons un tube vertical chauffé uniformément sur toute sa longueur. A l'entrée arrive un liquide sous-refroidi (dont la température est inférieure à la température de saturation). En terme de titre thermodynamique, on a donc  $x_{th} < 0$  à l'entrée. La figure 2.2 indique schématiquement les différentes configurations d'écoulement que l'on obtient le long du tube au fur et à mesure que l'on augmente le flux de chaleur  $q''$ .

Tant que la température de paroi est insuffisante pour former des bulles à la surface de celle-ci, le fluide est sous forme monophasique liquide.

A une certaine distance de l'entrée, la température du liquide proche de la paroi devient suffisante pour qu'il y ait formation de bulles sur certains sites de nucléation. Cependant, la température moyenne du liquide reste inférieure à la température de saturation (le titre thermodynamique est négatif), on est en présence d'ébullition sous-refroidie. Cela est rendu

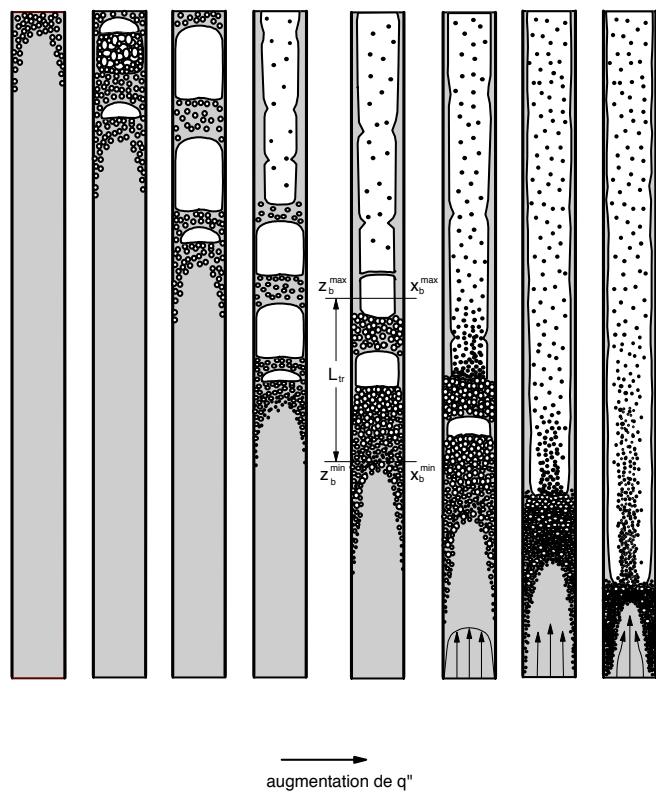


Figure 2.2 Différentes configurations d'écoulement pour un tube vertical chauffé uniformément.

possible par une importante différence de température entre le liquide situé proche de la paroi et le liquide situé au centre. En montant le long du tube, le titre thermodynamique augmente jusqu'à devenir positif, on rentre alors dans la zone d'ébullition saturée. De plus en plus de bulles sont formées. Dans ces régions, on est en présence d'un *écoulement par bulles*, la phase liquide est continue tandis que la phase gazeuse est discontinue et est distribuée dans le liquide sous forme de bulles.

Il y a ensuite coalescence des bulles qui permet de passer, lorsque la taille de certaines bulles s'approchent du diamètre du tube, de l'écoulement par bulles à un *écoulement par bouchons*, aussi appelé *écoulement par poches*. Les grandes zones de vapeur prenant la forme caractéristique d'une balle de revolver sont séparées de la paroi par un film de liquide se déplaçant à contre-courant. La région entre deux poches de vapeur successives, le bouchon, est composée de liquide pouvant contenir de petites bulles. Si la vitesse du gaz est suffisante, une destruction des bouchons est possible. L'écoulement est oscillatoire, lent et assez chaotique, le liquide se dirigeant alternativement vers le haut et vers le bas du tube.

Par la suite, l'écoulement devient *annulaire* : la phase gazeuse est ici continue et occupe la partie centrale du tube. Le liquide forme un film le long des parois, pouvant contenir ou non de petites bulles. Le transfert de chaleur ne se fait alors plus sous forme d'ébullition sur la paroi mais sous forme d'évaporation à l'interface eau-vapeur. Dans certaines conditions, une partie non négligeable du liquide peut se trouver également sous forme de gouttelettes en suspension dans le cœur de vapeur. On parle alors d'écoulement *annulaire dispersé*. Le débit du film de liquide  $\dot{m}_{film}$  décroît le long du tube chauffé à cause de l'évaporation et de l'entraînement de gouttelettes (Whalley *et al.*, 1974). En configuration annulaire dispersée, cette décroissance est en partie contre balancée par le dépôt de gouttelettes sur le film de liquide :

$$\frac{d \dot{m}_{film}}{d z} = \frac{4}{d} \left( D - E - \frac{q''}{h_{fg}} \right) \quad (2.20)$$

où  $D$  est le taux de dépôt de gouttelettes et  $E$  le taux d'arrachage. De nombreux auteurs ont cherché à mesurer ces coefficients afin de pouvoir modéliser assez finement l'écoulement annulaire dispersé (Govan, 1990; Nigmatulin *et al.*, 1996; Kataoka *et al.*, 2000; Xie *et al.*, 2005).

A partir d'un certain titre, il y a disparition totale du film de liquide. On est alors en présence d'un *flux de chaleur critique par assèchement* (voir le paragraphe 2.4.2). Dans ce cas, seuls le cœur de vapeur et les gouttelettes en suspension dans celui-ci subsistent. On peut cependant noter que plus de 70% de la masse dans cette région peut être sous forme de gouttelettes. Enfin, si le tube est assez long, il peut y avoir disparition totale du liquide. Le titre thermodynamique est alors supérieur à 1.

### 2.3.2 Carte des configurations d'écoulement

Une carte des configurations d'écoulement est une représentation en deux dimensions des régions d'existence de chacune des configurations d'écoulement. Le système de coordonnées choisi dépend de chaque auteur mais le plus commun est de représenter la vitesse surfacique de chacune des phases ou une fonction de ces dernières.

De très nombreuses cartes ont été dessinées, de façon purement empirique ou semi-empirique. Cependant, la plupart de ces cartes ont été réalisées pour des écoulements adiabatiques et n'ont qu'une fiabilité approximative pour des écoulements chauffés. Une des cartes les plus utilisées est celle de Hewitt et Roberts (1969) présentée à la figure 2.3.

En plus des cartes d'écoulement, des corrélations ont été développées permettant de déterminer le type d'écoulement en fonction des paramètres du système. Par exemple, la corrélation de Levitan et Borevskiy (1989) permet de calculer le titre caractéristique du début de l'écoulement annulaire dispersé  $x_{ad}$  :

$$x_{ad} = (2.7 \pm 0.3) \text{We}_f^{-0.25} \left( \frac{\rho_f}{\rho_v} \right)^{-0.33} \quad (2.21)$$

où  $\text{We}_f = G^2 d / (\sigma \rho_v)$  le nombre de Weber du film. Cette corrélation est fondée sur une base de données d'écoulements adiabatiques. Elle est cependant généralisable aux écoulements non-adiabatiques (Levitan et Orlova, 1990).

## 2.4 Flux de chaleur critique en convection forcée

Pour des types d'écoulement différents, les mécanismes physiques occasionnant le phénomène de flux de chaleur critique sont différents. Deux grands types de flux de chaleur critique sont généralement décrits en fonction du titre thermodynamique de l'écoulement : le FCC par caléfaction à des titres faibles voire négatifs et le FCC par assèchement à des titres plus élevés. La frontière entre ces deux types de flux de chaleur critique est encore aujourd'hui mal connue.

### 2.4.1 Flux de chaleur critique par caléfaction

Lorsque le flux de chaleur critique se produit à titre thermohydraulique faible, voire négatif, il a la particularité d'être très violent ; l'augmentation de la température se fait de façon extrêmement soudaine et sans signe précurseur. De nombreux modèles ont été développés pour cette région (Weisman et Pei, 1983; Lee et Mudawar, 1988; Bricard, 1992). Cependant, ces modèles sont purement théoriques ou semi-empiriques et peu d'observations directes permettent de les valider, à cause de la difficulté pratique de mener de telles expériences. On

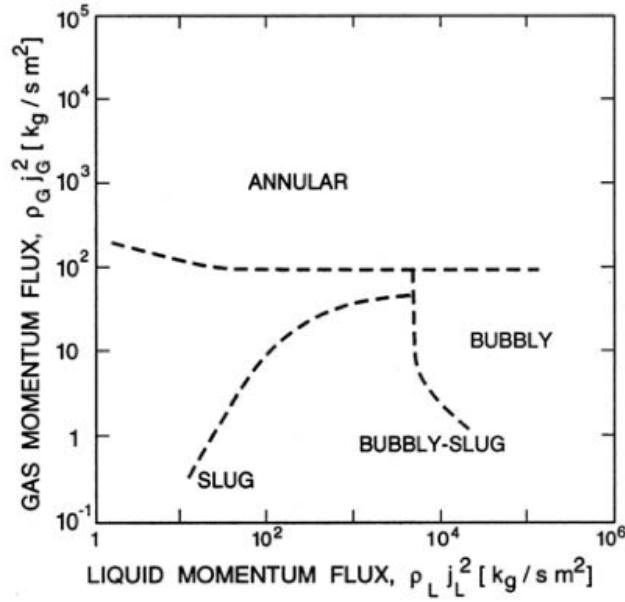


Figure 2.3 Carte de Hewitt et Roberts pour des écoulements eau-air, utilisable pour des écoulements eau-vapeur jusqu'à environ 70 bar (Hewitt et Roberts, 1969).

peut cependant citer quelques modèles :

- Weisman et Pei (1983) ont postulé que dans cette région, l'écoulement est composé d'une couche de bulles le long de la paroi chauffée et d'un cœur turbulent diphasique (figure 2.4). Le flux de chaleur critique se produit lorsque le taux de vide dans la couche de bulles dépasse une valeur critique. Weisman a calculé un taux de vide critique de 82% correspondant à la densité maximale de bulles ellipsoïdales pouvant exister sans que celles-ci ne coalescent.
- Lee et Mudawar (1988) postulent qu'il se forme le long de la paroi chauffée des poches de vapeur séparées de celle-ci par un fin film de liquide (figure 2.5). Le flux de chaleur critique est atteint lorsqu'une tache sèche stable peut se former sous la poche de vapeur. C'est le cas lorsque le débit d'alimentation du film de liquide est inférieur au taux d'évaporation sous la poche. Ce type de FCC se produit à des flux de chaleur très élevés et donc à des longueurs de chauffage relativement faibles ou à des sous-refroidissements du caloporteur à l'entrée de la zone chauffée importants.

#### 2.4.2 Flux de chaleur critique par assèchement

Lorsque l'écoulement est annulaire dispersé, le flux de chaleur critique se produit lorsque le film de liquide s'évapore entièrement, c'est-à-dire lorsque  $\dot{m}_{film} = 0$  (équation 2.20), la

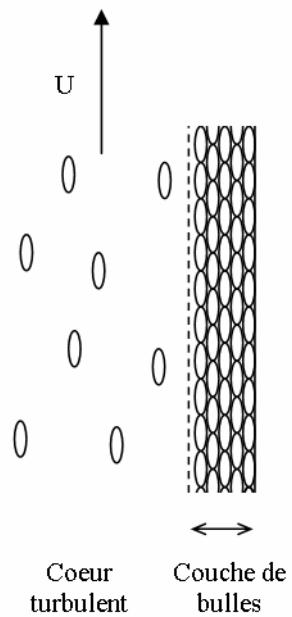


Figure 2.4 Modèle de Weismann & Pei (1983).

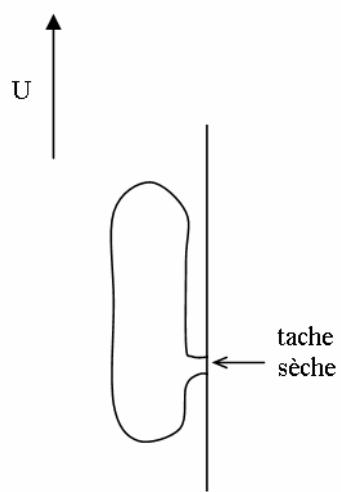


Figure 2.5 Modèle de Lee & Mudawar (1988).

surface devient alors sèche. La surface n'étant alors plus en contact direct avec le liquide, le coefficient de transfert de chaleur diminue dramatiquement. Les phénomènes mis en jeu sont plus simples et mieux compris que dans le cas de la caléfaction. Le flux de chaleur critique est atteint lorsque le débit du film liquide devient nul. Ce simple fait a permis de développer de nombreux modèles et de prédire de façon semi-empirique le FCC (Govan, 1990; Okawa *et al.*, 2003; Jayanti et Valette, 2004). A un flux de chaleur légèrement inférieur au flux de chaleur critique, des taches sèches peuvent être créées vers la fin de la zone chauffée à cause de la présence de vagues à la surface du film. Ces taches sèches apparaissent puis disparaissent sous l'effet de la thermocapillarité jusqu'à assèchement total du liquide. La présence intermittente de ces taches sèches provoque des instabilités de température de paroi à l'approche du flux de chaleur critique, qui sont facilement observables lors des expériences.

Il existe un taux minimum de mouillage (Hewitt et Lacey, 1965) en dessous duquel le film de liquide devient instable et peut être amené à se rompre, asséchant ainsi une partie de la paroi et provoquant un flux de chaleur critique. Ce FCC ne se produirait donc pas lors de la disparition totale du film de liquide mais lorsque celui-ci, devenu trop instable, se rompt. En effet, en dessous d'un certain débit, il devient énergétiquement plus intéressant pour le film de liquide de se transformer en ruisseau, à cause de la tension superficielle de l'eau. Un assèchement intermittent peut avoir lieu à l'approche du flux de chaleur critique, engendrant également des fluctuations de température de paroi. Ce phénomène est encore aujourd'hui sujet à débats.

Le FCC dans cette région est moins soudain que dans le cas de la caléfaction et il est précédé de légères oscillations de la température de paroi. Il se produit à des flux de chaleur assez faibles et à des longueurs de chauffage élevées ou à des sous-refroidissements faibles. Dans le cadre de ce mémoire, les expériences ont été réalisées dans le but de produire un FCC par assèchement et non par caléfaction.

## CHAPITRE 3

### REVUE BIBLIOGRAPHIQUE DES ESSAIS D'AMÉLIORATION DU FLUX DE CHALEUR CRITIQUE

#### 3.1 Aspect historique

Les échanges de chaleur sont au cœur de très nombreux projets d'ingénierie. L'optimisation de ces échanges permet souvent d'améliorer l'efficacité énergétique des systèmes, d'augmenter leur rendement et de diminuer ainsi leur coût d'exploitation. C'est pourquoi de très nombreuses études ont été effectuées sur ce vaste sujet.

Joule (1861) a été le premier à essayer d'augmenter les coefficients de transferts thermiques de façon méthodique afin d'améliorer le rendement des machines à vapeur. Au XIX<sup>e</sup> siècle, l'utilisation d'écoulements rotatifs était courant, puis le début du XX<sup>e</sup> siècle voit apparaître des surfaces d'échange non lisses (Bergles, 1997). Depuis lors, la recherche dans ce domaine s'est très fortement développée et en 2003, Bejan et Kraus recensaient plus de 8000 publications sur le sujet. Cette explosion de la recherche répond à une demande croissante de la part des industries de l'énergie mais aussi des industries chimiques, automobiles, aérospatiales, électroniques, etc. L'activité dans ce domaine est d'ailleurs assez bien corrélée avec les prix de l'énergie (Bergles, 1997) et on peut par conséquent s'attendre à une poursuite de la vivacité de ces recherches dans les prochaines années.

Rohsenow *et al.* (1998) ont identifié 16 types de techniques différents d'amélioration qui peuvent être plus généralement classés en 2 grandes catégories : les techniques actives ayant besoin d'un apport d'énergie extérieur (vibrations de surface, champs électrostatiques, injection de fluide...) et les techniques passives n'en ayant pas besoin (optimisation des surfaces, mélangeurs, additifs...).

Bien qu'étant parfois assez proches, les techniques d'amélioration du flux de chaleur critique se distinguent assez souvent des améliorations classiques des échanges de chaleur. En effet, le flux de chaleur critique est un problème inhérent à la sécurité des installations industrielles, il est donc difficile de faire appel à des techniques actives qui, en cas de défaillance, ne rempliraient plus leur rôle. Ainsi, quelques études sur des surfaces vibrantes ont été effectuées ces dernières années (Bergles, 1964; Kim *et al.*, 2007), mais la plupart ne prennent en compte que les vibrations créées par l'écoulement et non des vibrations créées artificiellement dans le but d'augmenter le FCC. De plus, certains procédés permettent une amélioration de l'ébullition (Thome, 1990), or une ébullition trop importante peut amener à un flux critique

plus faible par accumulation des bulles près de la paroi.

De part ses applications en électronique notamment, le phénomène de FCC est depuis quelques années largement étudié pour des systèmes de taille microscopique. La revue bibliographique suivante n'en tient pas compte et le lecteur pourra se référer à Bergles *et al.* (2005) et à Revellin *et al.* (2008) pour de plus amples informations.

### 3.2 Nanofuides

Les nanofuides sont des solutions liquides comportant une faible concentration de particules de taille nanoscopique en suspension stable dans celui-ci. Le but recherché est alors d'augmenter la conductivité thermique du fluide en insérant des nanoparticules conductrices afin d'améliorer les transferts de chaleur (Wang et Mujumdar, 2007). Quelques expériences ont été menées et de nouvelles corrélations propres aux nanofuides ont déjà été trouvées (Xuan et Roetzel, 2000).

Des expériences spécifiques à l'étude du flux de chaleur critique ont également été menées avec des nanofuides. Cependant, la plupart se limitent pour l'instant à l'ébullition en réservoir. En utilisant des nanoparticules d'alumine ( $Al_2O_3$ ) en suspension dans l'eau, You *et al.* (2003) observent une augmentation de près 200% du FCC pour une concentration volumique de 0.1% de nanoparticules. D'autres études (Bang et Chang, 2005; Vassallo *et al.*, 2004) trouvent des résultats similaires, dépendant cependant de la concentration, du type et de la taille des nanoparticules utilisées.

Les phénomènes physiques expliquant cette amélioration importante des échanges de chaleur et cette augmentation drastique du flux de chaleur critique sont aujourd'hui assez mal expliqués. Cette technologie est cependant assez récente et paraît très prometteuse. Elle pose toutefois des problèmes, notamment d'encrassement, qui l'empêchent d'être adaptable à de nombreux systèmes industriels.

### 3.3 Surface poreuse

Une surface poreuse est une surface contenant de nombreuses cavités de petites dimension (de quelques micromètres) et un grand rapport surface sur volume. Cette technologie est utilisée pour améliorer les coefficients de transfert de chaleur en milieu diphasique (Thome, 1990). En effet, un grand nombre de cavités de taille contrôlée sur la paroi permet une augmentation importante du taux d'ébullition. Cela permet également de diminuer la surchauffe à proximité de la paroi.

Cependant, du point de vue du flux de chaleur critique, une augmentation de l'ébullition n'est pas toujours souhaitée. En effet, à des titres faibles, une trop grande quantité de bulles

peut créer une couche isolante et provoquer ainsi un flux de chaleur critique par caléfaction. Au contraire, dans certains cas, les surfaces poreuses facilitent le détachement des bulles de la paroi (Ammerman et You, 2001). De plus, à des titres élevés, les surfaces poreuses permettent d'améliorer l'écoulement du film de liquide par capillarité. Cette technique permet ainsi de freiner la formation de taches sèches locales.

De nombreuses études ont été effectuées concernant les flux de chaleur critique en réservoir. Des améliorations importantes des valeurs de FCC ont pu être mesurées (Liter et Kaviani, 2001; Hwang et Kaviani, 2006). Cependant, peu de recherches ont été consacrées aux surfaces poreuses en convection forcée.

Cette technique présente également le désavantage de nécessiter une surface très propre et qui ne s'altère pas dans le temps. Cela pose donc des problèmes pour les applications industrielles telles les centrales nucléaires.

### 3.4 Ecoulements rotatifs

Plusieurs techniques peuvent être utilisées afin de faire tourner un écoulement à l'intérieur d'un tube chauffé, i.e. la surface peut être cannelée, striée ou rainurée. On peut également insérer plusieurs câbles hélicoïdaux ou un ruban torsadé à l'intérieur. Cela permet tout d'abord d'augmenter la vitesse et la turbulence de l'écoulement et d'augmenter ainsi les coefficients de transfert de chaleur. De plus, la force centrifuge accompagnant la rotation de l'écoulement permet, grâce à la différence de densité entre le liquide et la vapeur, de plaquer le liquide contre les parois tandis que le gaz se retrouve au centre du tube (Zarnett et Charles, 1969). Cela permet ainsi d'empêcher la formation éventuelle d'une couche de vapeur le long de la paroi qui pourrait amener à un flux de chaleur critique. Dans le cas d'un écoulement annulaire dispersé, cela permet de plus de projeter les gouttelettes contenues dans le cœur de vapeur vers le film de liquide. Ces techniques furent les premières techniques permettant d'améliorer le FCC. Des augmentations des valeurs de flux de chaleur critique de plus de 50% peuvent notamment être réalisées grâce à ces techniques, pour des FCC par assèchement ou par caléfaction (Celata *et al.*, 1994; Cheng et Xia, 2002; Kim *et al.*, 2005).

### 3.5 Techniques propres aux coeurs des réacteurs nucléaires

Dans les réacteurs à eau pressurisée, dans les réacteurs bouillants et dans les réacteurs à neutrons rapides, les assemblages combustibles sont placés verticalement. Dans les réacteurs CANDU, par contre, ils sont placés horizontalement. L'écoulement du fluide dans le cœur se fait parallèlement aux assemblages de combustible. Afin de maintenir les assemblages en place et de limiter les vibrations des tiges de combustible, des grilles ou écarteurs sont insérés entre

les barres de combustible. De plus, des mélangeurs (*mixing vane*) peuvent être également y être attachés.

La présence des grilles associés aux mélangeurs permet d'augmenter les valeurs du coefficient de transfert de chaleur et celles du FCC. Ainsi, malgré les augmentations des pertes de pression induites, il est souvent rentable d'insérer des mélangeurs dans les réacteurs commerciaux. De nombreuses recherches visent à étudier ces dispositifs (de Crecy, 1994; Chung *et al.*, 1996; Shin et Chang, 2009). De plus, de très nombreux brevets ont été déposés, preuve de l'intérêt des industriels pour ces techniques (Matzner *et al.* (1996); Patterson et Galbraith (1978); Bryan (1993); Buettiker (1988); Aldrich *et al.* (1994) par exemple). En effet, ils permettent d'homogénéiser le fluide et de diminuer ainsi les différences d'enthalpie localement et entre les sous-canaux. Ils permettent également d'augmenter la turbulence, ce qui empêche qu'une couche de vapeur ne se forme le long des barres de combustible. Dans le cas des réacteurs bouillants (BWR) ou en cas d'accident induisant un écoulement annulaire dispersé dans un réacteur non bouillant, ils permettent aussi d'augmenter le dépôt des gouttelettes contenues dans le cœur de vapeur vers le film de liquide, augmentant ainsi son débit et retardant son assèchement. Les effets des mélangeurs sur le FCC sont résumés dans le tableau 3.1. En situation de post-assèchement - en cas d'accident - ils permettent également de diminuer la température de paroi (Anglart et Persson, 2007)

Tableau 3.1 Tableau récapitulatif des effets des mélangeurs sur le FCC (Chung *et al.*, 1996)

Mécanisme		Effet sur le FCC
Tous titres	Augmentation du mélange enthalpique	Augmentation
Titres faibles	Destruction de la couche de bulles le long de la paroi	Augmentation
	Accélération centrifuge	Augmentation
Titres élevés	Augmentation du dépôt de gouttelettes	Augmentation
	Destruction du film de liquide	Diminution

Cependant, si l'écoulement est annulaire dispersé, une destruction du film de liquide est possible. De plus, ces dispositifs peuvent induire des vibrations supplémentaires du combustible, même si de faibles vibrations peuvent être bénéfiques pour le FCC (Kim *et al.*, 2007).

### 3.6 Obstacles à l'écoulement

Depuis une vingtaine d'années, les effets d'un ou plusieurs obstacles à l'écoulement ont été étudiés à l'université d'Ottawa. Une synthèse des résultats obtenus est présentée par Pioro *et al.* (2002). Ces expériences ont été réalisées sur une boucle au fréon R-134a à une pression de 16.7 bar (équivalent à une pression de 100 bar pour l'eau) sur un tube vertical rond chauffé uniformément. Les obstacles étaient de plusieurs formes, avaient différents taux de blocage

(de 12 à 37%) et différentes formes de bord (abrupt, arrondi, aiguisé...). Ils étaient accolés à la paroi de la section d'essais par des aimants permanents. Plusieurs obstacles pouvaient également être placés en série.

Il a été constaté, pour la plupart des essais, une forte augmentation du FCC en présence d'un obstacle par rapport aux expériences de référence, augmentation pouvant aller dans de rares cas jusqu'à plus de 1000% ! Les meilleurs résultats étaient obtenus lorsque l'obstacle était situé vers la fin de la zone chauffée. Plus précisément, les auteurs ont remarqué que l'influence de l'obstacle sur le FCC prenait la forme d'une exponentielle décroissante de la longueur entre l'obstacle et le lieu du flux de chaleur critique. De plus, des taux de blocages les plus importants, une géométrie de bord de l'obstacle abrupte et des titres élevés amélioraient davantage les résultats. Ils ne dépendaient par contre que faiblement de la forme des obstacles.

Cependant, ces obstacles peuvent possiblement détruire le film de liquide juste à proximité de ceux-ci puisqu'ils étaient accolés à la paroi et provoquer un FCC, ce qui ne pouvait pas être détecté dans les expériences présentées puisqu'aucun thermocouple n'était installé à ces endroits. De plus, le fluide utilisé était du Fréon, ce qui a pour conséquence de ne pas pouvoir détecter ces flux de chaleur critique a posteriori par une quelconque destruction ou endommagement du système.

L'étude présentée dans ce mémoire reprend l'idée qu'un obstacle à l'écoulement peut, dans certains cas, augmenter le flux de chaleur critique. Cependant, pour pallier aux défauts des expériences précédentes, l'obstacle n'est plus fixé à la paroi mais se trouve cette fois fixé au centre du tube.

## CHAPITRE 4

### MONTAGE EXPÉRIMENTAL

#### 4.1 La boucle thermique de l'institut de génie nucléaire

Les expériences présentées dans ce mémoire ont été réalisées sur la boucle thermique eau-vapeur de l'Institut de Génie Nucléaire (IGN) situé à l'École Polytechnique de Montréal. Cette boucle thermique présente les caractéristiques principales suivantes :

- puissance thermique applicable aux sections d'essais : 10 - 400  $kW$
- pression : 3 - 40 *bar*
- débit massique : 0.05 - 1.7  $kg.s^{-1}$
- sous-refroidissement à l'entrée : 0 - 100  $^{\circ}C$

La boucle thermique est représentée schématiquement et de façon simplifiée sur la figure 4.1 ; elle se compose principalement de :

- Un ensemble ballon de vapeur et condenseur qui permet de pressuriser le système à des pressions pouvant aller jusqu'à 40 *bar* et de maintenir la pression de sortie de la section d'essais  $P_{out}$  à la valeur souhaitée. De la vapeur est produite dans le ballon de vapeur par 2 éléments chauffants totalisant une puissance de 100  $kW$  (66 + 34  $kW$ ), ce qui permet une montée en pression du système. Le contrôle de la pression est réalisé grâce à l'injection d'un débit d'eau sous-refroidie pulvérisée par un gicleur dans le condenseur. L'eau saturée du ballon de vapeur est par la suite acheminée vers les pompes de circulation.
- Deux pompes de type centrifuge, placées en série assurent la circulation de l'eau dans la boucle. La tête manométrique totale est de 40 bar. Une première ligne de dérivation permet de faire varier le débit dans la section d'essais tout en maintenant au niveau des pompes un sous-refroidissement suffisant pour éviter la cavitation.
- Un échangeur de chaleur ayant une capacité thermique nominale de 510  $kW$  permet l'obtention d'eau sous-refroidie envoyée vers le gicleur et les préchauffeurs. Une deuxième ligne de dérivation sortant de cet échangeur permet également d'obtenir un sous-refroidissement suffisant dans les pompes et d'éviter ainsi tout phénomène de cavitation dans celles-ci.
- Deux préchauffeurs placés en série en amont de la section d'essais. Ils permettent de

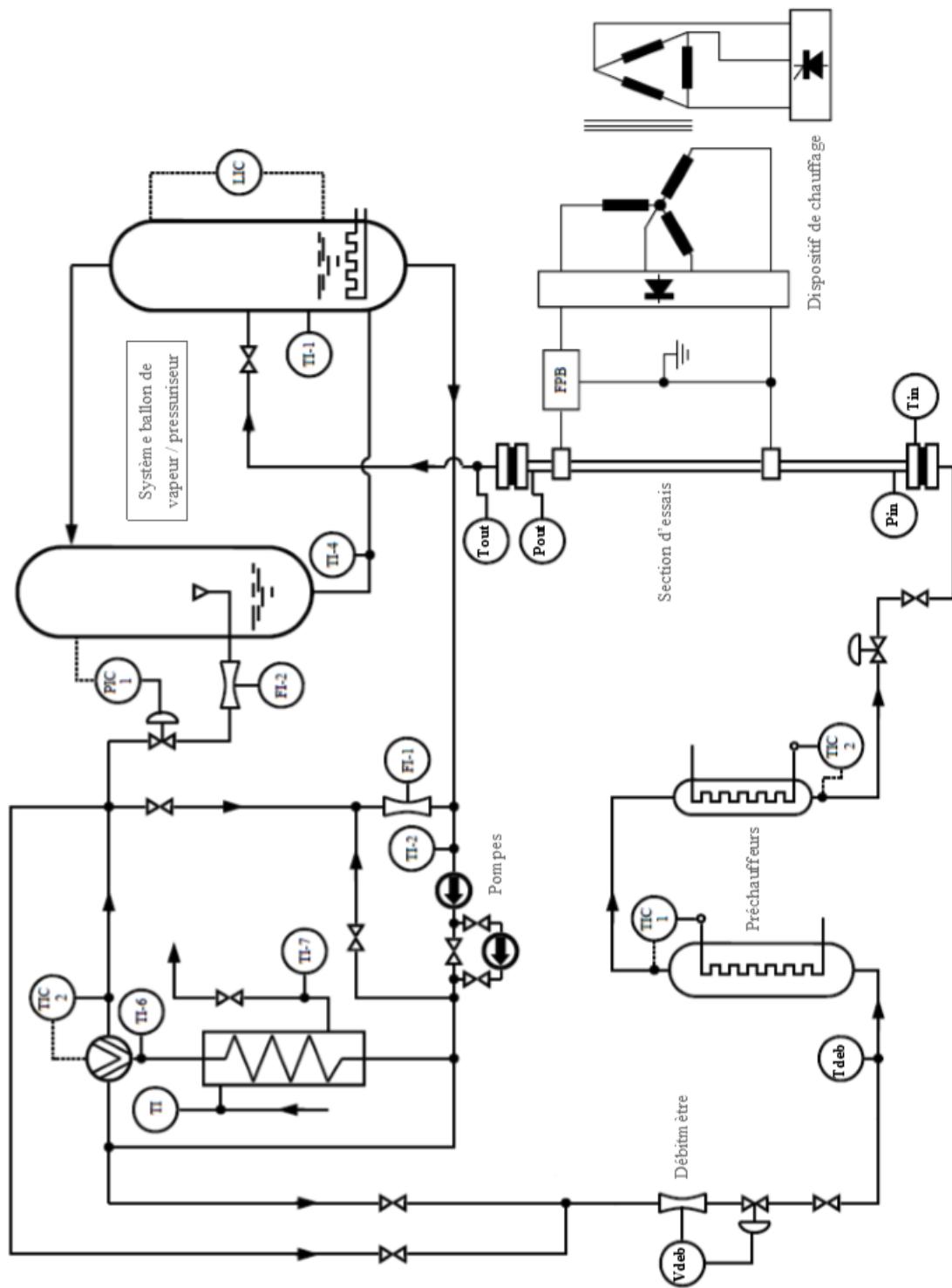


Figure 4.1 Schéma simplifié de la boucle thermique de l'IGN.

contrôler le sous-refroidissement à l'entrée de la section d'essais. Le premier préchauffeur d'une puissance de  $75 \text{ kW}$  permet un contrôle grossier de la température d'entrée. Le second préchauffeur d'une puissance de  $15 \text{ kW}$  permet d'obtenir une plus grande précision.

- Trois vannes placées en série, dont une au niveau du débitmètre, permettent un bon contrôle du débit dans la section d'essais.
- Une section d'essais dont la description est donnée au paragraphe 4.2.

Une grande partie de la tuyauterie de la boucle est recouverte de matériau isolant afin de minimiser les pertes de chaleur. L'eau circulant dans le système est déminéralisée pour éviter tout dépôt calcaire. Elle est de plus traitée chimiquement pour réduire la quantité d'oxygène dissout dans l'eau afin de limiter les phénomènes d'oxydation.

Enfin, un système de climatisation, réglé autour de  $20^\circ\text{C}$  permet de maintenir une température ambiante stable, nécessaire aux instruments électroniques et aux mesures de pression.

## 4.2 Les sections d'essais

Pour chacune des 3 séries d'expériences, une section d'essais en acier inoxydable a été fabriquée. En tout, trois sections d'essais identiques ont été utilisées. Leurs dimensions sont les suivantes :

- longueur  $L = 3.812 \text{ m}$
- diamètre interne :  $d = 14 \text{ mm}$
- épaisseur de paroi :  $1 \text{ mm}$

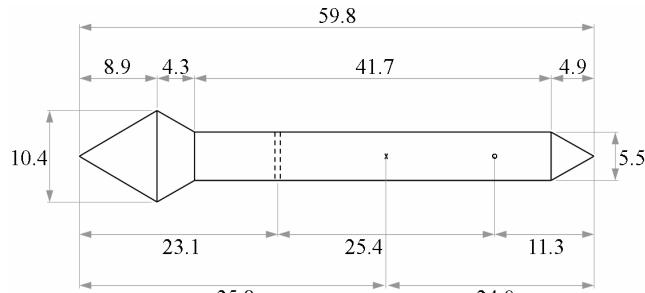
La section d'essais est reliée au reste de la boucle par des raccords de type *Swagelock* et par des brides. Un système de ressorts et de contre-poids a été utilisé afin d'exercer une traction importante sur le tube et permet ainsi d'éviter toute déformation de celui-ci lors des excursions de température.

La chaleur fournie à la section d'essais est produite par effet Joule grâce à un courant continu de haute intensité. Ce courant continu est généré à partir du courant fourni par Hydro-Québec grâce à un transformateur et à un redresseur de tension. En fonction de la résistance électrique de la section d'essais, il existe une limite de fonctionnement en intensité ( $5 \text{ kA}$ ) ou en tension ( $100 \text{ V}$ ). Dans les expériences présentées ici, la résistance du tube est d'environ  $46 \text{ m}\Omega$  et la tension est donc le facteur limitant. De plus, afin de réduire les fluctuations de courant, un filtre passe-bas de haute puissance est installé entre le transformateur et la section d'essais.

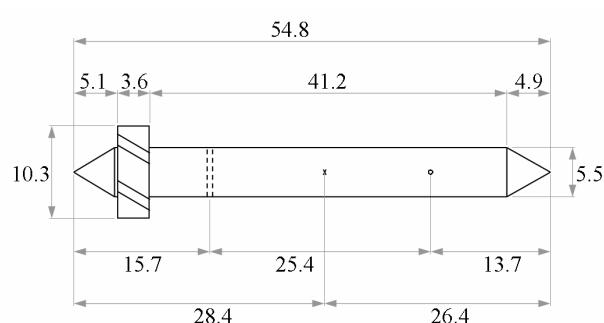
Deux barres de chauffage en cuivre permettent d'appliquer le potentiel électrique à la section d'essais. Pour assurer une bonne conduction électrique, des feuilles d'argent sont insérées entre le tube et chaque barre de chauffage.

De plus, ces trois séries d'expériences permettent d'étudier le comportement du flux de chaleur critique en fonction de l'insertion dans la section d'essais d'un déflecteur. Le but recherché est de modifier l'écoulement diphasique afin de forcer le dépôt sur le film de liquide d'une partie des gouttelettes en suspension dans le cœur de vapeur. Cela permettrait d'augmenter son épaisseur et de retarder ainsi son assèchement. La première série d'expériences est une série de référence sans déflecteur. Puis une série d'expériences est réalisée après avoir inséré un déflecteur conique (figure 4.2a), la dernière série étant effectuée avec un déflecteur hélicoïdal de type turbine (figure 4.2b).

Le déflecteur hélicoïdal a été extrait d'un débitmètre à turbine. Le déflecteur conique a été usiné à l'IGN afin d'avoir des dimensions relativement similaires au déflecteur de type turbine.



(a) type conique



(b) type turbine

Figure 4.2 Les deux déflecteurs utilisés. Le milieu du déflecteur est défini par le milieu des tiges de maintien et les distances par rapport au déflecteur sont exprimées par rapport à ce point. (Les longueurs sont données en mm.)

Le déflecteur est inséré au centre de la section d'essais, à 1903.5 mm de l'entrée, puis est fixé par rapport aux parois du tube par deux tiges en acier inoxydable d'un diamètre de 1.59 mm (0.0625"), placées de façon orthogonale à 25,4 mm de distance (figure 4.3). Une soudure à l'argent permet de fixer ces tiges et d'assurer l'étanchéité du tube.

Le déplacement des barres de chauffage le long du tube permet de modifier la place relative des déflecteurs par rapport à la zone du tube qui est chauffée.

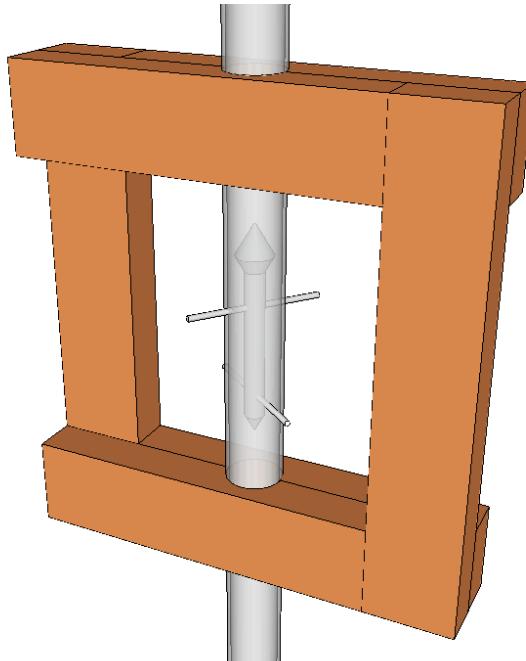


Figure 4.3 Représentation en 3 dimensions de la partie du tube près du déflecteur comprenant le court-circuit. Le déflecteur est représenté à l'intérieur du tube par transparence.

Comme le montre la figure 4.3, un court-circuit en cuivre est installé de façon identique sur chacune des trois sections d'essais. Il permet d'éviter que le déflecteur ne chauffe ; en effet, celui-ci est relié électriquement aux parois du tube par les tiges en acier qui le maintiennent. Sans court-circuit, ces tiges étant séparées d'un distance d'un pouce, elles seraient donc à un potentiel électrique différent, induisant une différence de potentiel dans le déflecteur. Cette différence de potentiel provoquerait alors le chauffage du déflecteur par effet Joule, ce que l'on cherche à éviter. Par conséquent, la partie du tube court-circuitée, située autour du déflecteur, ne peut pas être chauffée. Cette longueur adiabatique  $L_{cc} = 137$  mm doit être prise en compte pour le calcul du flux de chaleur critique  $q_c''$  à partir de la puissance critique mesurée  $Q_c$ , c'est-à-dire :

$$q_c'' = \frac{Q_c}{\pi d(L_{el} - L_{cc})} \quad (4.1)$$

La figure 4.4 présente un schéma de la section d'essais avec déflecteur ainsi que le court-circuit électrique.

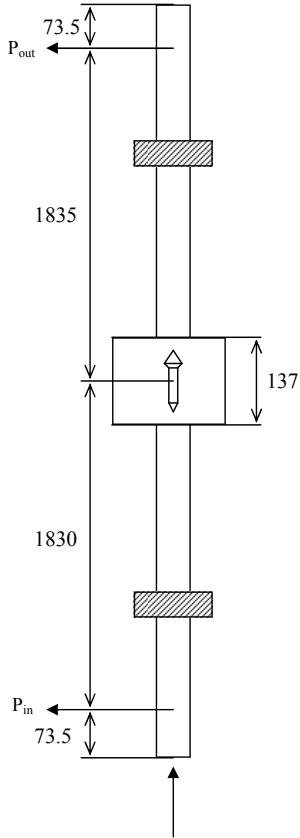


Figure 4.4 Schéma de la section d'essais. (Les longueurs sont données en *mm*).

### 4.3 Instrumentation

Plusieurs thermocouples, de type chromel-alumel, sont soudés par contact sur la section d'essais dans le but de suivre les températures de la paroi externe du tube et de détecter le phénomène d'assèchement. Ils sont donc placés en amont des barres de chauffage en cuivre (figure 4.4). De plus, pour les expériences avec le déflecteur à turbine, des thermocouples sont placés en amont du court-circuit. Les positions exactes de ces thermocouples seront précisées au chapitre suivant. La précision de ces thermocouples n'a pas été estimée puisque seules les variations de température de paroi sont utiles.

La différence de potentiel  $U$  appliquée au tube est directement mesurée sur les barres de chauffage en cuivre. L'intensité du courant  $I$  est quant à elle mesurée au niveau du filtre

passe-bas par une résistance calibrée ainsi que par un système à effet Hall (*LEM5000*). La puissance  $Q$  appliquée au tube et la résistance du tube  $R$  de celui-ci sont donc calculées à partir de la loi d'Ohm.

La puissance électrique appliquée à la section d'essais est suivie de deux façons différentes : soit par multiplication analogique, soit par multiplication numérique des valeurs lues par le système d'acquisition de données. La valeur retenue pour les résultats est toujours la valeur numérique. Par ailleurs, la section d'essais, les électrodes de chauffage et le court-circuit sont isolées thermiquement par de la laine de verre, ce qui permet de limiter les pertes de chaleur. Au final, l'incertitude sur la puissance mesurée est estimée à 2%. L'isolation thermique permet, en outre, d'empêcher la formation de cellules de convection naturelle à l'extérieur de la section d'essais. En effet, cette convection naturelle de l'air ambiant produit des fluctuations de températures de paroi externe importantes, empêchant toute lecture correcte de ces dernières.

La température d'entrée est contrôlée par les deux préchauffeurs présents en amont de la section d'essais (voir la figure 4.1). Elle est mesurée par un thermocouple préalablement étalonné inséré dans l'écoulement peu avant l'entrée de la section d'essais. La température de sortie est mesurée de la même façon au niveau de la sortie de la section d'essais. L'étalonnage réalisé sur les thermocouples d'entrée et de sortie assurent une incertitude de mesure de  $0.4^\circ C$  au niveau des valeurs lues sur le système d'acquisition de données pour des températures allant de  $130$  à  $190$   $^\circ C$ . Pour les températures mesurées au delà de  $190$   $^\circ C$ , la précision est dégradée et l'incertitude est de  $1.1^\circ C$ .

Les pressions d'entrée et de sortie sont mesurées par un capteur de pression absolue d'une précision de 0.1% (pleine échelle). Les prises de pression se font grâce à des connecteurs *Swagelock* en T situées à  $73.5$  mm de l'entrée et de la sortie du tube. Cependant, afin de mesurer de façon plus précise les pertes de pression  $\Delta P$ , trois capteurs de pression différentiels sont utilisés. Les pressions absolues et relatives étant mesurées à des hauteurs différentes des prises de pression, la correction suivante est nécessaire :

$$P_{out} = P_{out}^{mes} - \rho_l(T_{amb})gl_{out} \quad (4.2)$$

$$P_{in} = P_{in}^{mes} + \rho_l(T_{amb})g(L_p - l_{out}) \quad (4.3)$$

$$\Delta P = \Delta P^{mes} + \rho_l(T_{amb})gL_p \quad (4.4)$$

où  $l_{out} = 1.4$  m est la différence de hauteur entre la prise de  $P_{out}$  et le capteur de pression mesurant  $P_{out}$  et  $L_p = 3.665$  m est la différence de hauteur entre les prises de pression.

Le sous-refroidissement est défini par la relation  $\Delta T_{SR} = T_{sat}(P_{out}) - T_{in}$ . L'incertitude sur ce paramètre doit donc prendre en compte l'incertitude sur la température d'entrée et l'in-

certitude sur la pression de sortie propagée à la température de saturation. Cette incertitude sur la température de saturation à la sortie de la section d'essais est estimée à  $0.1^\circ C$ .

Le débit volumique  $V_{debitmetre}$  est mesuré par un débitmètre à turbine. Afin d'éviter toute fluctuation dans la lecture du débit due aux champs magnétiques importants provoqués par les installations électrique de haute intensité, le débitmètre est installé dans une cage de Faraday. Le flux massique  $G$  à travers la section d'essais est par la suite calculé directement par le système d'acquisition de données en fonction de ce débit mesuré, de la température mesurée au niveau du débitmètre  $T_{deb}$  et du rayon du tube chauffé  $r$  par :

$$G = \frac{\rho(T_{deb})V_{deb}}{\pi r^2} \quad (4.5)$$

La précision de la valeur de flux massique affichée par le système d'acquisition des données est de 1%. Cette précision a été déterminée lors d'un étalonnage effectué avant le début des essais de FCC. Elle est valable pour  $G$  variant de 1000 à 2000  $kg.m^{-2}.s^{-1}$ , i.e. l'amplitude utilisée pour ces expériences.

Le tableau ci-dessous résume les incertitudes décrites dans les paragraphes précédents :

Tableau 4.1 Incertitudes des paramètres physiques mesurés

Paramètre	Incertitude	Domaine de validité
Pression de sortie	0.1%	10 - 30 bar
Sous-refroidissement	0.5 $^\circ C$	130 - 190 $^\circ C$
	1.2 $^\circ C$	190 - 250 $^\circ C$
Flux massique	1%	1000 - 2000 $kg.m^{-2}.s^{-1}$
Puissance appliquée	2%	100 - 250 kW

Les températures de paroi, les pressions d'entrée et de sortie, les températures d'entrée et de sortie, la puissance analogique ainsi que le débit volumique sont enregistrés tout au long de l'expérience sur des bandes graphiques. De plus, la plupart des données peuvent être lues en temps réel sur un ordinateur grâce à un système d'acquisition de données (Popescu, 2009). Au besoin, ces données numériques peuvent également être enregistrées pour une utilisation ultérieure.

## CHAPITRE 5

### PROCÉDURES EXPÉRIMENTALES

#### 5.1 Expériences réalisées

Trois séries d'expériences ont été réalisées : une série sans déflecteur (série de référence), une série avec le déflecteur conique (figure 4.2a) et une série avec le déflecteur à turbine (figure 4.2b). Pour chaque série d'expériences, on a étudié :

- Quatre configurations de chauffage numérotées arbitrairement de I à IV (figure 5.1). Le changement de configuration se fait en modifiant la position des barres de chauffage tandis que la position du déflecteur est maintenue constante. La distance entre les barres de chauffage est constante et vaut 2147.5 *mm*, ce qui implique que la longueur chauffée est également maintenue constante à 2010.5 *mm*. La distance entre la fin de la zone chauffée et la sortie du tube varie et elle peut être calculée par la formule  $L_{ad} = 190.5 + (\text{config} - 1) \times 429.5 \text{ mm}$ .
- Deux pressions de sortie (10 et 30 *bar*).
- Quatre flux massiques (1000, 1250, 1500 et 2000  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ ).
- Trois sous-refroidissements (2, 15 et 30°C).

Soit un total de 288 expériences ; cependant, pour des raisons de limitation de puissance du système, il a été impossible de réaliser certaines expériences, notamment avec le déflecteur de type turbine pour des sous-refroidissement et des débits élevés.

Un schéma de l'emplacement des thermocouples est donné à la figure 5.2. Ils ont été soudés à 5 *mm* environ de la zone prévue pour la barre de chauffage, en amont de celle-ci (pour les thermocouples 1 à 8) ou en aval (pour les thermocouples 13 à 20). Les thermocouples 9 et 10 ont été placés à 5 *mm* en dessous du système de court-circuit électrique. Les thermocouples 11 et 12 étaient quant à eux placés à égale distance entre les thermocouples 9-10 et les thermocouples 13-14.

#### 5.2 Procédure expérimentale

Pour chaque expérience, la pression à la sortie de la section d'essais  $P_{out}$ , le flux massique dans la section d'essais  $G$  et le sous-refroidissement à l'entrée de la section d'essais  $\Delta T_{SR}$  sont fixés. Une expérience débute donc par l'ajustement de ces trois paramètres. Après la stabili-

sation de ces paramètres, la puissance est appliquée à la section d'essais. Elle est augmentée progressivement à partir de 0 (d'environ 10  $kW/min$ ) tout en conservant  $P_{out}$ ,  $G$  et  $\Delta T_{SR}$  dans les intervalles suivants :

- la pression de sortie à  $\pm 0.05 \text{ bar}$
- la température à l'entrée à  $\pm 0.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- le flux massique à  $\pm 20 \text{ } kg.m^{-2}.s^{-1}$

Il fut parfois difficile de régler  $P_{out}$ , notamment pour des débits élevés à 10  $bar$ , en raison de l'apparition d'un phénomène de *choking flow* (Olekhnovitch *et al.*, 2001). Dans ces conditions, le changement de pression dans le condenseur n'a plus d'influence sur la pression à la sortie de la section d'essais. Pour ces expériences,  $P_{out}$  ne pouvait être maintenue qu'à  $\pm 0.5 \text{ bar}$ .

A environ 5-10  $kW$  de la puissance critique, une diminution importante de la température de paroi de l'ordre de plusieurs degrés Celcius (Olekhnovitch, 2008) peut être observée. Cependant, cette diminution n'est pas systématique, elle ne se produit statistiquement qu'une fois sur trois en moyenne.

A l'approche du flux de chaleur critique, caractérisée par une légère instabilité de la température de paroi à l'endroit de l'assèchement, l'augmentation de la puissance se fait plus lentement et par palier de 0.5  $kW$  maximum. Le FCC est déterminé par la présence des premières fluctuations de température (de l'ordre de 2 à 5  $^{\circ}\text{C}$ ) pendant un palier de puissance (c'est-à-dire en dehors des augmentations). La valeur de la puissance critique est alors relevée et les données du système sont enregistrées numériquement par le DAS. L'amplitude des oscillations de température est assez faible et afin de vérifier que le phénomène observé est bien un assèchement, la puissance est par la suite lentement augmentée de quelques  $kW$  jusqu'à l'apparition de grandes oscillations de température (plusieurs dizaines de degrés Celcius). La pertinence d'une telle définition de la puissance critique est largement expliquée dans (Olekhnovitch, 1999). Un exemple de détermination du FCC est donné figure 5.3 (la zone grisée correspond au moment où le flux de chaleur critique est atteint et où les paramètres sont enregistrés numériquement).

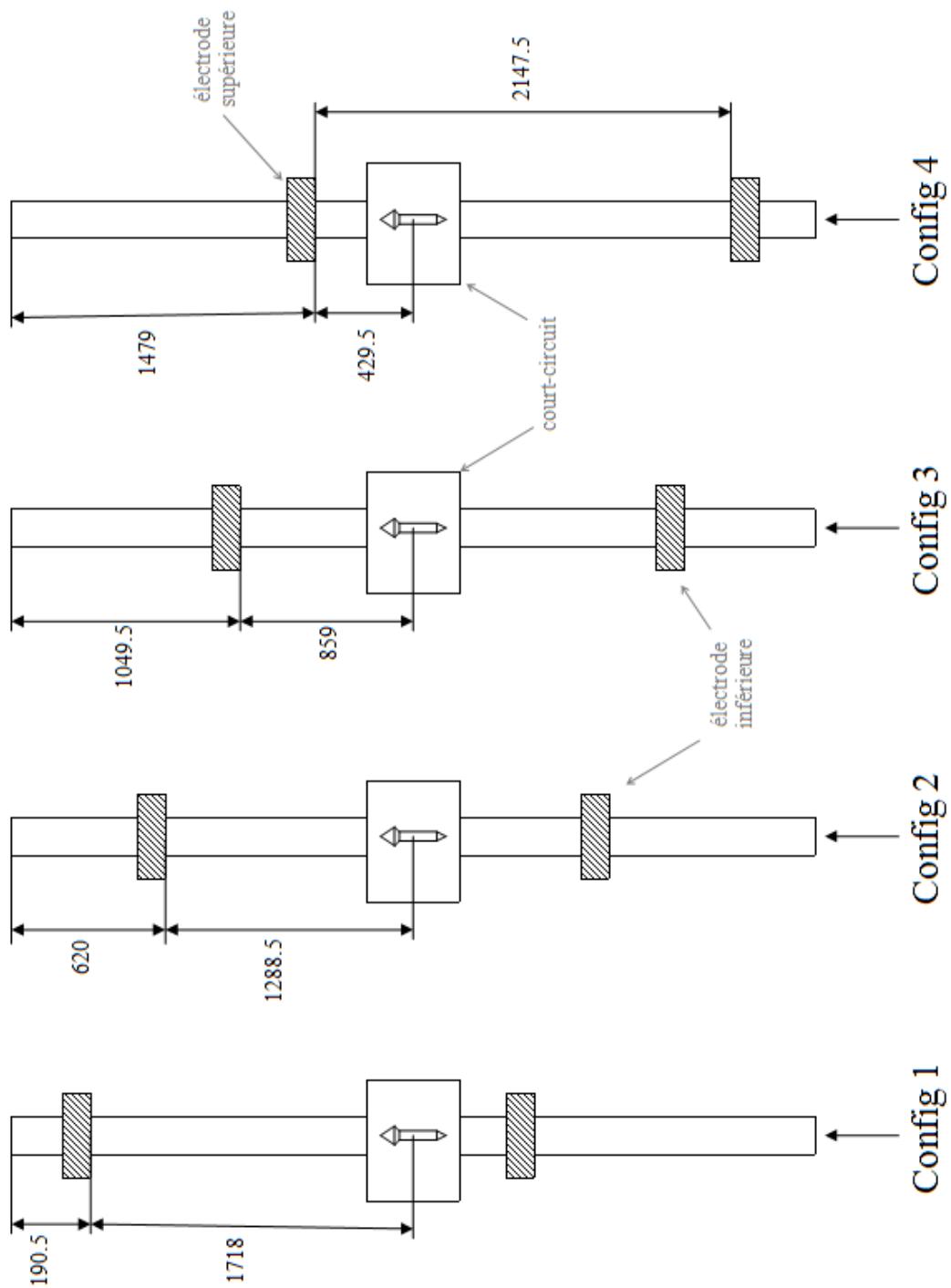


Figure 5.1 Configurations de chauffage (les longueurs sont données en *mm*).

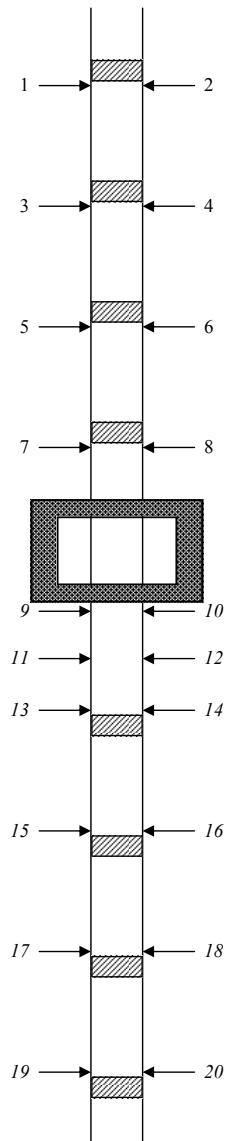


Figure 5.2 Disposition des différents thermocouples. Les thermocouples 9 à 20 n'ont été mis en place que pour les expériences avec le déflecteur à turbine après la découverte qu'une excursion de température pouvait se produire en amont du déflecteur dans ce cas.

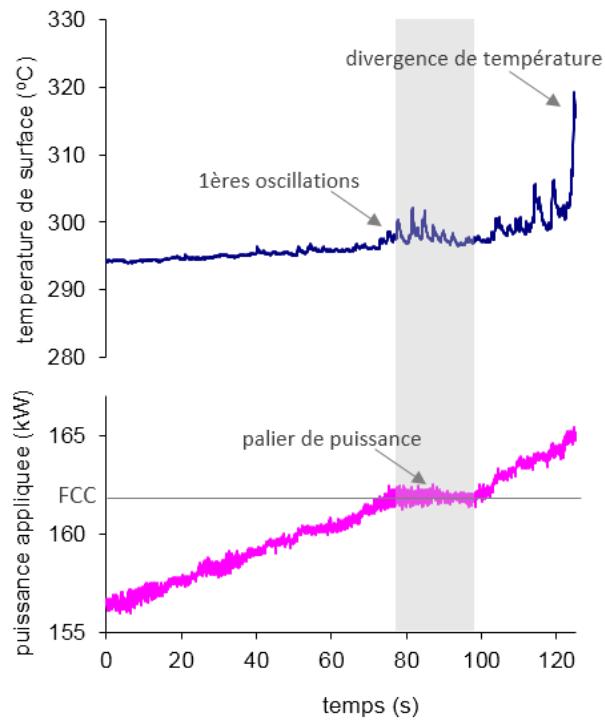


Figure 5.3 Exemple de détermination de la valeur du flux de chaleur critique : configuration II  
-  $P = 30 \text{ bar}$  -  $\Delta T = 2^\circ\text{C}$  -  $G = 1000 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ .

## CHAPITRE 6

### INFLUENCE SUR LE FLUX DE CHALEUR CRITIQUE DE LA PRÉSENCE D'UNE ZONE ADIABATIQUE EN AVAL DE LA ZONE CHAUFFÉE

Dans le cadre de ce chapitre, seules les expériences de la série de référence, c'est-à-dire sans déflecteur, sont étudiées. L'effet de la présence d'un déflecteur sera étudiée au chapitre suivant.

Lors de ces expériences, différentes positions des barres de chauffage ont été étudiées, comme expliqué dans le précédent chapitre (voir la figure 5.1). On a remarqué que la position de la zone chauffée avait une influence non négligeable sur les valeurs du flux de chaleur critique. Ce résultat est assez inattendu. En effet, le flux de chaleur critique dépend habituellement des paramètres globaux de l'écoulement (température, pression, débit massique) ou de la géométrie de la zone chauffée mais jamais de paramètres extérieurs (Groeneveld *et al.*, 2007).

Dans ce chapitre, on note  $L_{ad}$  la longueur de la zone adiabatique située en aval de la zone chauffée. Cette longueur correspond à la distance entre la fin de la zone chauffée et la sortie du tube et elle dépend de la configuration de chauffage choisie, on peut la calculer par la formule :  $L_{ad} = 190.5 + (\text{config} - 1) \times 429.5 \text{ mm}$  (figure 5.1)

#### 6.1 Résultats expérimentaux

À partir des données récoltées, on trace, pour  $\Delta T$ ,  $P_{out}$  et  $G$  donnés, la courbe représentant la puissance critique  $Q_c$  en fonction de  $L_{ad}$ , la longueur de la zone adiabatique située en aval. Les courbes sont fournies à la fin du chapitre (figures 6.1 à 6.3).

On peut également calculer le flux de chaleur critique relatif  $FCC_{rel}$  que l'on définit ici par :

$$FCC_{rel} = \frac{FCC(L_{ad})}{FCC(L_{ad}^I)} \quad (6.1)$$

avec  $L_{ad}^I = 190.5 \text{ mm}$ , correspondant à la configuration I. Le point de référence est donc arbitrairement choisi pour  $L_{ad}$  minimum (voir la figure 5.1). En effet, dans les expériences de flux de chaleur critique habituelles, la longueur adiabatique en aval de la zone chauffée est faible et ces points de référence représentent donc les points habituellement mesurés. On étudie ainsi l'influence relative de la position de la zone chauffée par rapport à la section d'essais. Les courbes de  $FCC_{rel}$  par rapport à la longueur adiabatique en aval de la zone

chauffée sont fournies à la fin du chapitre (figures 6.4 à 6.6).

À quelques exceptions près, une augmentation de la longueur de la zone adiabatique en aval de la zone chauffée entraîne une augmentation du flux de chaleur critique. Plus précisément, on note que :

- Pour  $P_{out} = 30 \text{ bar}$ , les courbes prennent la forme d'une sigmoïde, avec un premier plateau pour  $L_{ad}$  faible puis une augmentation du flux de chaleur critique pour  $L_{ad}$  autour de  $800 \text{ mm}$  et un arrêt ou un ralentissement de cette augmentation pour  $L_{ad}$  élevée.
- Pour  $P_{out} = 10 \text{ bar}$ , les courbes peuvent être interpolées plus ou moins précisément par des paraboles concaves. Pour  $G$  faible, on remarque une augmentation constante du flux de chaleur critique, contrairement aux  $G$  élevés où on observe une augmentation puis une diminution du FCC en passant par un maximum situé vers  $L_{ad} = 1 \text{ m}$ . Plus le débit est élevé, plus la courbe présente un pic important.

Cette variation du flux de chaleur critique en fonction de la position de la zone chauffée par rapport à la section d'essais est fondamentale. Ainsi, en plus d'étudier l'influence des paramètres d'écoulement sur le flux de chaleur critique, on étudie également l'influence de ces mêmes paramètres sur la forme des courbes  $FCC_{rel}$  en fonction de  $L_{ad}$ .

### Influence de la pression de sortie

Comme expliqué ci-dessus, la formes des courbes de  $FCC_{rel}$  en fonction de  $L_{ad}$  à 10 et 30 bar sont différentes, les unes étant représentées par des pics tandis que les autres ont la forme de sigmoïdes. De plus, pour des débits faibles, le flux de chaleur critique obtenu pour 10 bar est plus faible que le flux de chaleur critique obtenu pour 30 bar. Cela est conforme à tout ce qui peut être trouvé dans la littérature (Yin *et al.*, 1988; Olekhnovitch, 1999; Groeneveld *et al.*, 2007). En effet, habituellement, le FCC varie avec la pression : il est croissant jusque 30-35 bar environ puis décroît. Cependant, on remarque que pour des débits élevés, le flux de chaleur critique à 10 bar vaut environ la même valeur, voire même dépasse la valeur obtenue pour 30 bar (figures 6.4d, 6.5d et 6.6d). De plus, ce phénomène est observé quelques soient la longueur  $L_{ad}$  et le sous-refroidissement.

### Influence du sous-refroidissement à l'entrée

Les expériences ont été effectuées avec trois sous-refroidissements différents : 2, 15 et 30°C. On peut donc étudier l'influence du sous-refroidissement sur les formes des courbes  $FCC_{rel}$  en fonction de  $L_{ad}$ . Les figures 6.7 et 6.8 situées à la fin du chapitre montrent que

pour la plupart des configurations, le sous-refroidissement n'a que peu d'influence sur la forme de ces courbes. Cependant, pour  $P_{out} = 30 \text{ bar}$  et  $G$  élevés, une augmentation du sous-refroidissement entraîne une forte baisse de l'influence de  $L_{ad}$ .

Concernant le flux de chaleur critique absolu, une hausse du sous-refroidissement provoque une augmentation du FCC. En effet, une puissance supplémentaire est nécessaire pour déclencher l'ébullition donc de façon assez logique, une plus grande puissance est nécessaire pour atteindre le FCC.

### Influence du débit

Les expériences ont été effectuées avec quatre flux massiques différents : 1000, 1250, 1500 et  $2000 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ . L'influence du débit sur les courbes de  $FCC_{rel}$  en fonction de  $L_{ad}$  dépend de la pression (figure 6.9) :

- Pour  $30 \text{ bar}$ , l'influence du débit est assez faible. On remarque toutefois une légère augmentation de l'influence de la zone adiabatique avale lorsque  $G$  augmente, sauf pour  $\Delta T_{SR}=30^\circ\text{C}$  où cette influence semble plus aléatoire.
- Pour  $10 \text{ bar}$ , au contraire, le débit a une forte influence sur la forme des courbes : pour des débits faibles, les courbes sont croissantes. Puis, en augmentant le débit massique, on voit l'apparition d'un maximum vers  $L_{ad} = 1000 \text{ mm}$  environ. En outre, plus on augmente le débit, plus la courbe prend la forme d'un pic. De façon plus générale, une augmentation de  $G$  entraîne une augmentation de l'influence de la position de la zone chauffée sauf aux très grandes valeurs de  $L_{ad}$ .

Concernant le flux de chaleur critique absolu, une augmentation de  $G$  augmente le FCC. On remarque que la courbes pour  $\Delta T_{SR} = 15^\circ\text{C}$  et  $G = 2000 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$  diffère des autres courbes. On peut supposer que cela est dû à une incertitude de mesure du point correspondant à configuration III,  $\Delta T_{SR} = 15^\circ\text{C}$  et  $G = 2000 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$  qui devrait avoir une valeur plus élevée.

### Influence du titre thermodynamique de sortie $x_{th}$

Dans la littérature, le flux de chaleur critique est souvent exprimé en fonction du titre thermodynamique à la sortie du tube  $x_{th}$  :

$$x_{th} = \frac{h_{out} - h_f(P_{out})}{h_{fg}(P_{out})} \quad (6.2)$$

Ainsi, pour  $G$  et  $P_{out}$  donnés, on peut tracer les valeurs de  $FCC$  en fonction de  $x_{th}$  (figures 6.10 et 6.11). On remarque que :

- L'on retrouve les variations de  $FCC$  en fonction de la configuration de chauffage choisie, les courbes correspondant à la configuration I sont presque toujours celles situées le plus en dessous.
- À 10 bar, les courbes correspondant aux configurations II, III et IV sont à peu de choses près les mêmes tandis que la configuration I est éloignée de ces dernières. On peut cependant noter une exception pour  $G = 2000 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$  où chaque courbe est plus ou moins indépendante.
- À 30 bar, ce sont les configurations I et II d'une part et III et IV d'autre part qui semblent équivalentes.

Ainsi, sauf pour  $P = 10 \text{ bar}$  avec  $G = 2000 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ , il existe deux régions de points  $\{x_{th}, FCC\}$ , on peut donc supposer que l'influence de la longueur adiabatique est soit presque nulle (première région) dans le cas des  $L_{ad}$  faibles, soit non nulle (seconde région) pour les  $L_{ad}$  élevées. Dans ce cas, l'influence est toujours plus ou moins identique puisque les courbes sont comparables.

Il est donc possible de supposer l'existence d'une longueur adiabatique limite entre ces 2 régions, dépendant du débit et de la pression :  $x_{ad}^{lim}(P_{out}, G)$ . Pour 10 bar, elle se situerait entre 190.5 mm (configuration I) et 620 mm (configuration II) tandis que pour 30 bar, elle se situerait entre 620 mm (configuration II) et 1049.5 mm (configuration III).

Cependant, le manque de point par configuration ne permet pas une analyse très fine de ces résultats. Ce qui suit se concentrera donc plutôt sur l'analyse les courbes représentant  $FCC$  en fonction de  $L_{ad}$ .

## 6.2 Analyse des résultats expérimentaux

On a remarqué que la pression de sortie et le débit massique influençaient beaucoup la forme de la courbe  $FCC_{rel}$  en fonction de  $L_{ad}$  tandis que le sous-refroidissement à l'entrée n'avait que peu d'influence. On peut donc en déduire que le ou les phénomènes en jeu sont des phénomènes essentiellement mécaniques, dus à la configuration de l'écoulement au niveau de la fin de la zone chauffée où se produit l'assèchement.

On peut raisonnablement faire l'approximation que la région du tube adiabatique située en amont de la zone chauffée a très peu d'influence sur le flux de chaleur critique. En effet, dans toutes les expériences sans déflecteur, le  $FCC$  s'est produit à la sortie de la zone chauffée, donc loin de la zone adiabatique située en amont de la zone chauffée. De plus, cette zone est

monophasique liquide, elle induit donc peu de pertes de pression et de chaleur par rapport aux mesures prises à l'entrée du tube. Enfin, l'écoulement étant pleinement développé au niveau du début de la zone chauffée, on peut négliger l'effet des couches limites dans cette zone. Ainsi, puisque la zone adiabatique située en amont de la zone chauffée n'a aucune influence sur le flux de chaleur critique, ce sont seulement la zone adiabatique située en aval et le court-circuit électrique qui peuvent avoir une influence.

### 6.2.1 Erreurs dans la détermination de la pression

Pour des raisons pratiques la pression est imposée à la sortie de la section d'essais et non à la fin de la zone chauffée. Puisque le flux de chaleur critique varie avec la pression (d'après nos points expérimentaux et Yin *et al.* (1988) par exemple), cette différence de pression induit nécessairement une différence de flux de chaleur critique que l'on note  $\Delta FCC_P$ . De plus, comme le sous-refroidissement vaut  $\Delta T = T_{sat}(P) - T_{in}$ , la détermination de celui-ci à partir de  $P_{out}$  et non à partir de  $P_{FZC}$  induit une autre erreur de flux de chaleur critique notée  $\Delta FCC_{\Delta T}$ . On peut donc se demander si ce phénomène peut expliquer à lui-seul les courbes présentées précédemment.

Le but du calcul suivant n'est pas d'être précis mais de voir si la forme des courbes peut être retrouvée. Ainsi, la pression à la fin de la zone chauffée  $P_{FZC}$  pour chaque point est calculée de façon assez grossière en utilisant les approximations suivantes :

- Les pertes de pression dans la zone monophasique située en amont de la zone chauffée sont négligeables ;
- Pour la longueur adiabatique minimale ( $L_{ad}^I = 190.5$  mm), les pertes de pression en aval de la section chauffée sont négligeables ;
- Entre 2 expériences similaires (même pression de sortie, flux massique et sous refroidissement) mais ayant des positions de chauffage différentes, les pertes de pressions dans la zone chauffée  $\Delta P_{ZC}$  sont les mêmes.

Considérons un ensemble de 4 expériences définies par des  $\{P_{out}, \Delta T_{SR}, G\}$  donnés. Soit  $\Delta P^i$  les pertes de pression mesurées pour la configuration  $i$  et  $\Delta P_{ad}^i$  les pertes de pression de la zone adiabatique en aval de la zone chauffée de la configuration  $i$  (en particulier,  $\Delta P_{ad}^I = 0$ ). D'après les hypothèses ci-dessus, on a :

$$\Delta P^i = \Delta P_{ad}^i + \Delta P_{ZC} \quad (6.3)$$

$$= \Delta P_{ad}^i + \Delta P^I \quad (6.4)$$

Ainsi,

$$\Delta P_{ad}^i = \Delta P^i - \Delta P^I \quad (6.5)$$

Considérons maintenant les expériences virtuelles suivantes : on se place dans les conditions de l'expérience en configuration I et on calcule ce que vaudrait le FCC avec une zone adiabatique en aval de la zone chauffée ayant des pertes de pression  $\Delta P_{ad}^i$  (avec  $i=II, III$  ou  $IV$ ). Le but du calcul décrit ci-dessous est donc d'essayer les rapports  $FCC_{rel}$  trouvés expérimentalement.

### a) Calcul de $\Delta FCC_P$

Pour calculer  $\Delta FCC_P$ , on utilise les données de Yin *et al.* (1988) et notamment les courbes qui donnent le flux de chaleur critique en fonction de la pression. A partir de ces courbes, on trace la fonction  $\Psi(P) = FCC(P)/FCC(P_0)$ , où  $P_0$  est une pression choisie arbitrairement. On obtient ainsi un premier facteur correctif :

$$\left. \frac{FCC(L_{ad}^i)}{FCC(L_{ad}^I)} \right|_P = \frac{\Psi(P_{out}^I + \Delta P_{ad}^i)}{\Psi(P_{out}^I)} \quad (6.6)$$

ce qui permet de déduire  $\Delta FCC_P$ .

### b) Calcul de $\Delta FCC_{\Delta T}$

On trace pour  $L_{ad} = 190.5$  mm (configuration I) et pour chaque couple  $(P_{out}, G)$  donné les fonctions interpolant le FCC de nos expériences en fonction du sous-refroidissement que l'on nomme  $\phi_{P,G}(\Delta T)$ . On calcule alors le sous-refroidissement à l'entrée en fonction de la pression de la fin de la zone chauffée et on obtient ainsi un deuxième facteur correctif :

$$\left. \frac{FCC(L_{ad}^i)}{FCC(L_{ad}^I)} \right|_{\Delta T} = \frac{\phi_{P,G}(\Delta T(P_{out}^I + \Delta P_{ad}^i))}{\phi_{P,G}(\Delta T(P_{out}^I))} \quad (6.7)$$

Au final et de façon approximative, le flux de chaleur critique relatif corrigé peut être calculé par :

$$\frac{FCC(L_{ad}^i)}{FCC(L_{ad}^I)} = \left. \frac{FCC(L_{ad}^i)}{FCC(L_{ad}^I)} \right|_P \cdot \left. \frac{FCC(L_{ad}^i)}{FCC(L_{ad}^I)} \right|_{\Delta T} \quad (6.8)$$

Après calculs, on remarque cependant que ces valeurs ne sont pas capables d'expliquer à elles-seules les résultats expérimentaux. En effet, pour 10 bar,  $\frac{FCC(L_{ad}^i)}{FCC(L_{ad}^I)}$  est toujours inférieur à 1.04 et pour 30 bar, ce rapport est toujours inférieur à 1.01. L'effet des pertes de pression en zone adiabatique est donc négligeable, surtout pour  $P_{out}=30$  bar. Cela était prévisible car la courbe FCC en fonction de  $P_{out}$  atteint son maximum vers 30-35 bar, par conséquent  $\Delta FCC_P$  est faible autour de 30 bar. De plus,  $\frac{dT_{sat}}{dP}$  est plus faible vers 30 bar que vers 10 bar

et les pertes de pression pour  $30 \text{ bar}$  sont plus faibles que pour  $10 \text{ bar}$  (voir les résultats en annexe A), ce qui conduit à  $\Delta FCC_{\Delta T}$  faible également.

### 6.2.2 Dépôt important de gouttelettes en aval de la zone chauffée

Pour un écoulement chauffé en configuration annulaire dispersé, la vitesse radiale d'une particule de vapeur juste après évaporation vaut  $w = q''/(\rho_g h_{fg})$ . Un calcul rapide pour  $q'' = 2000 \text{ kW/m}^2$  et  $P = 10 \text{ bar}$  donne approximativement  $w = 0.2 \text{ m/s}$ . Cette vitesse radiale peut entraîner une diminution du dépôt de gouttelettes vers le film de liquide dans la zone chauffée.

Plaçons-nous à un flux de chaleur inférieur au flux de chaleur critique mais suffisant pour que l'écoulement soit annulaire dispersé. Cette vitesse radiale empêche alors une partie des gouttelettes contenues dans le cœur de vapeur de s'approcher du film de liquide, réduisant ainsi la quantité de gouttelettes se déposant sur le film dans la zone chauffée. Cependant, dans la zone adiabatique en aval de la zone chauffée, cette vitesse radiale devient nulle (en réalité, elle n'est pas nulle puisqu'il subsiste une évaporation due aux pertes de pression, toutefois, on peut considérer qu'elle est négligeable). Il est alors possible que de nombreuses gouttelettes se redéposent sur le film, augmentant ainsi son épaisseur. Sous l'effet de la gravitation, le film peut alors redescendre dans le tube, alimenter le film situé dans la zone chauffée, permettant d'augmenter son épaisseur et de retarder ainsi son assèchement (figure 6.12). C'est ainsi qu'une grande longueur adiabatique en aval de la zone chauffée peut augmenter le flux de chaleur critique. Ce phénomène pourrait ainsi permettre d'expliquer la croissance des courbes présentées dans les figures 6.1 à 6.3. Cependant, il est difficile d'expliquer la décroissance observée pour des longueurs adiabatiques élevées lorsque  $P_{out} = 10 \text{ bar}$ .

Différents auteurs ayant étudié la question de l'influence du chauffage sur la redéposition des gouttelettes ont des opinions très différentes. Ainsi, Hewitt et Hall-Taylor (1970) et Peng (2008) considèrent que cette influence est très faible, voire négligeable tandis que Doroshchuk *et al.* (1970) et Kirillov (1996) affirment que dans certaines conditions d'écoulement, la déposition des gouttelettes sur le film de liquide disparaît complètement. Ces deux visions opposées ne nous permettent donc pas de valider ou d'infirmer l'hypothèse que nous avons réalisée sans avoir recours à des expériences complémentaires.

Le dépôt de gouttelettes en zone adiabatique est un phénomène ayant une influence positive sur le  $FCC$  : c'est une plus grande longueur adiabatique en aval de la zone chauffée qui provoque une augmentation de la puissance critique.

### 6.2.3 Apparition d'un ruisseau en aval de la zone chauffée

L'épaisseur du film de liquide à la sortie de la zone chauffée diminue lorsque l'on augmente la température. En dessous d'une certaine épaisseur dépendant fortement du nombre de Reynolds (Hewitt et Lacey, 1965; Hartley et Murgatroyd, 1964), le film devient métastable. En effet, en raison de la tension superficielle à l'interface eau-vapeur, il est alors plus intéressant énergétiquement de se trouver sous la forme d'un ou plusieurs ruisselets. Cependant, une action extérieure est nécessaire pour rompre le film de liquide.

Une rupture du film de liquide métastable en zone adiabatique aurait une influence non négligeable sur celui situé en zone chauffée puisque par continuité, le ruisseau descendrait alors nécessairement d'une certaine distance. Ainsi, une rupture proche de la zone chauffée peut provoquer un assèchement jusqu'à la zone chauffée et provoquer un *FCC* immédiat. Au contraire, plus la rupture du film est éloigné de la zone chauffée, moins celui-ci aura d'influence sur cette dernière, il n'y aura alors plus qu'une influence sur l'excentricité du film de la zone chauffée. Ainsi, plus la rupture du film se fait loin de la zone chauffée, plus le flux de chaleur critique sera important.

Si on suppose que le film est facilement détruit à la sortie du tube en raison du changement de diamètre entre la section d'essais et la tuyauterie de la boucle mais qu'il l'est plus difficilement dans la section d'essais, alors une distance adiabatique importante entre la fin de la zone chauffée et la sortie du tube peut avoir une influence positive sur le flux de chaleur critique. Cela pourrait expliquer la croissance de *FCC* avec  $L_{ad}$  observée dans les courbes des figures 6.1 à 6.3

Cependant, de même que pour le dépôt de gouttelettes en zone adiabatique, il est difficile de comprendre la diminution des valeurs de *FCC* pour  $L_{ad}$  grand à 10 bar et  $G$  élevés grâce à ce phénomène. Une explication possible serait de supposer que le film de liquide dans la zone adiabatique voit également son épaisseur diminuer à cause des pertes de pression dans cette zone qui génèrent une légère évaporation. Ainsi, cela pourrait provoquer une rupture du film plus précoce, ce qui diminuerait les valeurs du FCC. Cette hypothèse est, cependant, en contradiction avec celle émise dans le paragraphe 6.2.2.

Afin de valider ou infirmer cette théorie, on pourra réaliser des expériences où la sortie de la section d'essais serait visible, au travers d'une vitre par exemple. L'apparition d'un ruisseau en zone adiabatique est un phénomène ayant une influence négative sur le flux de chaleur critique, c'est le fait que la longueur adiabatique diminue qui provoque une diminution du *FCC*.

#### 6.2.4 Effet du court-circuit électrique

Le court-circuit électrique, placé autour du déflecteur, est également présent lors des expériences de référence afin de pouvoir comparer correctement les expériences avec et sans déflecteur. Cependant, ce court-circuit à l'intérieur de la zone chauffée provoque la présence d'une zone adiabatique. Or, comme vu précédemment (paragraphe 6.2.2), il se peut que dans une zone adiabatique, il y ait un dépôt de gouttelettes important entraînant une augmentation du flux de chaleur critique. Néanmoins, cette zone adiabatique est relativement courte ( $L_{cc} = 137\text{ mm}$ ) et on peut donc douter de l'influence réelle d'une zone si petite. Toutefois, des expériences complémentaires devront être menées sans court-circuit électrique afin de valider cette hypothèse.

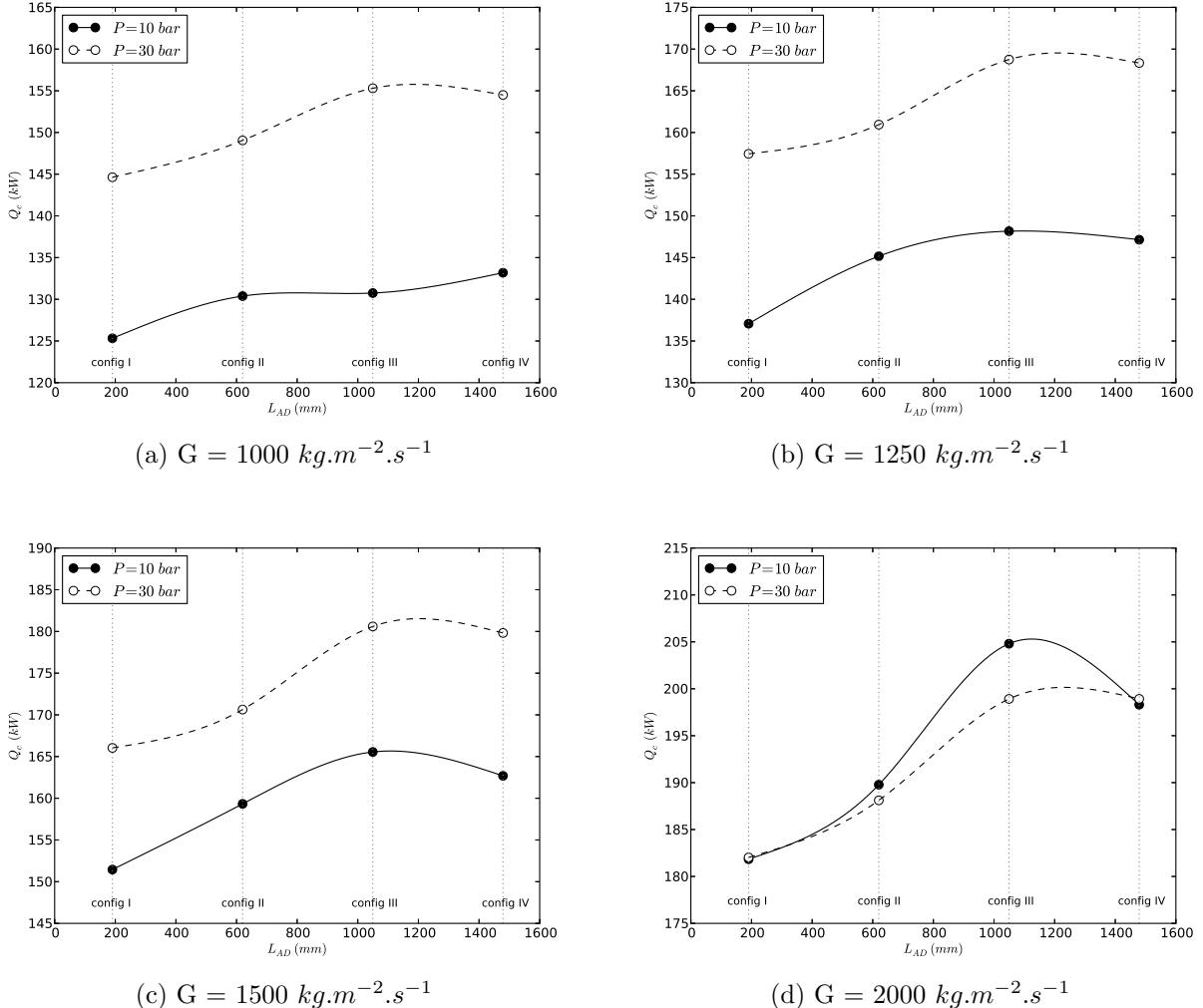


Figure 6.1 *FCC* en fonction de  $L_{ad}$  -  $\Delta T = 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

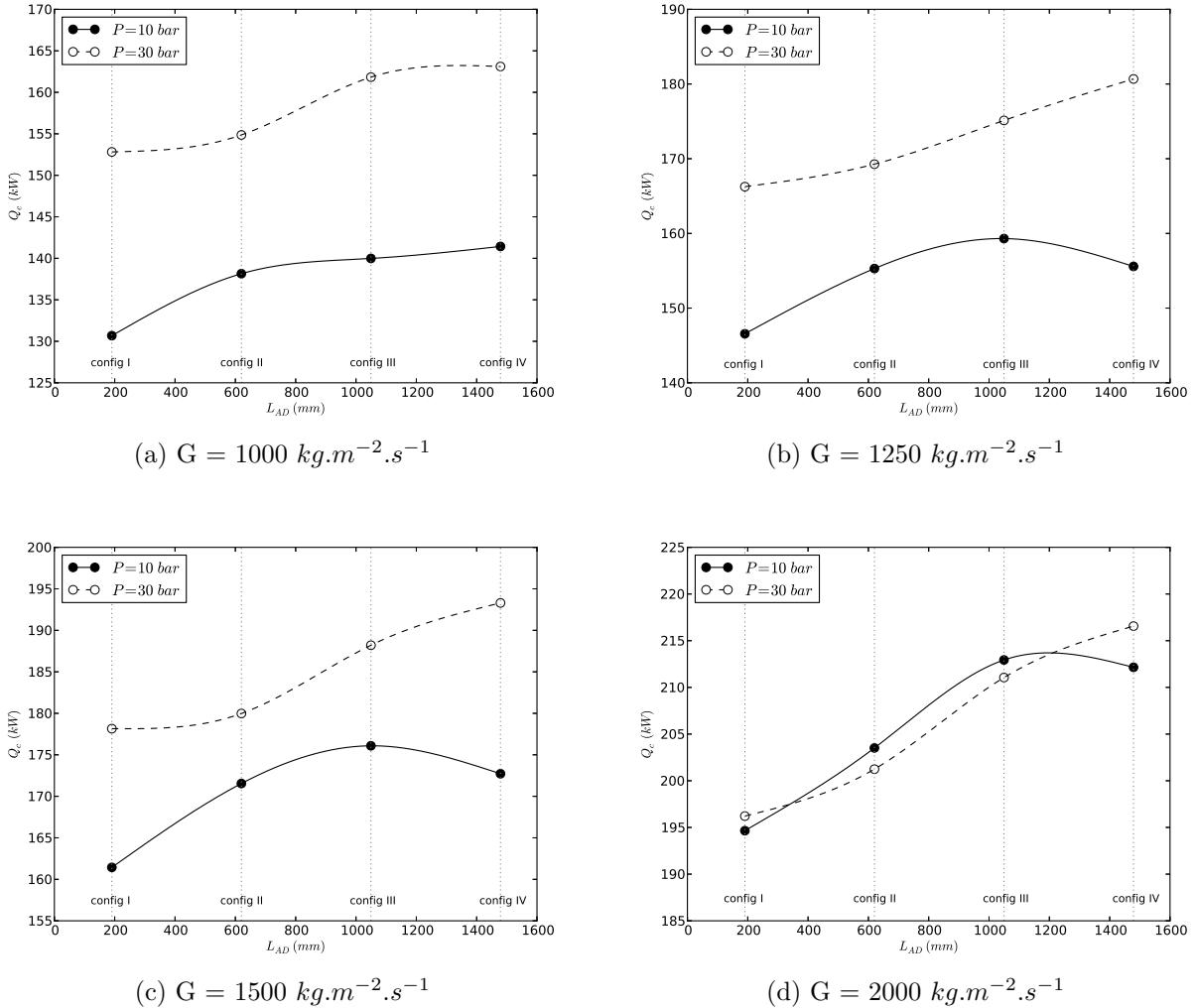


Figure 6.2 FCC en fonction de  $L_{ad}$  -  $\Delta T = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

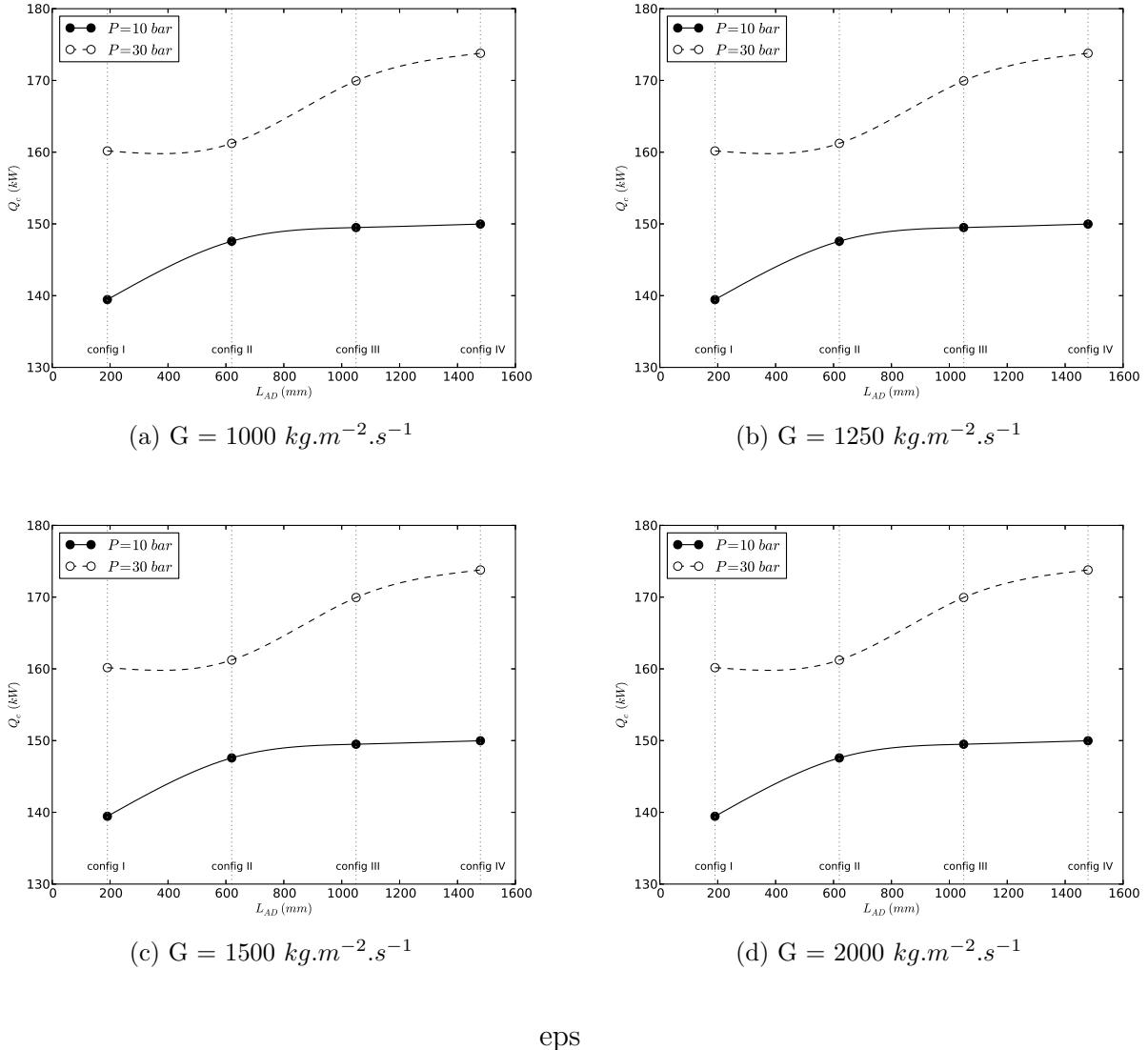


Figure 6.3 FCC en fonction de  $L_{ad}$  -  $\Delta T = 30^\circ C$ .

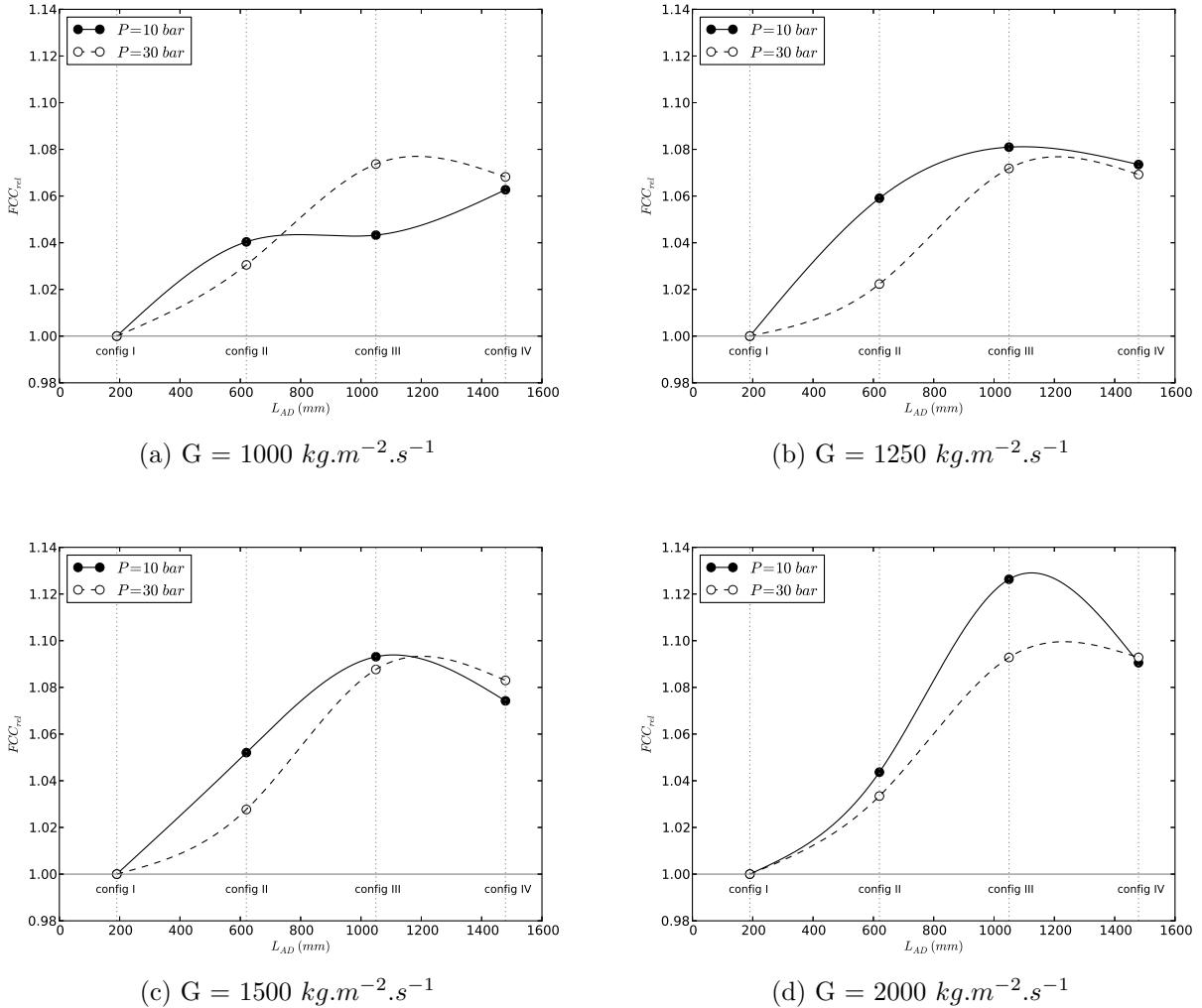


Figure 6.4  $FCC_{rel}$  en fonction de  $L_{ad}$  -  $\Delta T = 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

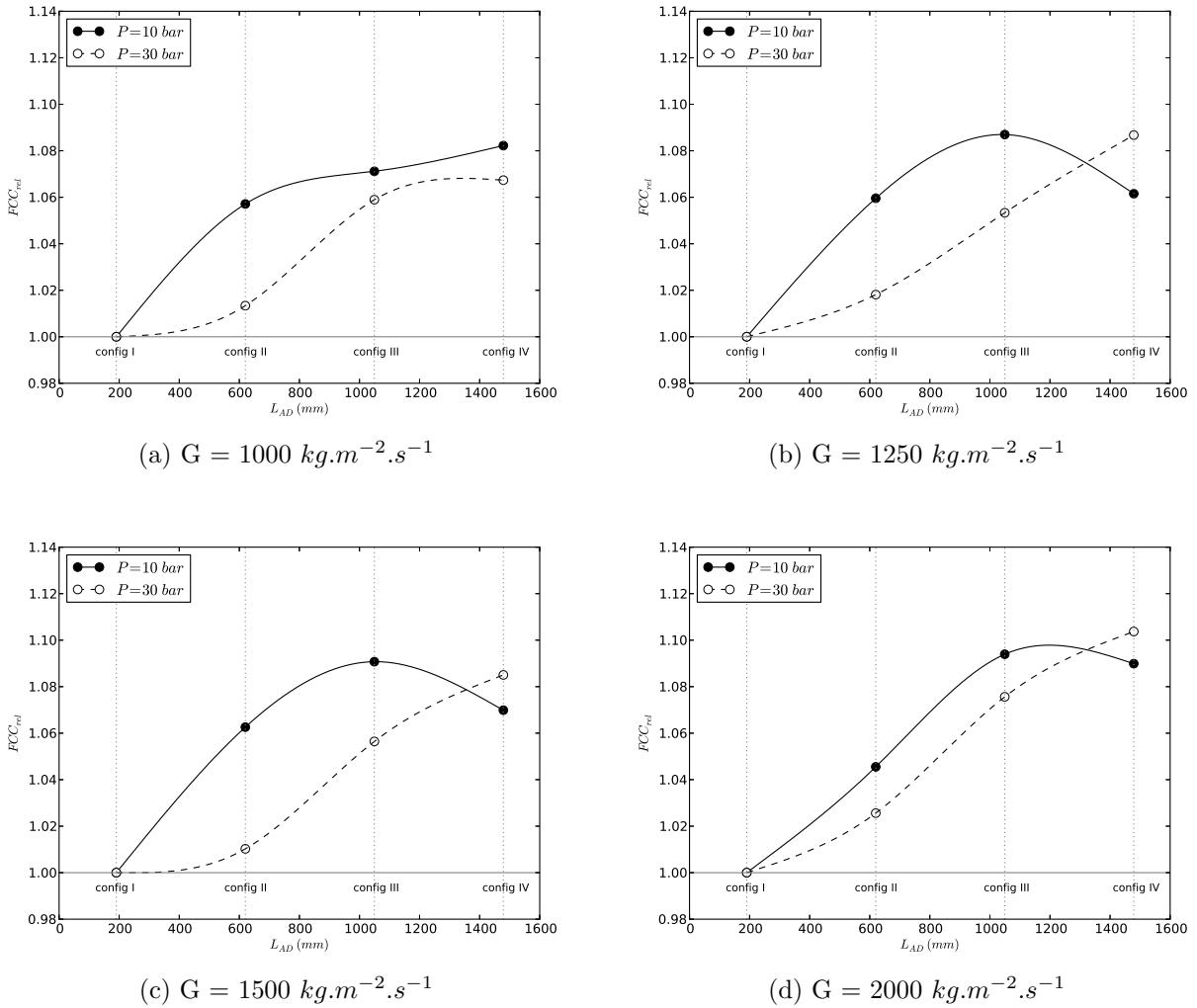


Figure 6.5 FCC<sub>rel</sub> en fonction de L<sub>ad</sub> -  $\Delta T = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

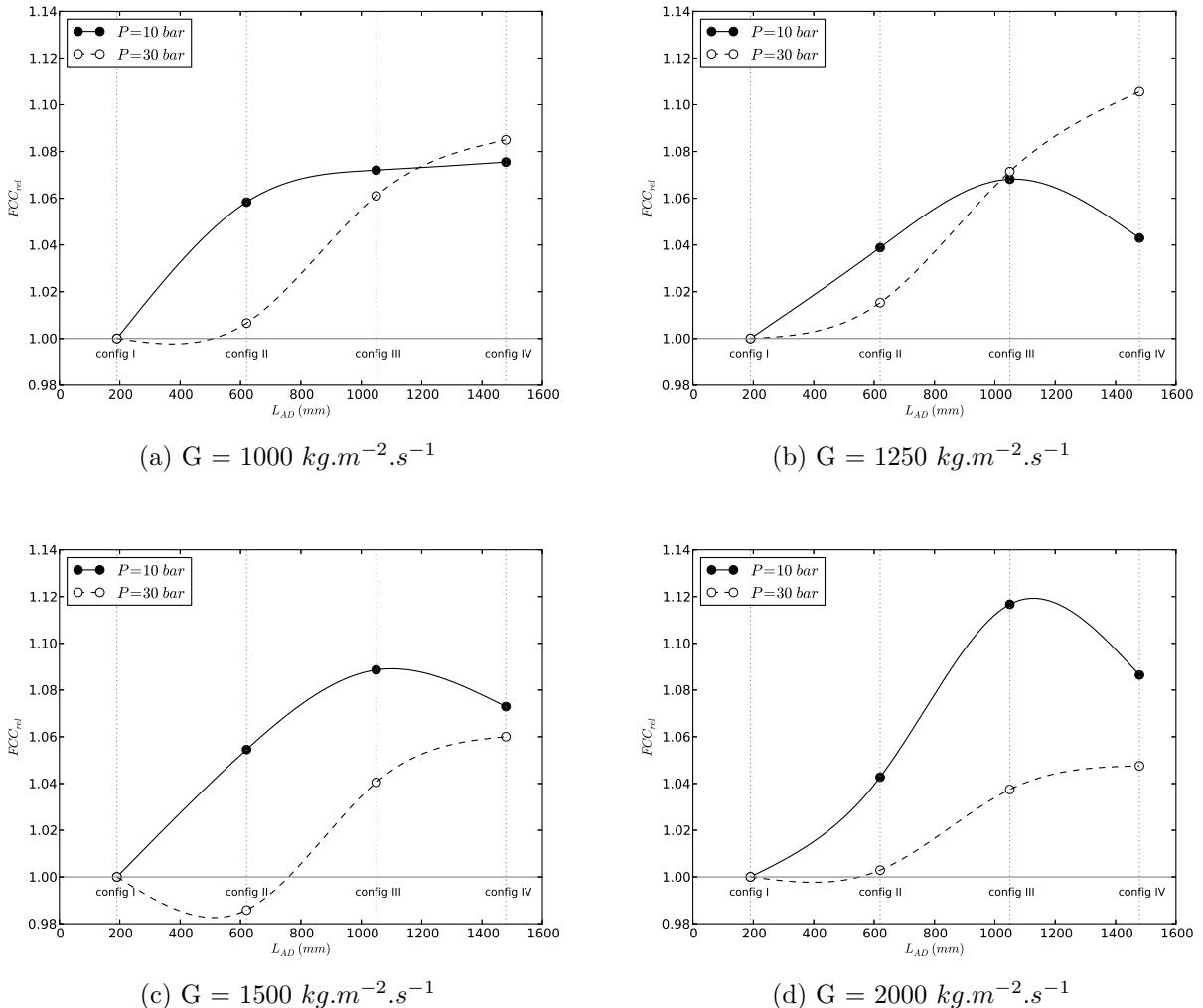


Figure 6.6 FCC<sub>rel</sub> en fonction de L<sub>ad</sub> -  $\Delta T = 30$  °C.

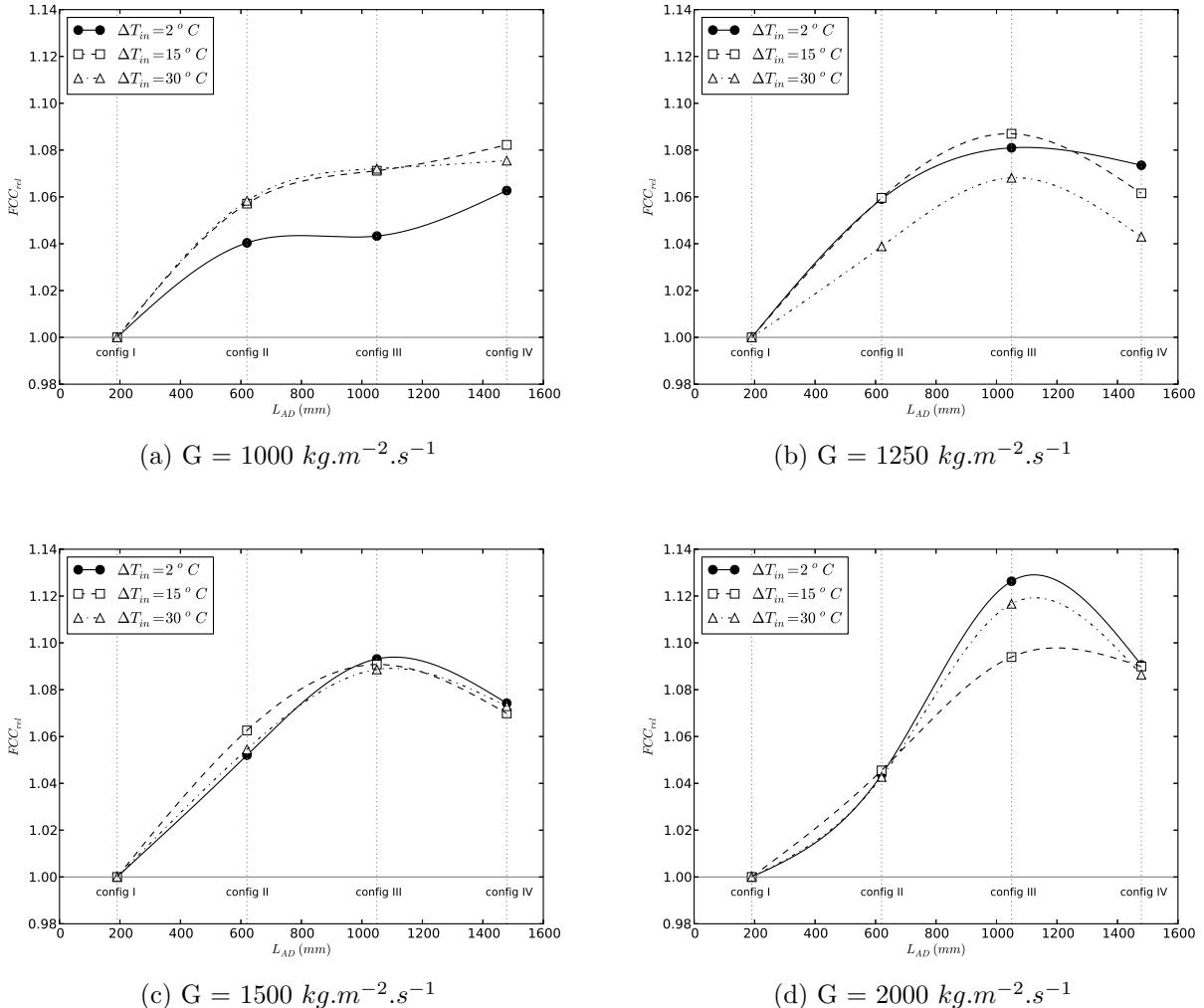


Figure 6.7 Influence du sous-refroidissement sur FCC<sub>rel</sub> - P=10 bar.

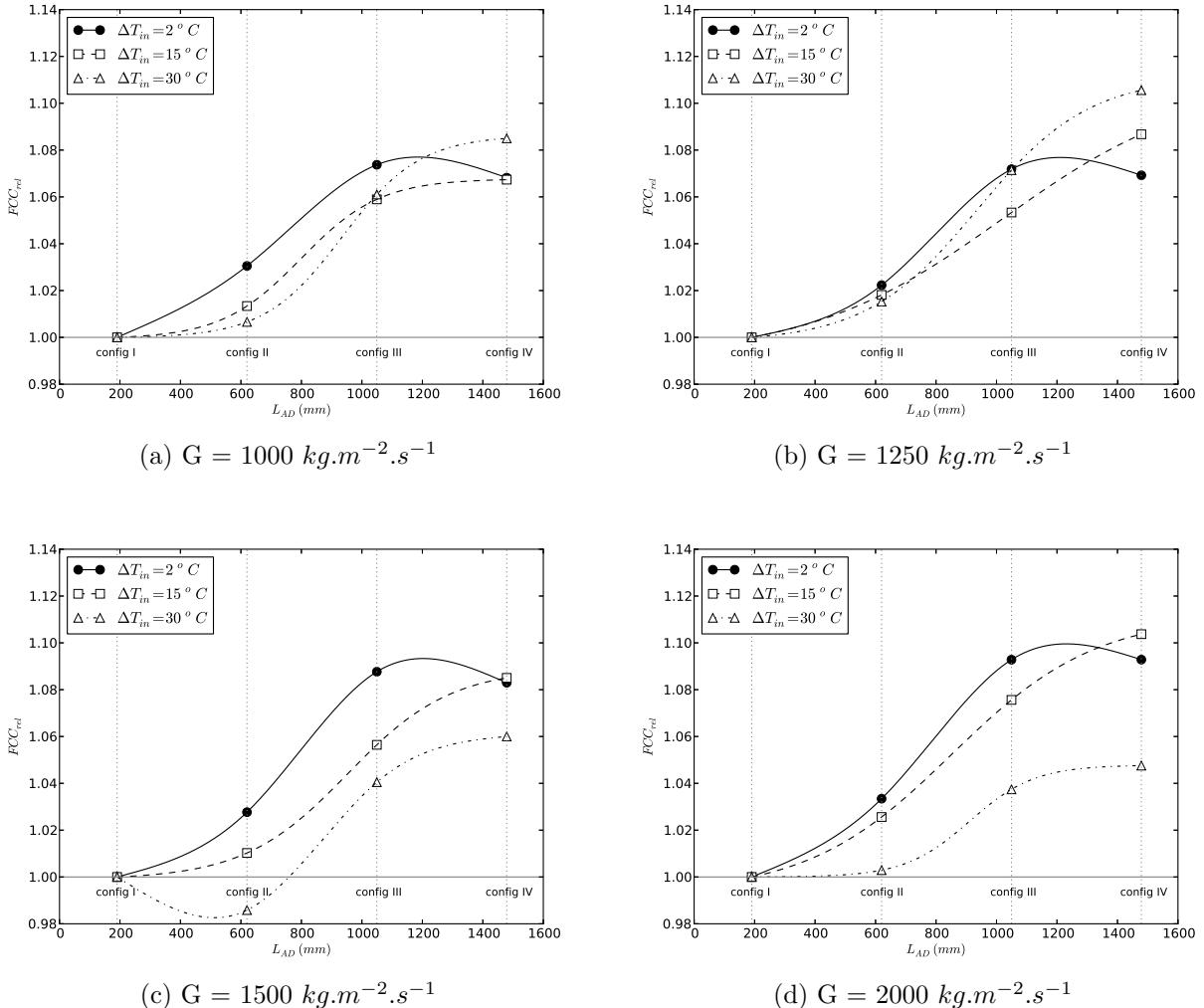
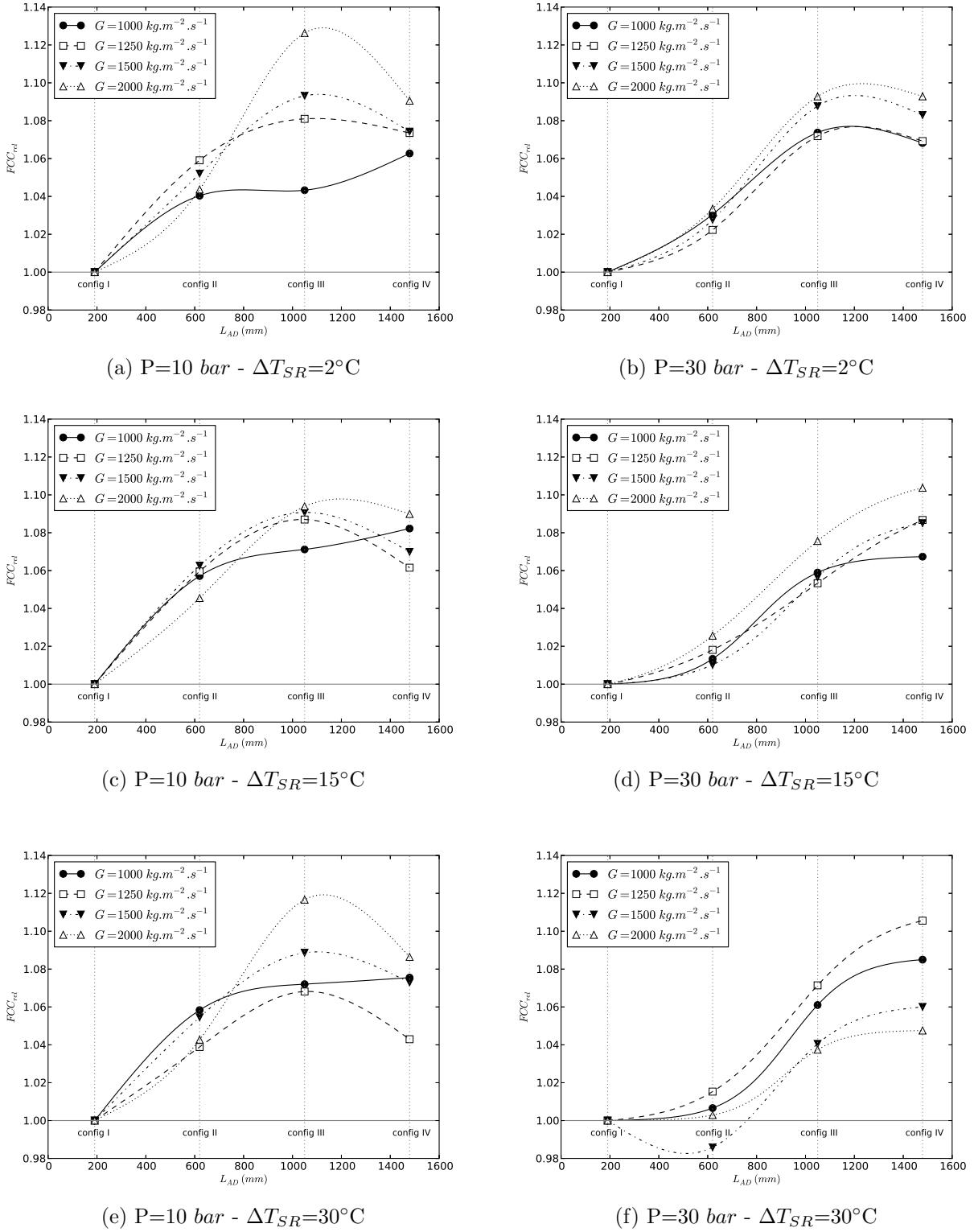
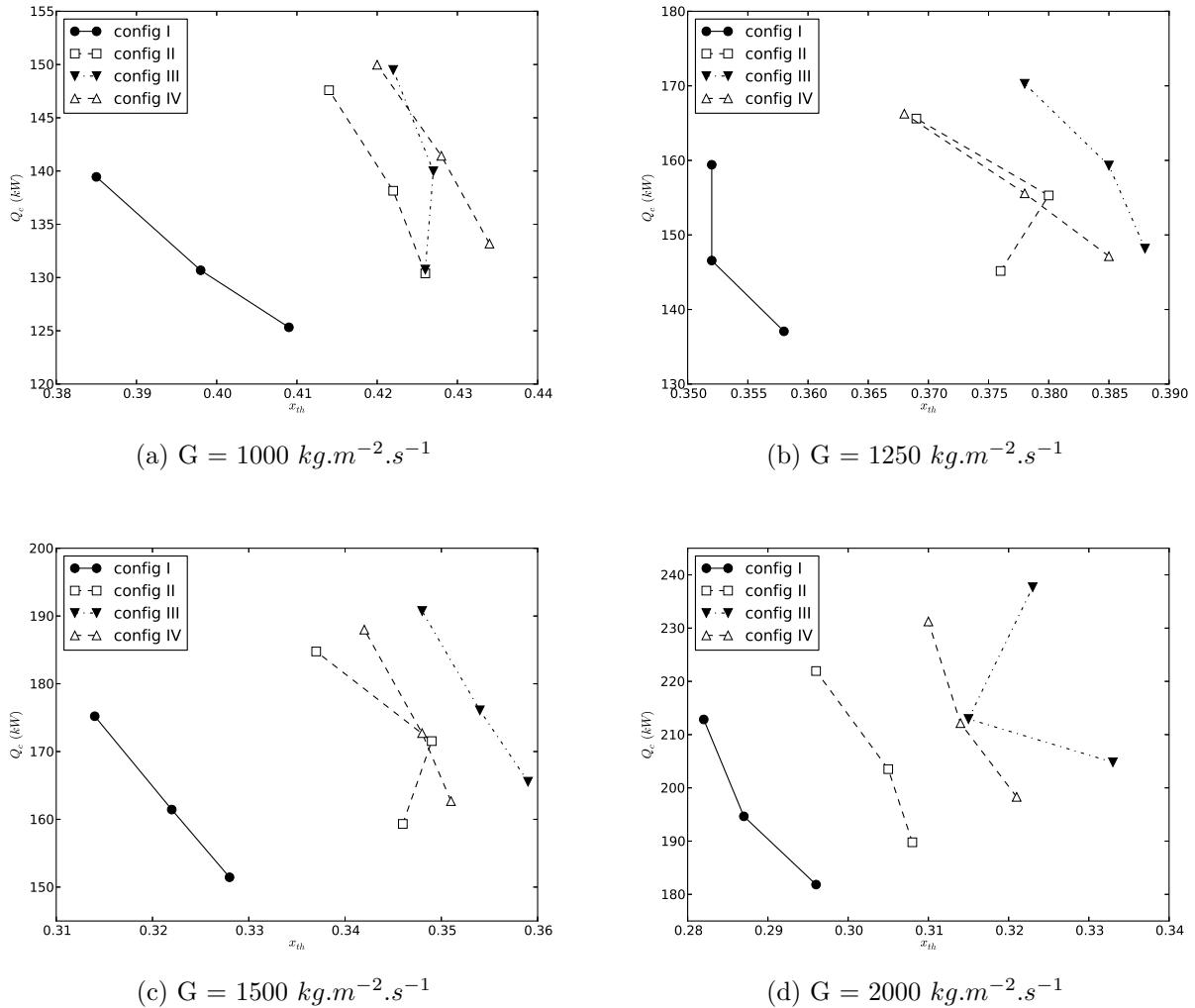
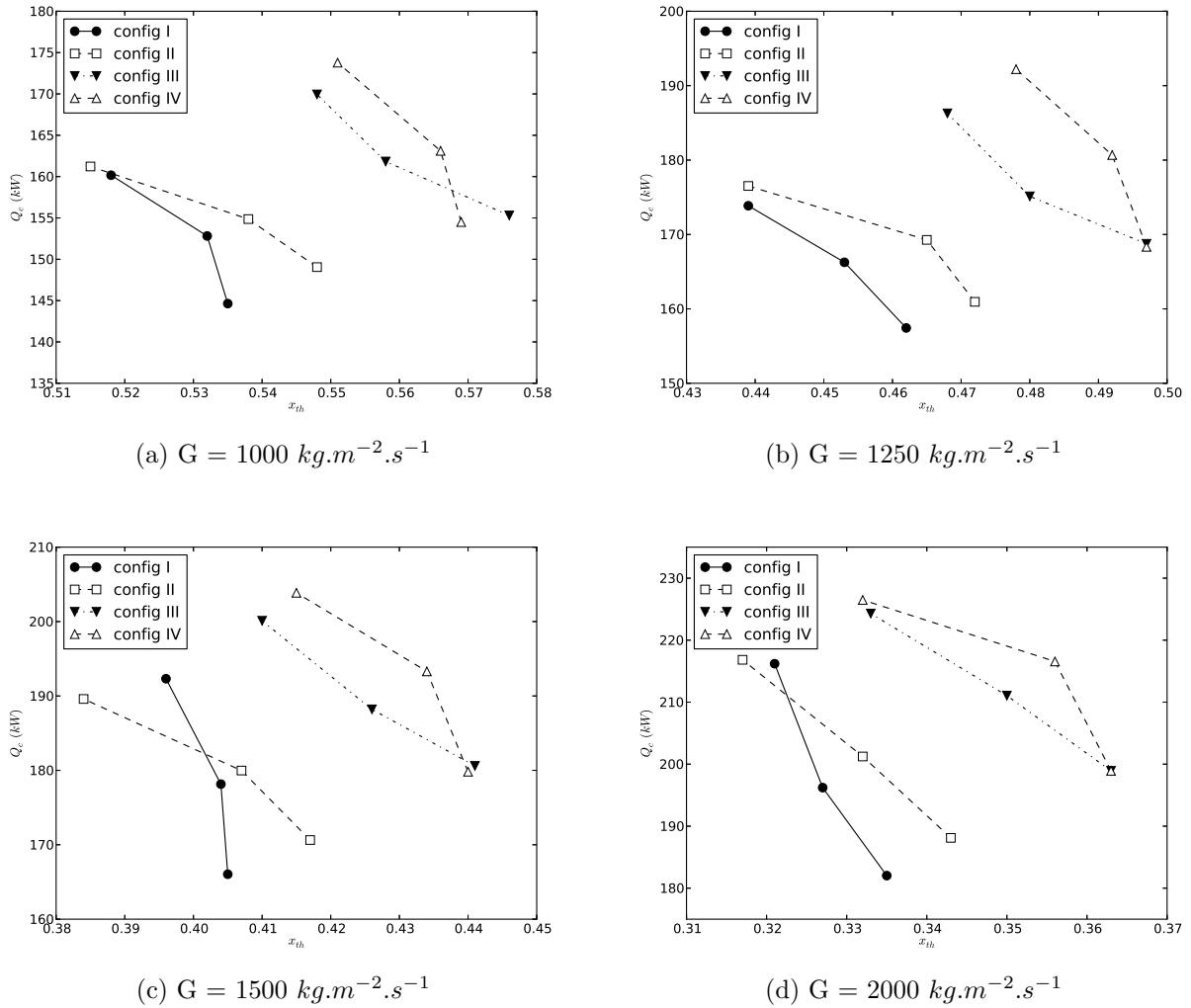


Figure 6.8 Influence du sous-refroidissement sur  $FCC_{rel}$  -  $P=30$  bar.

Figure 6.9 Influence du débit sur  $FCC_{rel}$

Figure 6.10 FCC en fonction de  $x_{th}$  -  $P=10 \text{ bar}$

Figure 6.11 FCC en fonction de  $x_{th}$  -  $P=30 \text{ bar}$

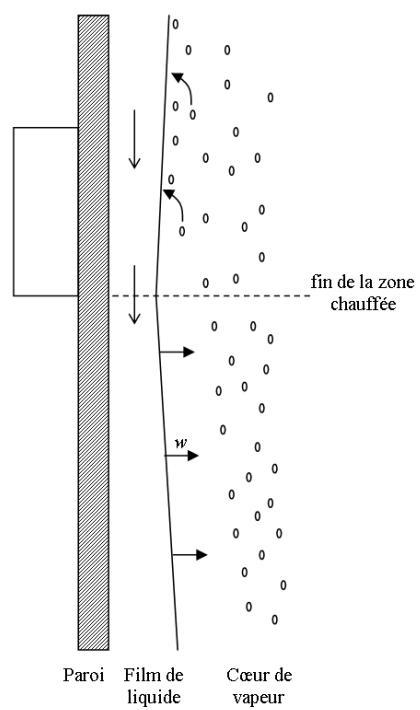


Figure 6.12 Dépôt de gouttelettes en aval de la zone chauffée.

## CHAPITRE 7

### Influence de la présence d'un déflecteur sur le FCC

Une comparaison des résultats avec et sans déflecteur est réalisée. Le but de ces expériences était d'essayer d'obtenir une amélioration non négligeable du flux de chaleur critique par rapport aux expériences de référence. Dans tout ce chapitre, on redéfinit le flux de chaleur critique relatif  $FCC_{rel}$  par :

$$FCC_{rel} = \frac{FCC_{avec \; deflecteur}}{FCC_{sans \; deflecteur}} \quad (7.1)$$

que l'on calcule pour chaque point repéré par les variables {type de déflecteur, configuration,  $P_{out}$ ,  $G$ ,  $\Delta T_{SR}$ }. Les résultats sont présentés en fonction de la distance entre le déflecteur et la fin de la zone chauffée  $L_{D-FC}$ , distance que l'on peut calculer par la formule (voir la figure 5.1) :

$$L_{D-FC} = 429.5 \times (5 - config) \quad mm \quad (7.2)$$

Lorsque la longueur  $L_{D-FC}$  est faible,  $L_{ad}$  est élevée et le déflecteur se situe vers la fin de la zone chauffée tandis que lorsque  $L_{D-FC}$  est élevée,  $L_{ad}$  est faible et le déflecteur se situe vers le début de celle-ci.

### 7.1 Résultats des effets du déflecteur sur les expériences de mesure de FCC

Ce paragraphe résume les effets observés sur les expériences, en termes de valeurs de FCC et de pertes de pression, mais aussi en terme de comportement des mesures de température.

#### 7.1.1 Variations avec $L_{D-FC}$

Les courbes représentant la variation de  $FCC_{rel}$  en fonction de  $L_{D-FC}$  sont données à la fin de chapitre (figures 7.1 à 7.6). Un graphique différent est tracé pour chaque triplet  $\{P_{out}, \Delta T, G\}$ . On trace sur un même graphique les deux courbes correspondant aux deux déflecteurs différents. Les points représentés par des ronds correspondent au déflecteur conique (figure 4.2a) tandis que les points représentés par des carrés correspondent au déflecteur de type turbine (figure 4.2b).

Pour certaines expériences réalisées avec le déflecteur de type turbine, l'assèchement a été mesuré en amont du court-circuit électrique (thermocouples 9 et 10 sur la figure 5.2). Cela

est représenté sur les graphiques par des carrés pleins.

### Déflecteur conique

La présence du déflecteur conique (figure 4.2a) entraîne parfois une faible augmentation des valeurs du flux de chaleur critique. C'est le cas lorsque le déflecteur se situe près de l'entrée de la zone chauffée (configuration I), dans cette configuration, la valeur du *FCC* relatif vaut toujours environ 1.1. Sous certaines conditions, lorsque le déflecteur se situe vers la fin de la zone chauffée (configuration IV,  $P_{out}=10\text{ bar}$  et  $G$  faible), on a également une faible augmentation du *FCC*. Pour les autres cas, on observe une diminution du *FCC* de l'ordre de 10 à 25 %, cette diminution étant maximale pour des débits élevés, des pressions élevées et pour les configurations II et III.

### Déflecteur de type turbine

Contrairement au déflecteur conique, la présence du déflecteur de type turbine entraîne toujours une augmentation substantielle du flux de chaleur critique par rapport aux expériences de référence (de l'ordre de +10% à +40% en fonction des paramètres). De plus, les courbes correspondant au déflecteur de type turbine se trouvent toujours au dessus de celles correspondant au déflecteur conique. En particulier, l'effet du déflecteur est plus important pour 10 bar que pour 30 bar. Cette amélioration est également maximale pour la configuration IV (lorsque le déflecteur est situé à la fin de la zone chauffée) puis diminue lorsque  $L_{D-FC}$  augmente. Pour 30 bar, cette décroissance est constante tandis que pour 10 bar,  $FCC_{rel}$  se stabilise autour de 1.1 voire remonte au delà de  $L_{D-FC}=1200\text{ mm}$ . Ainsi, de même que pour le déflecteur conique, le flux de chaleur critique relatif pour la configuration I ( $L_{D-FC}$  grand) vaut toujours environ 1.1.

De plus, pour tous les points de la configuration IV (déflecteur à la sortie de la zone chauffée), avec le déflecteur de type turbine, le phénomène de flux de chaleur critique s'est produit en amont du déflecteur. La partie du tube entourée par le court-circuit électrique n'étant pas chauffée, l'assèchement s'est produit juste en dessous du court-circuit électrique, au niveau des thermocouples 9 et 10 (figure 5.2). Pour toutes les autres configurations, le flux de chaleur critique s'est produit à la fin de la zone chauffée comme pour des expériences classiques (sans déflecteur ou avec le déflecteur conique).

Les deux figures 7.7a et 7.7b résument de façon schématique l'ensemble de ces observations.

### 7.1.2 Variations de $FCC_{rel}$ avec les paramètres de l'écoulement

Dans ce paragraphe, on étudie l'effet des différents paramètres thermohydrauliques sur les valeurs  $FCC_{rel}$ .

#### a) Sous-refroidissement

Les courbes 7.8 et 7.9 montrent l'effet du sous-refroidissement sur l'influence des déflecteurs. Dans ces courbes, les points noirs ont été mesurés avec le déflecteur de type turbine alors que les points blancs ont été mesurés avec le déflecteur conique.

- Pour le déflecteur conique, une augmentation du sous-refroidissement a une légère influence négative sur  $FCC_{rel}$  à des  $L_{D-FC}$  faibles tandis qu'elle a une légère influence positive à des  $L_{D-FC}$  élevées.
- Pour le déflecteur de type turbine, une augmentation du sous refroidissement provoque une légère diminution de  $FCC_{rel}$ . Cependant, le sous-refroidissement n'a aucune influence sur la forme des courbes, elles ne diffèrent que d'une translation.

Ainsi, dans l'ensemble, l'effet du sous-refroidissement est faible.

#### b) Débit massique

Les courbes 7.10 montrent l'effet du flux massique sur l'influence des déflecteurs. Dans ces courbes, les points noirs ont été mesurés avec le déflecteur de type turbine alors que les points blancs ont été mesurés avec le déflecteur conique.

- Pour le déflecteur conique, lorsque  $L_{D-FC}$  est faible, le  $FCC_{rel}$  diminue avec  $G$ . La diminution est assez importante pour  $P_{out} = 10 \text{ bar}$  et plus faible à  $30 \text{ bar}$ . Lorsque  $L_{D-FC}$  est élevé par contre,  $G$  n'a plus d'influence.
- Pour le déflecteur de type turbine, une modification de  $G$  a relativement peu d'effet sur  $FCC_{rel}$  : on constate une légère diminution de l'influence des déflecteurs lorsque  $P_{out} = 10 \text{ bar}$  et une légère augmentation pour  $30 \text{ bar}$ . Dans tous les cas, les points de la configuration IV sont particuliers.

#### c) Pression

L'étude des figures 7.1 à 7.6 montre que pour le déflecteur de type turbine, l'effet sur le flux de chaleur critique diminue avec la pression : il est plus faible à  $30 \text{ bar}$  qu'à  $10 \text{ bar}$ . De plus, la forme des courbes est différente : à  $30 \text{ bar}$ , elles prennent la forme d'une fonction affine tandis qu'à  $10 \text{ bar}$ , elles prennent la forme d'une parabole convexe. Concernant le déflecteur conique, la pression a moins d'influence sur la forme des courbes. On remarque cependant

une légère détérioration supplémentaire du flux de chaleur critique à 30 *bar* par rapport à 10 *bar*.

### 7.1.3 Effet sur les pertes de pression

Les pertes de pression  $\Delta P$  sont un autre paramètre important des écoulements diphasiques. En effet, le dimensionnement des pompes nécessaires au système en dépend essentiellement. Il convient donc, dans le cadre d'un système industriel efficace de minimiser le plus possible ces pertes. Ainsi, s'il est accompagné de pertes de pression trop importantes, un gain en *FCC* ne sera pas forcément bénéfique. Il est donc important d'étudier également leur comportement lorsqu'un déflecteur est inséré dans la section d'essais. En effet, l'insertion d'un obstacle à l'écoulement diphasique crée une perte de pression supplémentaire qui n'est pas négligeable (Hewitt et Hall-Taylor, 1970; Pioro *et al.*, 2002).

#### $\Delta P$ en fonction de $L_{D-FC}$

Comme pour les valeurs du flux de chaleur critique, on peut étudier les variations des pertes de pression en fonction du déflecteur et de sa position dans la zone chauffée. On définit pour cela les pertes de pression relatives  $\Delta P_{rel}$  comme suit,

$$\Delta P_{rel} = \frac{\Delta P_{\text{avec deflecteur}}}{\Delta P_{\text{sans deflecteur}}} \quad (7.3)$$

Les graphiques représentant  $\Delta P$  en fonction de  $L_{D-FC}$  sont fournis à la fin du chapitre (figures 7.11 à 7.16). De façon générale, on remarque une augmentation substantielle des pertes de pression pour la majorité des cas étudiés pouvant aller jusqu'à plus de 80%.

En particulier, pour le déflecteur de type turbine, on a une très forte augmentation des pertes de pression, notamment à des  $L_{D-FC}$  faibles et pour  $P_{out} = 10$  *bar*. L'influence de la présence du déflecteur diminue exponentiellement en fonction de  $L_{D-FC}$ . Ainsi, pour des  $L_{D-FC}$  élevés, l'augmentation des pertes de pression est assez faible (10% d'augmentation environ).

Par ailleurs, avec le déflecteur conique, on observe également une augmentation des pertes de pression pour la plupart des points. Pour certains points néanmoins, notamment pour la configuration II, une diminution des pertes de pression a été mesurée. Cependant, ces points correspondent également aux très fortes diminutions de flux de chaleur critique (configurations II et III).

## $\Delta P$ en fonction de $FCC$

Lorsque l'on compare les différentes pertes de pression en fonction de la position du déflecteur par rapport à la zone chauffée, on ne prend pas en compte le fait que ces valeurs sont mesurées à des puissances critiques différentes. Pour remédier à cela, on trace les pertes de pression en fonction du flux de chaleur critique pour chaque couple  $\{P_{out}, \Delta T_{SR}\}$ . Considérons d'une part une expérience de flux de chaleur critique avec déflecteur, au flux de chaleur critique mesuré  $FCC_0$  correspond des pertes de pression  $\Delta P_0$ . D'autre part, on peut atteindre ce même flux de chaleur critique  $FCC_0$  avec une section d'essais sans déflecteur aux mêmes pressions et sous refroidissement mais en variant le débit. On obtient alors une autre valeur des pertes de pression  $\Delta P'_0$ . Ainsi, si  $\Delta P'_0 < \Delta P_0$ , alors l'insertion du déflecteur aura une influence négative sur les pertes de pression.

On remarque qu'en fixant les paramètres  $P_{out}$  et  $\Delta T_{SR}$ , sans déflecteur,  $\Delta P$  peut être représenté par une simple fonction de  $FCC$ . En effet, dans la majorité des cas, c'est une fonction affine et parfois un polynôme de degré 2 (pour 30 bar et des longueurs adiabatiques avales élevées). En extrapolant ces fonctions, on peut donc comparer les pertes de pression à des flux de chaleur critiques équivalents. Ainsi, sur les graphiques 7.17 à 7.23, si un point mesuré avec un déflecteur se situe au dessus de la fonction sans déflecteur, alors l'insertion du déflecteur a provoqué de plus grandes pertes de pression.

A partir de ces figures, on remarque que les points du déflecteur de type turbine sont toujours proches de la courbe d'interpolation des points sans déflecteur. Ainsi, l'augmentation de  $FCC$  apportée par le déflecteur de type turbine s'accompagne d'une augmentation de pertes de pression qui n'est pas excessive. Pour le déflecteur conique, l'influence sur les pertes de pression dépend de la configuration de la zone chauffée : lorsque le déflecteur se trouve à l'entrée de la zone chauffée, les points sont à peu près équivalents à la courbe d'interpolation sans déflecteur. Cependant, lorsque l'on déplace le déflecteur vers la fin de la zone chauffée, celui-ci augmente fortement les pertes de pression et les points du plan  $\{x_{th}, FCC\}$  passent largement au dessus de la courbe d'interpolation. Ainsi, en plus d'avoir une influence négative sur le flux de chaleur critique, le déflecteur conique est également mauvais du point de vue des pertes de pression.

Les déflecteurs induisent donc des pertes de pression supplémentaires. Du point de vue des échanges de chaleur, il n'y a donc aucun intérêt à insérer le déflecteur conique puisqu'il diminue également les valeurs du flux de chaleur critique. D'autre part, l'augmentation de  $FCC$  apportée par l'insertion du déflecteur de type turbine est contre-balancée par les augmentations de pertes de pression qu'il induit.

### 7.1.4 Températures de paroi

Pour le déflecteur conique, on a remarqué un comportement inhabituel de la température de paroi à la fin de la zone chauffée lors du flux de chaleur critique (figure 7.24). En effet, les températures mesurées sont plus élevées que pour les expériences sans déflecteur. Cela prouve que le transfert de chaleur est dégradé par rapport aux expériences témoin. De plus, comme expliqué dans les chapitres précédents, le flux de chaleur critique s'accompagne de fortes instabilités de la température de paroi. Ces instabilités sont normalement - lorsqu'il n'y a pas de déflecteur dans le tube - des fluctuations très rapides. Cependant, avec le déflecteur conique, les fluctuations observées sont lentes voire très lentes (plusieurs dizaines de secondes). Parfois même, aucune fluctuation de température n'est visible, on ne remarque qu'une lente et progressive augmentation de la température de paroi. Ce comportement anormal de la température a surtout été remarqué pour les configurations II et III. Les configurations I et IV sont, elles, plus "classiques", i.e. les fluctuations sont plus rapides et ressemblent aux fluctuations observées sans déflecteur. Cela pose un problème pour la définition du flux de chaleur critique. En effet, la définition adoptée sans déflecteur est l'apparition de fluctuations de température de paroi lorsque l'on se trouve à un palier de puissance. Cette définition est impossible à mettre en oeuvre ici et on se contente donc d'annoncer le *FCC* lors des premières variations conséquentes de température. Cette définition est évidemment beaucoup moins précise que la précédente et peut impliquer des erreurs de mesure plus importantes. L'erreur due à ce comportement a été estimé à 2%, cela ne remet donc pas en cause les tendances observées qui impliquent des différences de plusieurs dizaines de pour-cent.

Par ailleurs, le comportement de la température de paroi avec le déflecteur de type turbine est également modifié par rapport aux expériences témoin. En effet, on a remarqué des diminutions de température de paroi de plus de 5°C lors de la montée en puissance. Elles ont été constatées sur les thermocouples situés vers la fin de la zone chauffée mais également en amont du court-circuit électrique, à des puissances éloignées de la puissance critique. Des diminutions de température peuvent être observées à l'approche du flux de chaleur critique par assèchement (Olekhnovitch, 2008) mais elles ne se produisent normalement pas pendant la montée en puissance. Les oscillations de température lors du flux de chaleur critique étaient quant à elles identiques à celles observées pour les expériences témoin (figure 7.24).

## 7.2 Interprétation des résultats expérimentaux

L'influence du déflecteur est différente selon son emplacement dans la zone chauffée. On particularise la configuration I pour laquelle le déflecteur joue le rôle de mélangeur, des autres configurations pour lesquelles le déflecteur permet de redéposer des gouttelettes sur le film

de liquide.

### 7.2.1 Déflecteur à l'entrée de la zone chauffée : configuration I

Lorsque la longueur entre le déflecteur et la fin de la zone chauffée est élevée, le déflecteur se situe proche de l'entrée de la zone chauffée. Le gain en *FCC* est alors d'environ 10% quelque soit le déflecteur et les paramètres d'écoulement utilisés. Dans ces conditions, la zone du déflecteur se trouve à peine, voire pas du tout, dans une configuration d'écoulement annulaire dispersé. Les raisons de l'augmentation des valeurs du *FCC* ne peuvent donc être liées à la présence d'un film de liquide et de gouttelettes en suspension dans un cœur de vapeur. Dans ces conditions, le déflecteur agit ici comme un mélangeur. Ainsi, sa présence dans l'écoulement augmente l'intensité turbulente et diminue la différence d'enthalpie entre les régions proches de la paroi et les régions du centre de la section d'essais. Cela diminue donc la surchauffe du voisinage de la paroi et retarde le début de l'ébullition nucléée. Par ailleurs, le déflecteur de type turbine induit de plus une rotation du fluide, ce qui augmente cet effet de mélange (voir le paragraphe 3.4).

Cependant, en raison de la distance importante entre le déflecteur et la zone où se produit le flux de chaleur critique, l'influence sur le *FCC* est relativement faible. De plus, comme le déflecteur se situe dans une zone où le titre est faible, l'influence sur les pertes de pression est faible également.

### 7.2.2 Déflecteur conique en configurations II à IV

Pour les configurations II et III, le déflecteur est situé vers le milieu de la zone chauffée et son effet sur les valeurs de flux de chaleur critique est fortement négatif. Pour la configuration IV, il est moins fortement négatif et est même positif à 10 *bar* lorsque *G* est faible.

Physiquement, il se produit probablement un endommagement, voire une destruction, du film de liquide. Puisque le déflecteur occupe une section de passage relativement importante de la section d'essais (55% de la section de passage de la section d'essais), la vapeur est très fortement accélérée lorsqu'elle arrive au niveau du déflecteur.

En effet, si on prend une section du tube, la surface occupée par le liquide  $A_{film}$  vaut, d'après la définition du taux de vide,  $(1 - \epsilon)\pi \frac{d^2}{4}$ . Afin d'obtenir un majorant de l'épaisseur du film, on peut supposer que tout le liquide se trouve dans le film de liquide, ainsi :

$$A_{film} = (1 - \epsilon)\pi \frac{d^2}{4} \quad (7.4)$$

Si on suppose de plus que le film ne présente aucune excentricité, on a

$$A_{film} = \pi \frac{d^2}{4} - \pi \frac{(d - 2e_{max})^2}{4} \quad (7.5)$$

où  $e_{max}$  est l'épaisseur maximale du film. On obtient ainsi après égalisation des 2 dernières équations :

$$e_{max} = \frac{d}{2}(1 - \sqrt{\epsilon}) \quad (7.6)$$

Les valeurs de  $\epsilon$  sont données par la formule 2.18 à partir des valeurs calculées du titre thermodynamique au niveau du déflecteur. Les résultats sont donnés dans le tableau 7.1

Tableau 7.1 Epaisseurs maximales du film en fonction de la configuration et de la pression.

	10 bar	30 bar
Config II	0.1 - 0.5 mm	0.3 - 0.9 mm
Config III	0.1 - 0.2 mm	0.2 - 0.5 mm
Config IV	$\leq 0.1$ mm	0.1 - 0.3 mm

Le déflecteur conique occupe au maximum un rayon de 5.2 mm, laissant une section de passage d'une largeur de 1.8 mm (figure 7.25).

On remarque donc qu'une section de passage suffisante est présente pour toutes les configurations. Le déflecteur ne détruit donc pas directement le film par contact mais par accélération très importante du noyau de vapeur chargé de gouttelettes qui de part la forme du déflecteur vient "souffler" sur le film de liquide. On remarque également que les seuls points où l'effet du déflecteur est positif correspond aux points pour lesquels le film de liquide est le plus fin (configuration IV et 10 bar). L'effet de traînée de la vapeur sur le film y est donc moins important.

De plus, le sillage provoqué par la présence du déflecteur peut provoquer une migration des gouttelettes vers le centre du tube et non vers les parois, on obtient alors l'effet opposé à l'effet recherché. Cependant, le fait que pour certains points (configuration IV et  $G$  faible), le FCC soit légèrement amélioré amène à penser que les gouttelettes sont bien dirigées vers le film et non l'inverse. Ainsi, même si cet effet peut se produire à des configurations, des pressions et des débits différents, il paraît assez peu probable qu'il ait une influence importante.

### 7.2.3 Déflecteur de type turbine en configurations II à IV

L'insertion du déflecteur de type turbine a une forte influence positive sur les valeurs du flux de chaleur critique. Cette influence est d'autant plus importante que le déflecteur est

situé près de la fin de la zone chauffée. Il provoque un dépôt plus important des gouttelettes contenues dans le cœur de vapeur sur le film de liquide. Cela entraîne ainsi une augmentation du débit du film de liquide et retarde donc l'assèchement. Cette augmentation de la redéposition des gouttelettes est telle que pour la configuration IV, le flux de chaleur critique ne se produit pas à la fin de la zone chauffée mais en amont du déflecteur.

On peut essayer de calculer la quantité de gouttelettes déposées par le déflecteur sur le film de liquide pour la configuration IV. Pour cela, supposons que l'arrachage et le dépôt de gouttelettes en aval du déflecteur et qui ne serait pas dû à ce dernier est négligeable. De plus, on suppose également que la puissance appliquée en aval du déflecteur ne sert qu'à évaporer le film de liquide, on considère ainsi que l'évaporation des gouttelettes est négligeable. Lorsque le film de liquide s'assèche en amont du déflecteur, seul le débit de gouttelettes déposées sur le film par le déflecteur empêche alors la zone en aval de ce dernier d'être asséchée. Ainsi, le débit massique minimal  $\dot{m}_{min}$  de gouttelettes que le déflecteur dépose sur le film doit vérifier l'équation suivante :

$$\dot{m}_{min} h_{fg} = Q_c \frac{L_{IV}}{L_c} \quad (7.7)$$

où  $L_{IV} = 361 \text{ mm}$  est la longueur entre le court-circuit électrique et la fin du tube pour la configuration IV et  $L_c = 2010.5 \text{ mm}$  la longueur chauffée totale. Le débit massique de liquide étant égal à  $x_{th}^{defl} G \pi d^2 / 4$ , un simple calcul permet de trouver que pour chaque expérience avec le déflecteur de type turbine en configuration IV,  $\dot{m}_{min}$  représente  $24 \pm 2 \%$  du débit de liquide. Comme au moment du flux de chaleur critique, le débit du film de liquide en amont du déflecteur est nul, cela implique qu'au moins un quart de la masse des gouttelettes est transférée sur le film de liquide. De plus, ce taux ne dépend pas des conditions d'écoulement. Cependant, ce taux calculé est un taux minimal, ce qui implique qu'une dépendance par rapport aux conditions d'écoulement du taux réel est tout de même possible.

#### 7.2.4 Comportement de la température de paroi

Plusieurs hypothèses peuvent être émises afin d'expliquer le comportement inhabituel de la température de paroi pour les expériences effectuées en utilisant le déflecteur conique.

#### Oscillations de Strouhal

La présence d'un obstacle dans un fluide en mouvement peut provoquer la formation de tourbillons se formant sur l'obstacle et qui se détachent de façon périodique. Cette périodicité, représentant la fréquence des contraintes exercées sur l'obstacle par le détachement tourbillonnaire alterné, peut être corrélée en fonction du nombre de Strouhal. Cette oscillation peut provoquer des oscillations de l'obstacle. Ainsi, le déflecteur peut éventuellement

osciller malgré la présence des tiges de fixation, ce qui pourrait entraîner une modification périodique du flux, du film de liquide et donc possiblement une oscillation de la température de paroi.

Pour calculer la valeur de la fréquence de ces oscillations, on définit le nombre de Strouhal  $St$  selon :

$$St = \frac{f_{St} d_{obst}}{u_g} \quad (7.8)$$

où  $f_{St}$  est la fréquence d'oscillation,  $d_{obst}$  la taille caractéristique de l'obstacle et  $u_g$  la vitesse de la phase gazeuse. Pour un écoulement dans un tube circulaire,  $St$  vaut environ 0.2 (White, 1999). En utilisant le modèle d'Armand (paragraphe 2.1.2), il est possible d'évaluer la vitesse  $u_g$ . Elle prend des valeurs comprises entre 10 et 70  $m/s$  pour les expériences avec le déflecteur conique en configuration II ou III. On peut de plus prendre une taille caractéristique du déflecteur  $d_{defl}$  d'environ 10  $mm$ . On trouve alors une fréquence d'oscillation comprise entre 250 et 1400  $Hz$ . Ceci ne permet donc pas d'expliquer les fluctuations de température de paroi plus lentes que sans réflecteur.

### FCC non décelé

Il est également possible que le flux de chaleur critique ne se produise pas à l'endroit où se trouvent les thermocouples installés sur la section d'essais. Le FCC ne peut pas se produire en aval de la zone chauffée et devrait donc nécessairement se produire en dessous des thermocouples installés. Les courbes observées ne seraient alors que la visualisation d'une excursion de température après conduction par la paroi, ce qui expliquerait les fréquences d'oscillation plus faibles que celles observées habituellement.

Cependant, un tel phénomène provoque nécessairement une excursion de température importante à un endroit de la section d'essais dépourvue de déflecteur. Cela aurait pu détériorer le tube ou tout du moins laisser des traces visibles sur celui-ci. Or de telles traces n'ont pas été observées a posteriori.

### Destruction du film de liquide

Les fluctuations moins rapides voire le manque d'oscillation coïncide avec les points dont le  $FCC_{rel}$  est le plus faible (configurations II et III). Ainsi, on peut être amenés à penser que le comportement de la température de paroi est liée à la destruction du film due à la présence du déflecteur conique.

### 7.3 Critiques des expériences réalisées et propositions de nouvelles expériences

Des expériences complémentaires s'avèrent nécessaires pour mieux comprendre la nature des phénomènes mis en jeu. Deux points en particulier posent problème. Il y a d'une part l'influence de la zone adiabatique sur les expériences de référence qui est un phénomène inattendu venant s'ajouter à l'influence des déflecteurs. D'autre part, la taille choisie pour les déflecteurs n'est peut-être pas la taille optimale.

#### 7.3.1 Présence de la zone adiabatique en aval de la zone chauffée

La série d'expériences de référence a mis en évidence une augmentation du flux de chaleur critique due à la présence d'une zone adiabatique en aval de la zone chauffée. Cette influence, déjà mal comprise dans le cadre de la série témoin, a peut-être également une influence difficilement identifiable sur les valeurs de  $FCC$  en présence d'un déflecteur. Cela implique que les gains ou les pertes en  $FCC$  causées par l'insertion d'un déflecteur ne seraient peut-être pas non plus les mêmes sans cette zone adiabatique.

Ainsi, il serait préférable d'effectuer des expériences pour desquelles les barres de chauffage sont fixes, la fin de la zone chauffée coïncidant avec la fin du tube. Il faudrait alors modifier la position réelle du déflecteur dans le tube. Cela pose cependant de nombreux problèmes d'ordre pratiques.

#### 7.3.2 Taille des déflecteurs

Pour le déflecteur conique, le rapport entre la section du déflecteur et la section du tube est trop important. En effet, plus de la moitié de la section du tube (55%) est occupée par le déflecteur. Cela provoque une accélération trop importante de la phase gazeuse qui a pour conséquence la destruction ou tout du moins l'endommagement du film de liquide. Un rapport plus faible est donc souhaitable. Cependant, une taille de déflecteur trop faible aurait pour conséquence de réduire également l'augmentation du dépôt de gouttelettes sur le film de liquide. Cela réduirait également l'effet "mélangeur" du déflecteur. Il faudrait ainsi, par des expériences successives, essayer de trouver le meilleur compromis entre ces effets contraires.

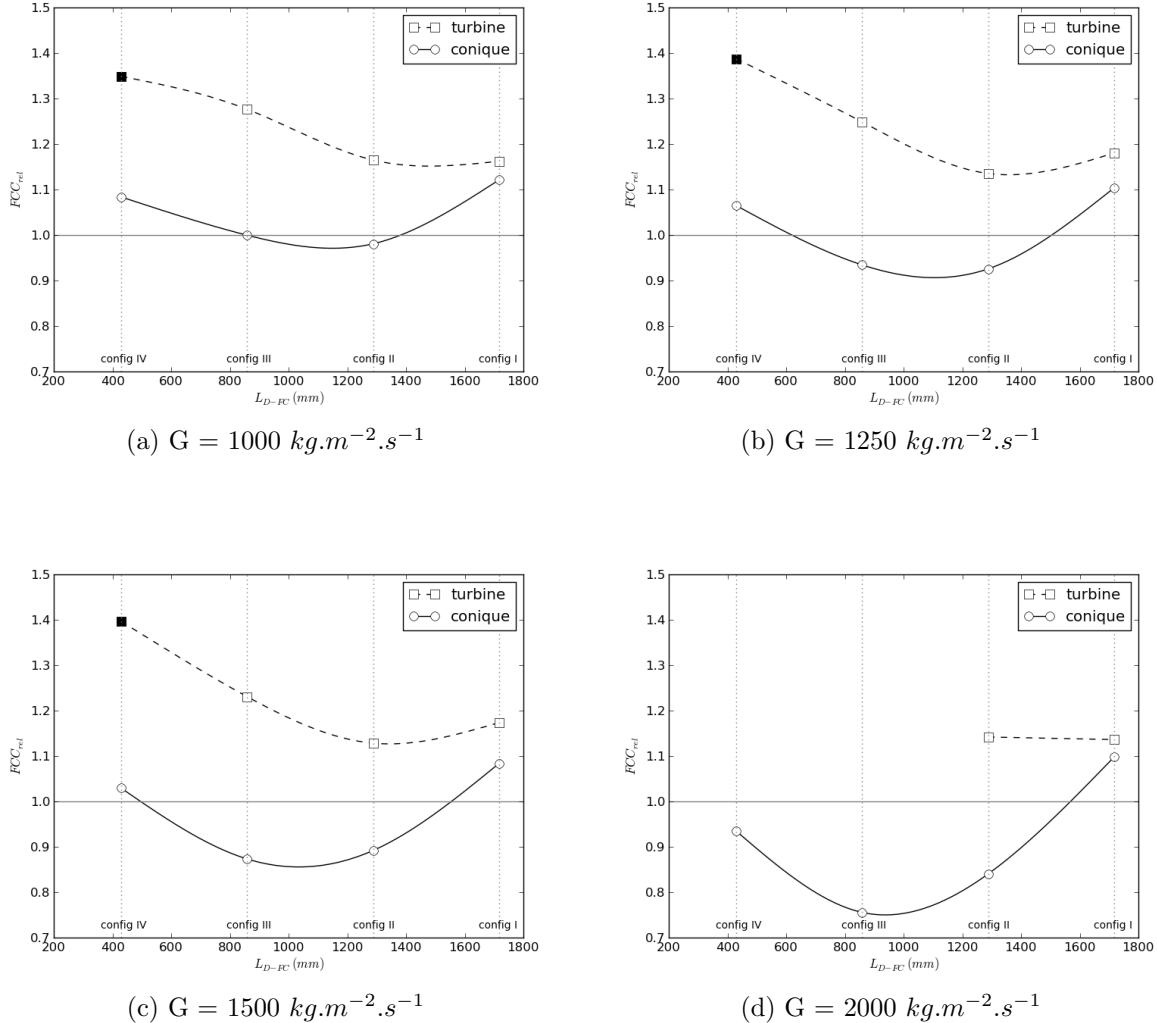


Figure 7.1  $FCC_{rel}$  en fonction de  $L_{D-FC}$  -  $P_{out} = 10 \text{ bar}$  -  $\Delta T_{SR} = 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$

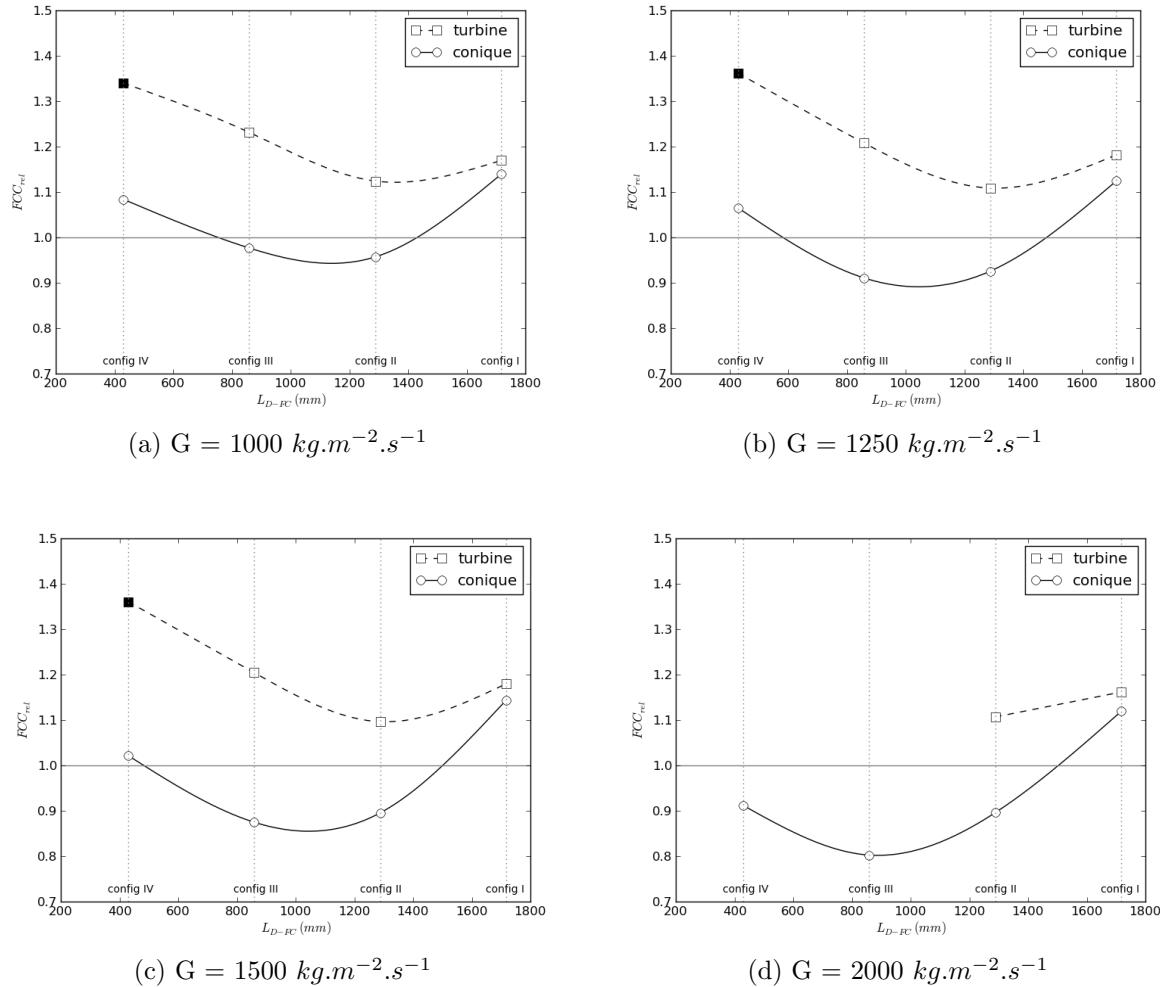


Figure 7.2  $FCC_{rel}$  en fonction de  $L_{D-FC}$  -  $P_{out} = 10 \text{ bar}$  -  $\Delta T_{SR} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$

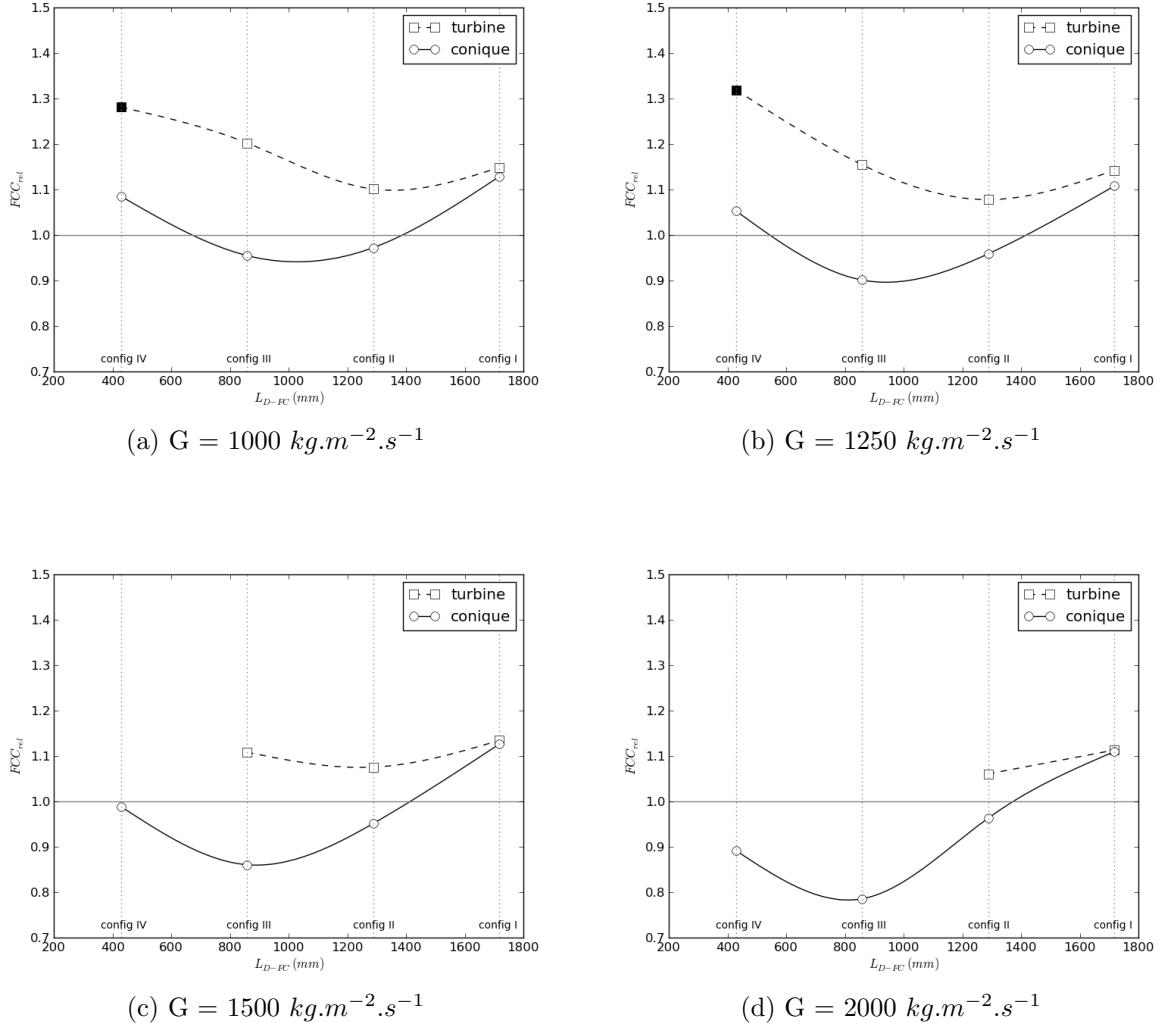


Figure 7.3  $FCC_{rel}$  en fonction de  $L_{D-FC}$  -  $P_{out} = 10 \text{ bar}$  -  $\Delta T_{SR} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$

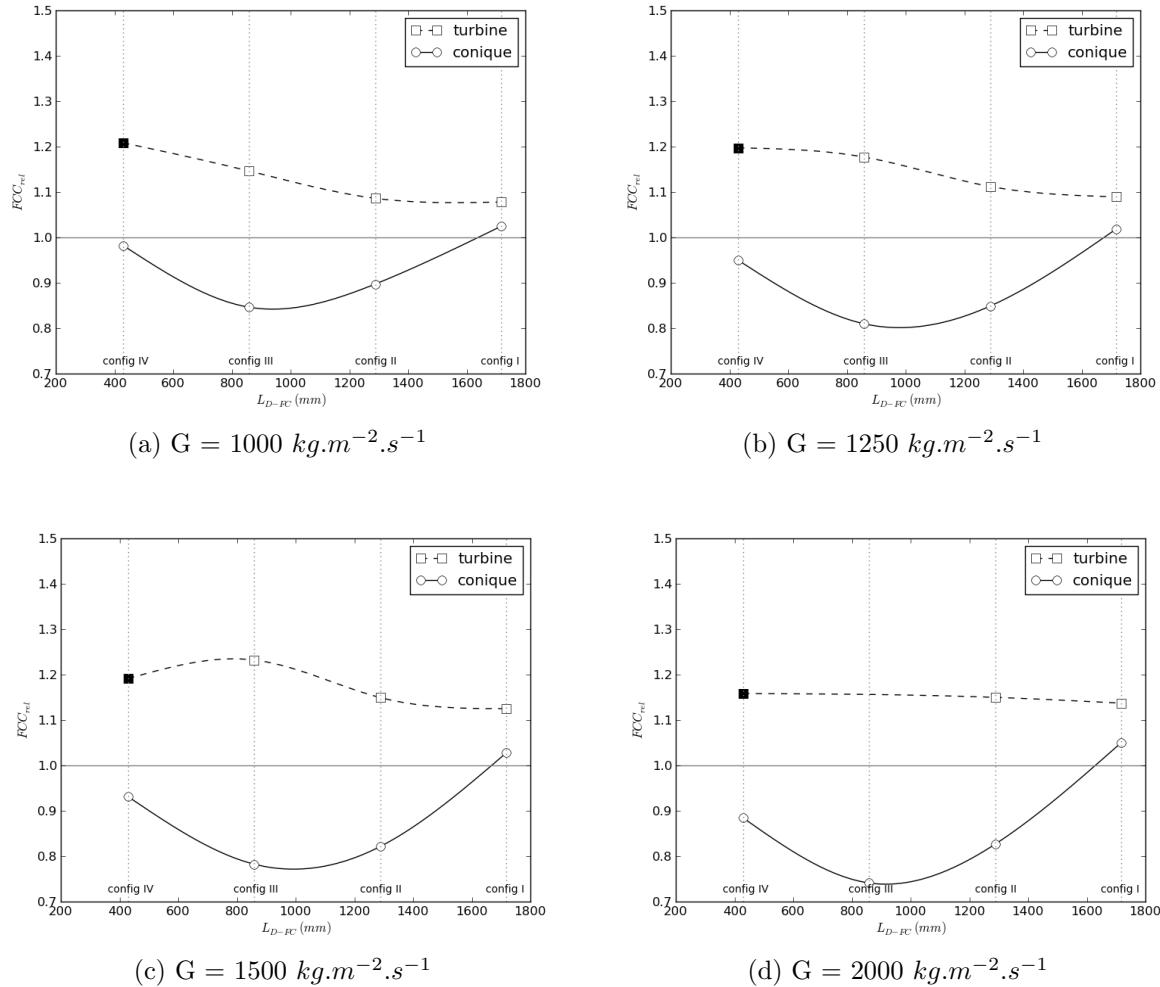


Figure 7.4  $FCC_{rel}$  en fonction de  $L_{D-FC}$  -  $P_{out} = 30 \text{ bar}$  -  $\Delta T_{SR} = 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$

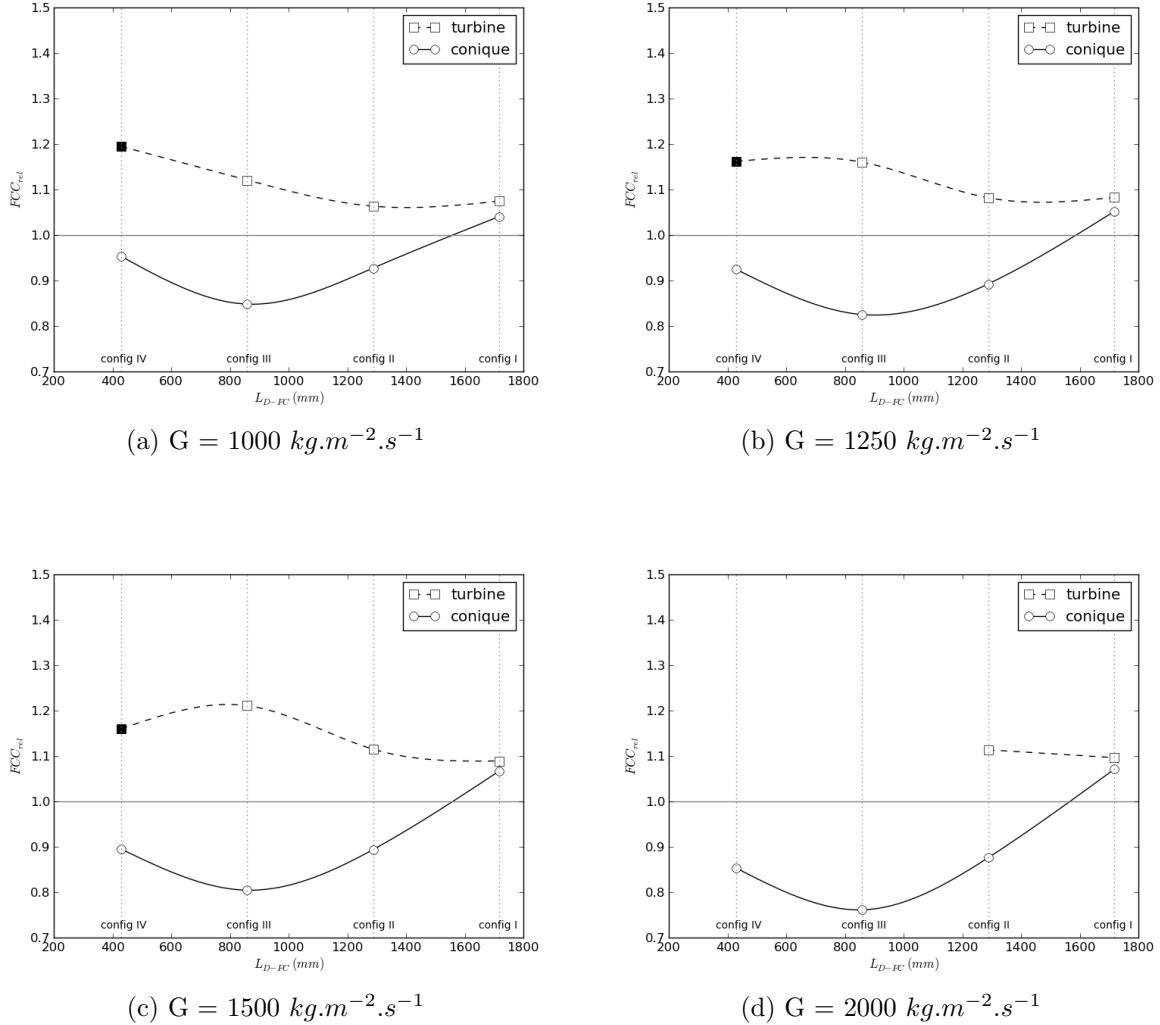


Figure 7.5  $FCC_{rel}$  en fonction de  $L_{D-FC}$  -  $P_{out} = 30 \text{ bar}$  -  $\Delta T_{SR} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$

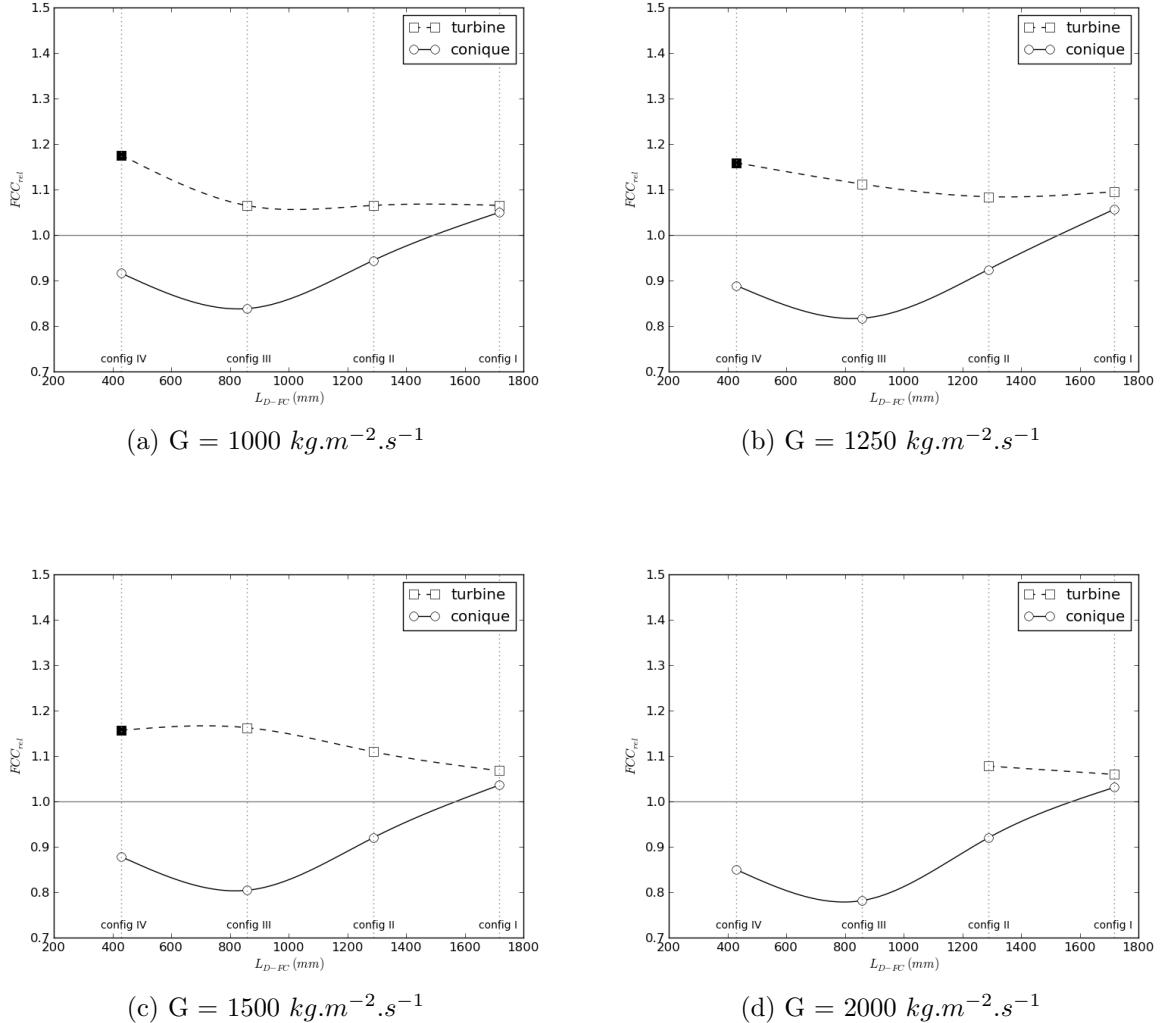


Figure 7.6  $FCC_{rel}$  en fonction de  $L_{D-FC}$  -  $P_{out} = 30$  bar -  $\Delta T_{SR} = 30$  °C

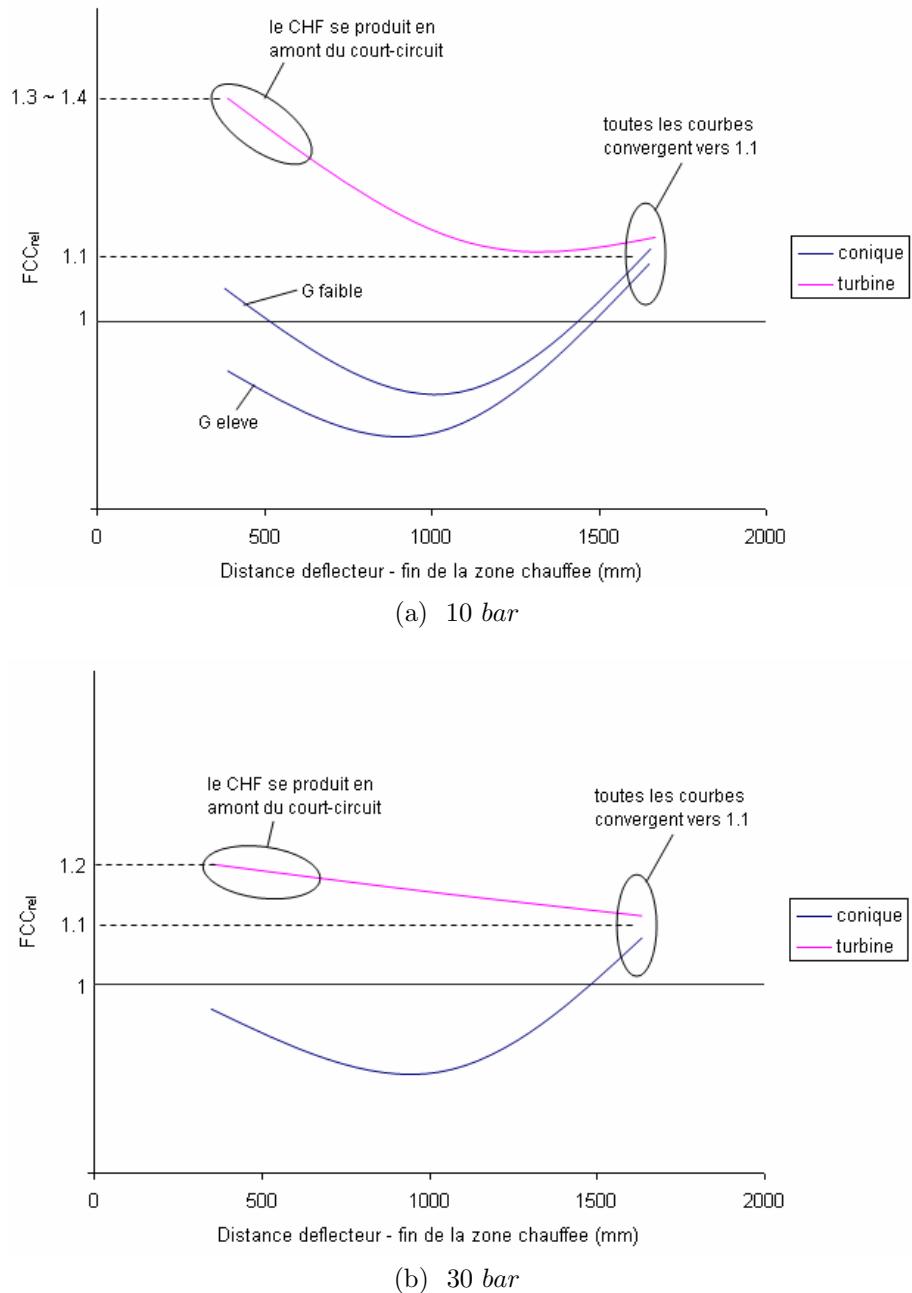


Figure 7.7 Représentations synthétiques des courbes  $FCC_{rel}$  en fonction de  $L_{D-FC}$

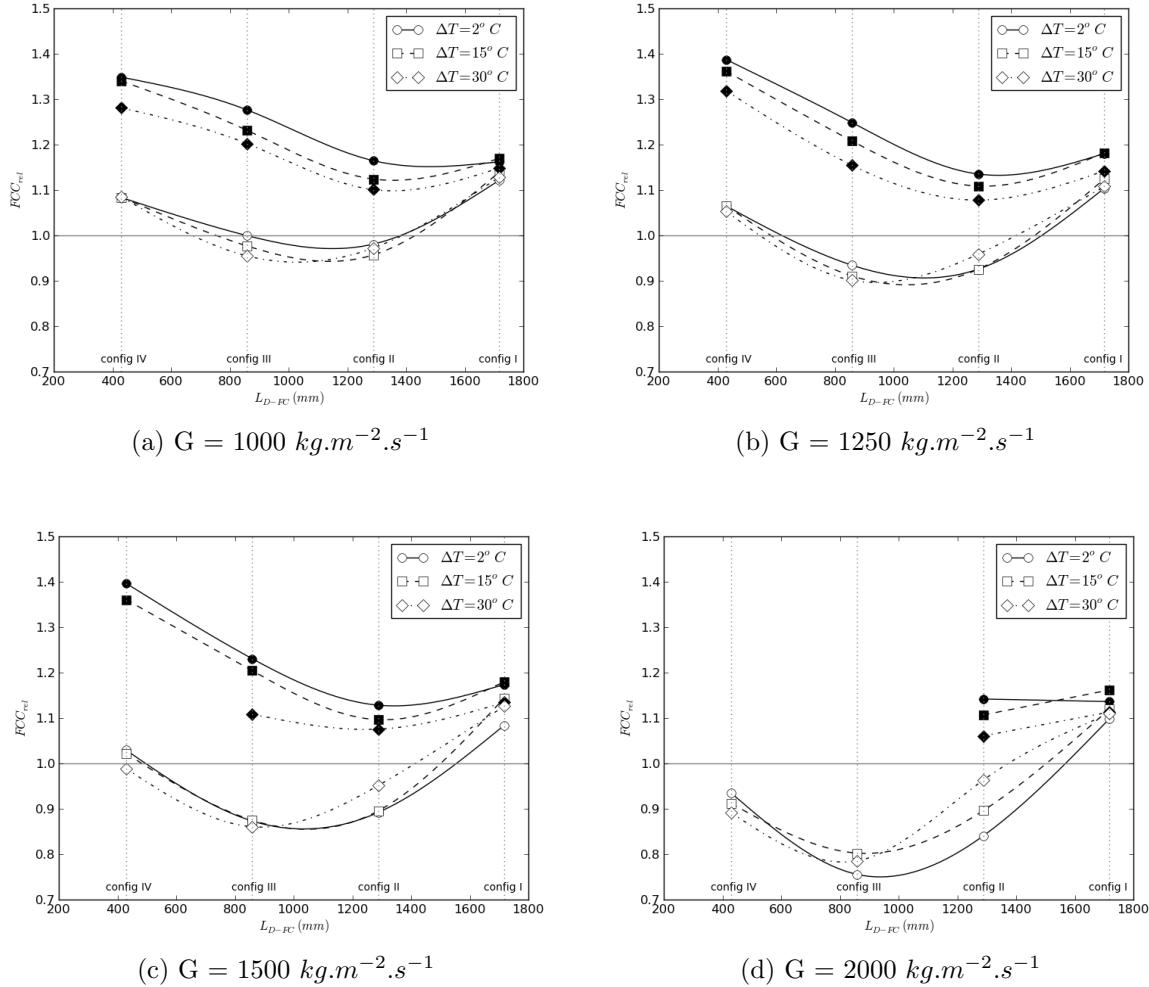


Figure 7.8 Influence du sous-refroidissement sur  $FCC_{rel}$  -  $P_{out} = 10$  bar

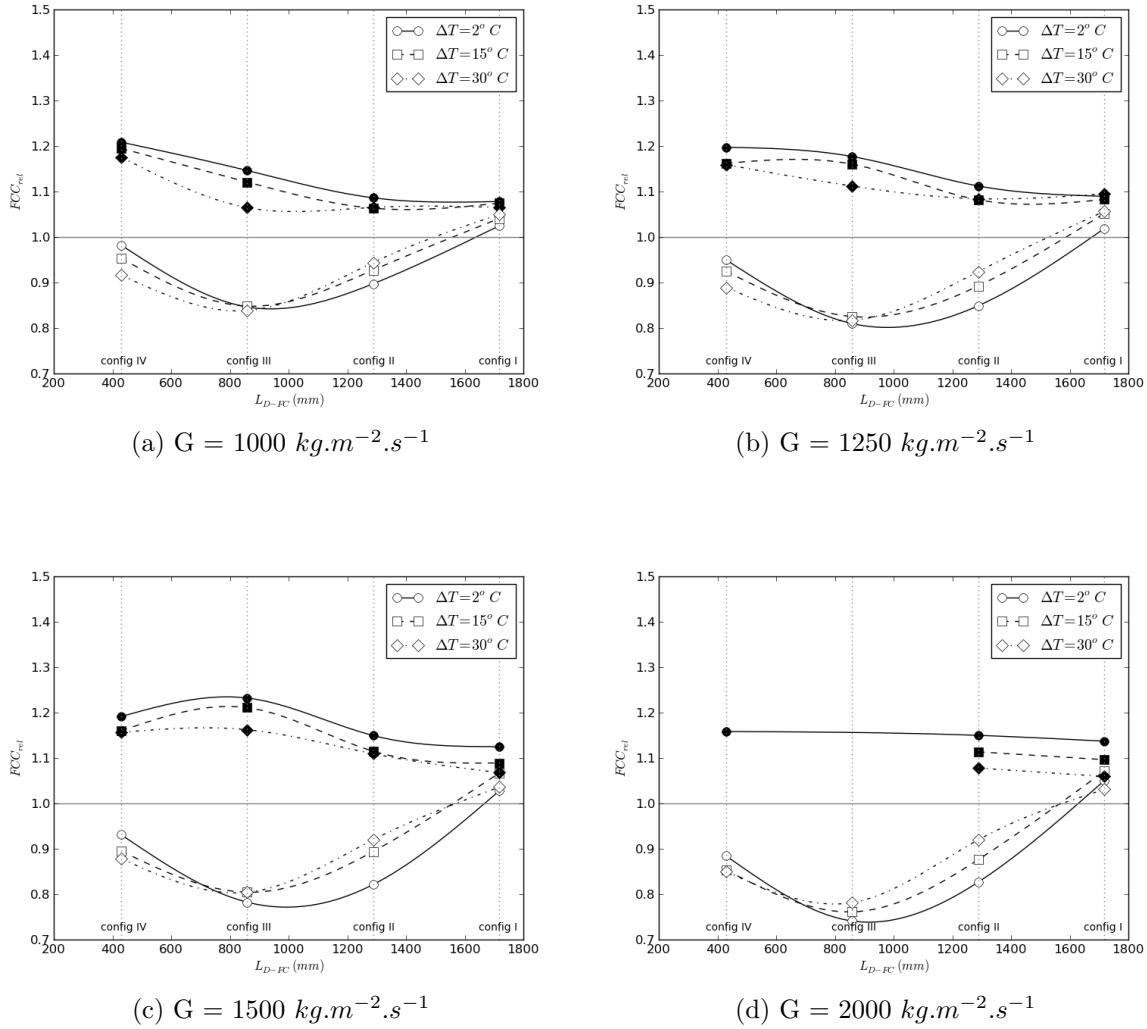


Figure 7.9 Influence du sous-refroidissement sur  $FCC_{rel}$  -  $P_{out} = 30$  bar

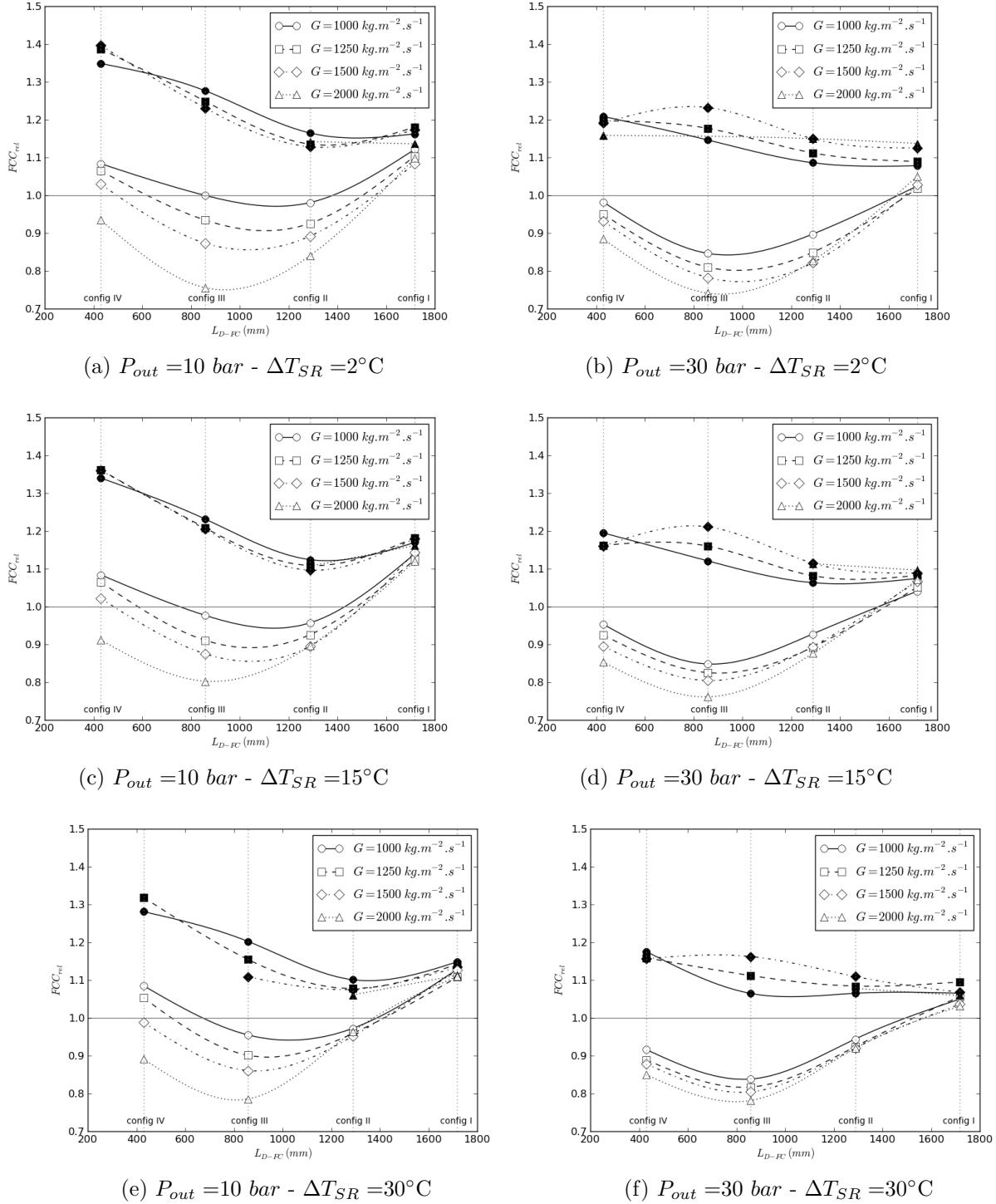


Figure 7.10 Influence du flux massique sur  $FCC_{rel}$

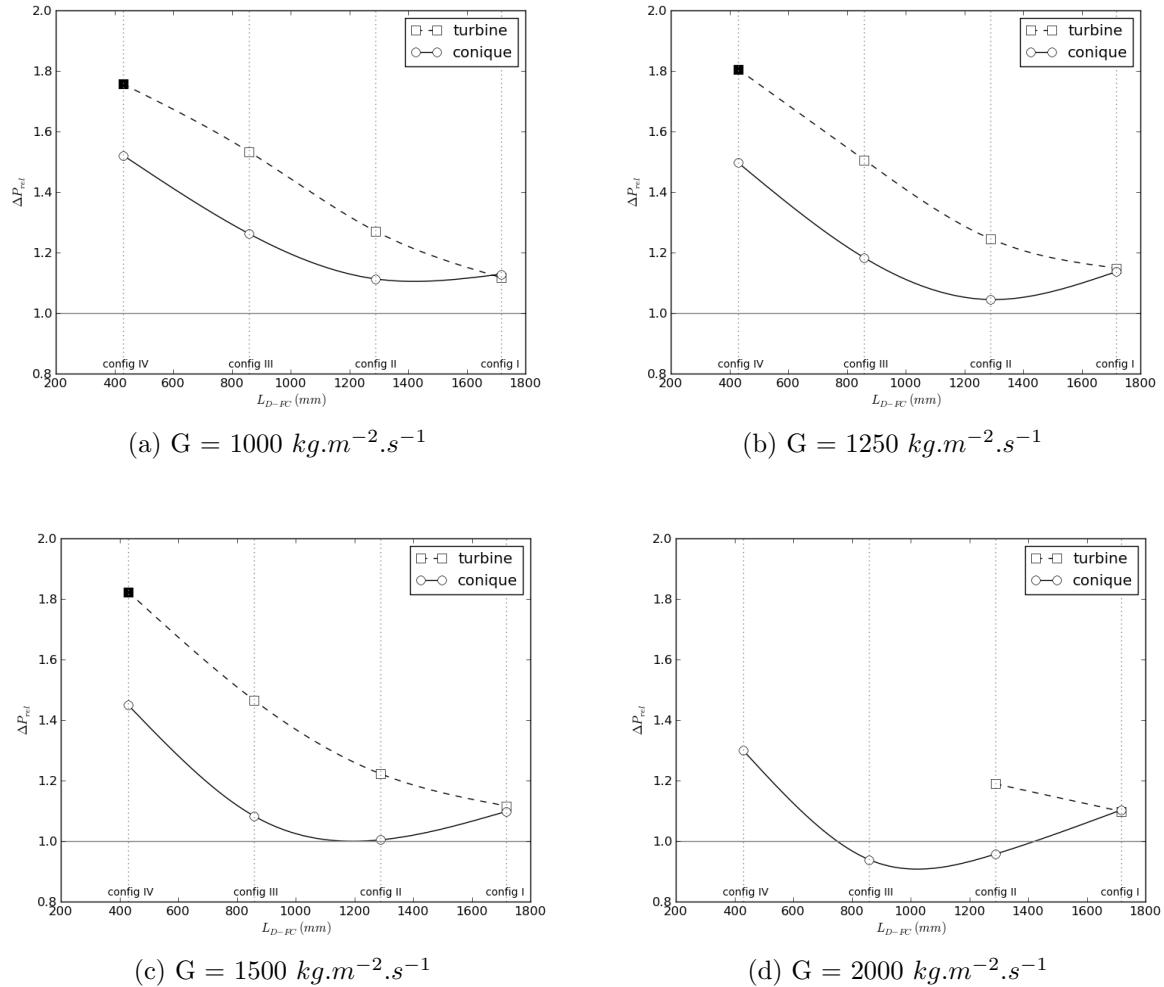


Figure 7.11  $\Delta P_{rel}$  en fonction de  $L_{D-FC}$  -  $P_{out} = 10 \text{ bar}$  -  $\Delta T_{SR} = 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$

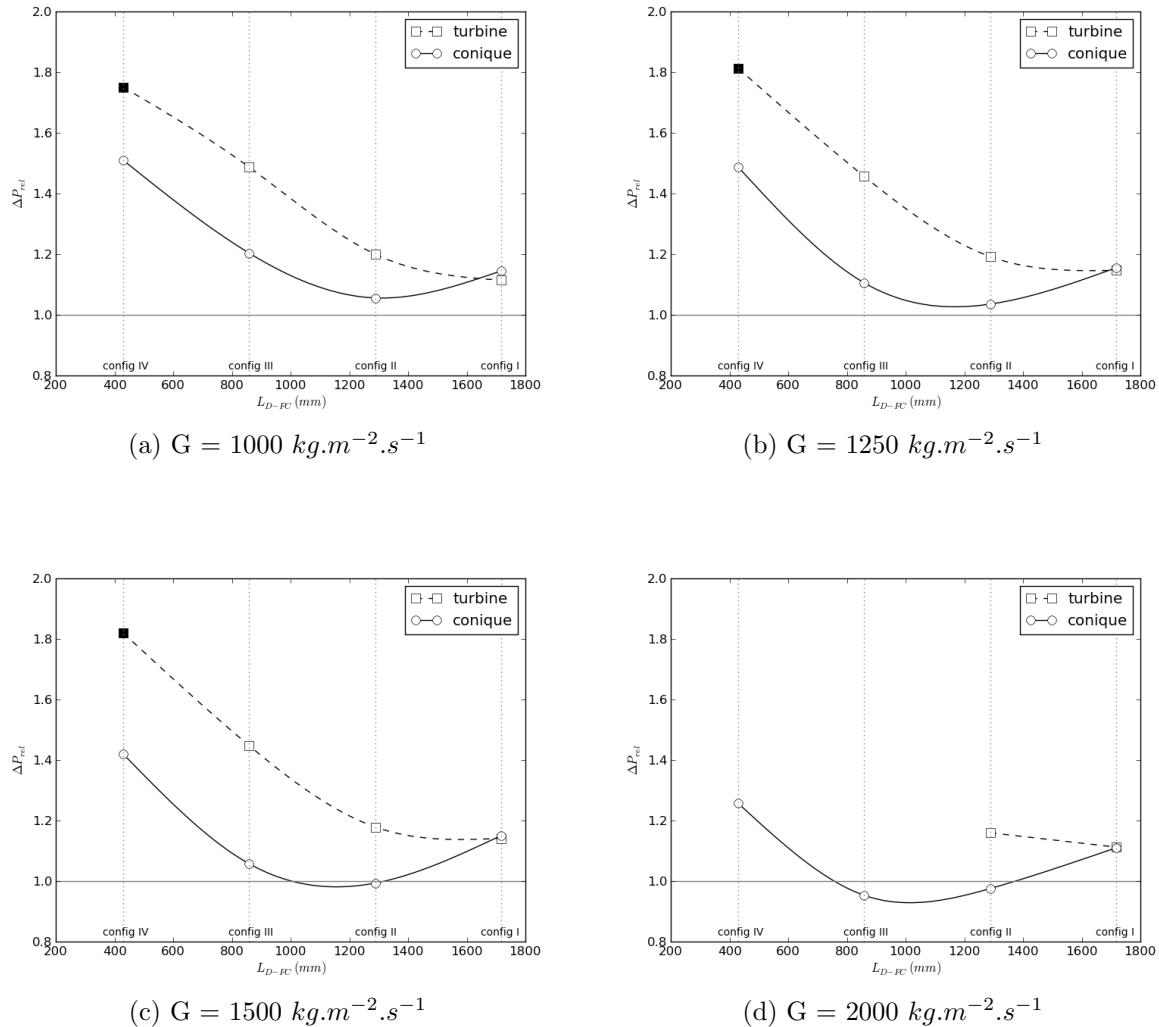


Figure 7.12  $\Delta P_{rel}$  en fonction de  $L_{D-FC}$  -  $P_{out} = 10 \text{ bar}$  -  $\Delta T_{SR} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$

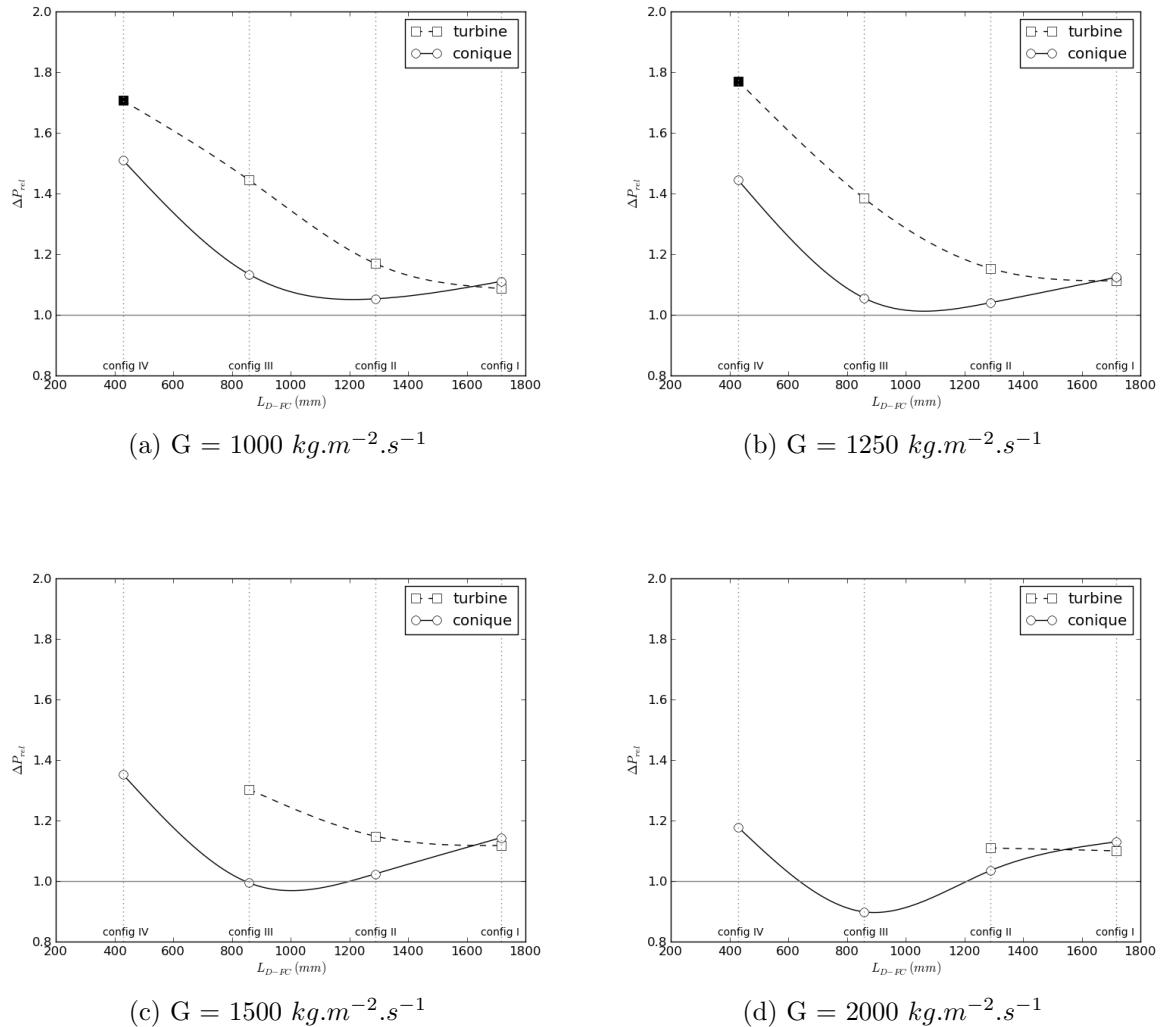


Figure 7.13  $\Delta P_{rel}$  en fonction de  $L_{D-FC}$  -  $P_{out} = 10 \text{ bar}$  -  $\Delta T_{SR} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$

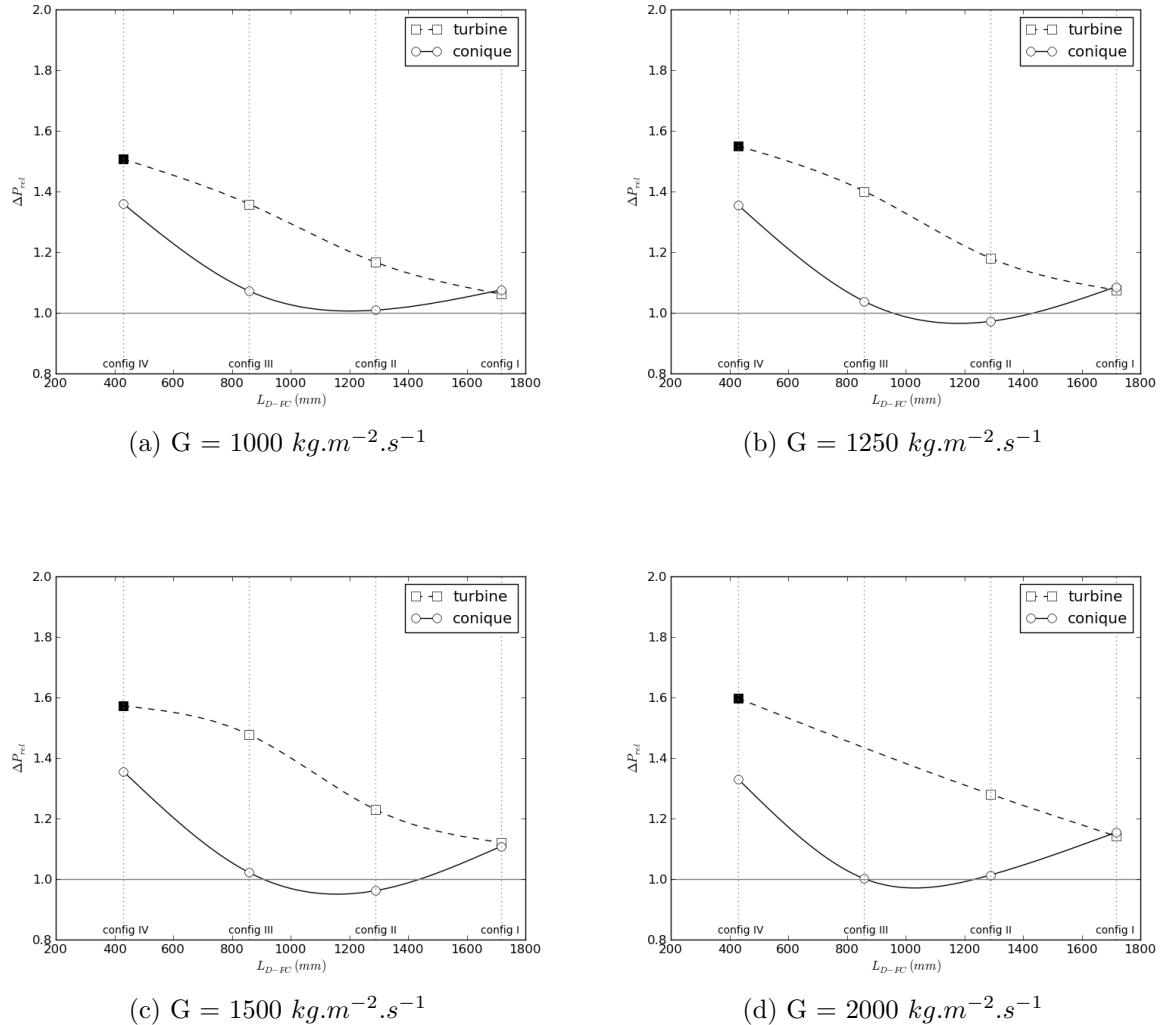


Figure 7.14  $\Delta P_{rel}$  en fonction de  $L_{D-FC}$  -  $P_{out} = 30 \text{ bar}$  -  $\Delta T_{SR} = 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$

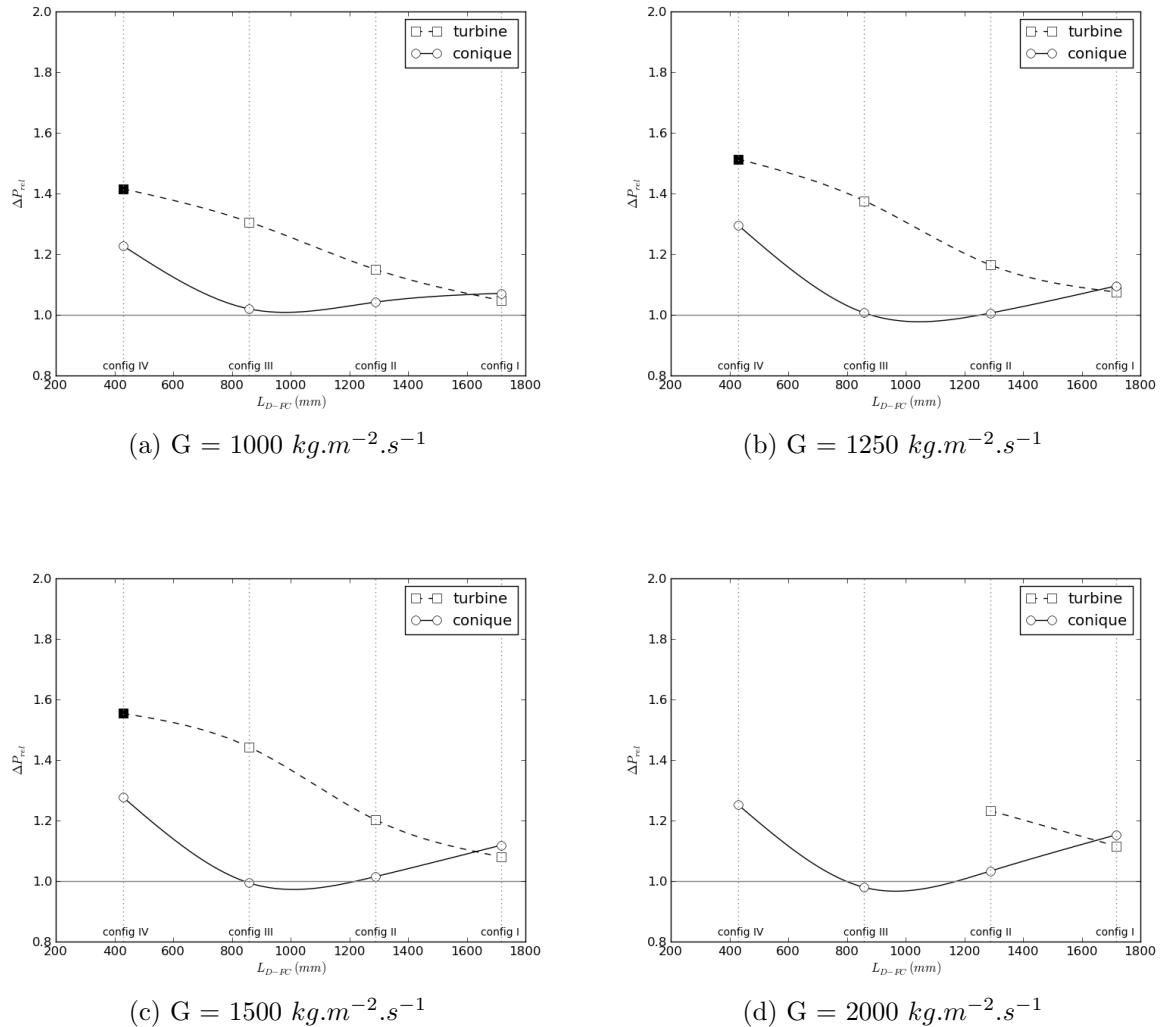


Figure 7.15  $\Delta P_{rel}$  en fonction de  $L_{D-FC}$  -  $P_{out} = 30 \text{ bar}$  -  $\Delta T_{SR} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$

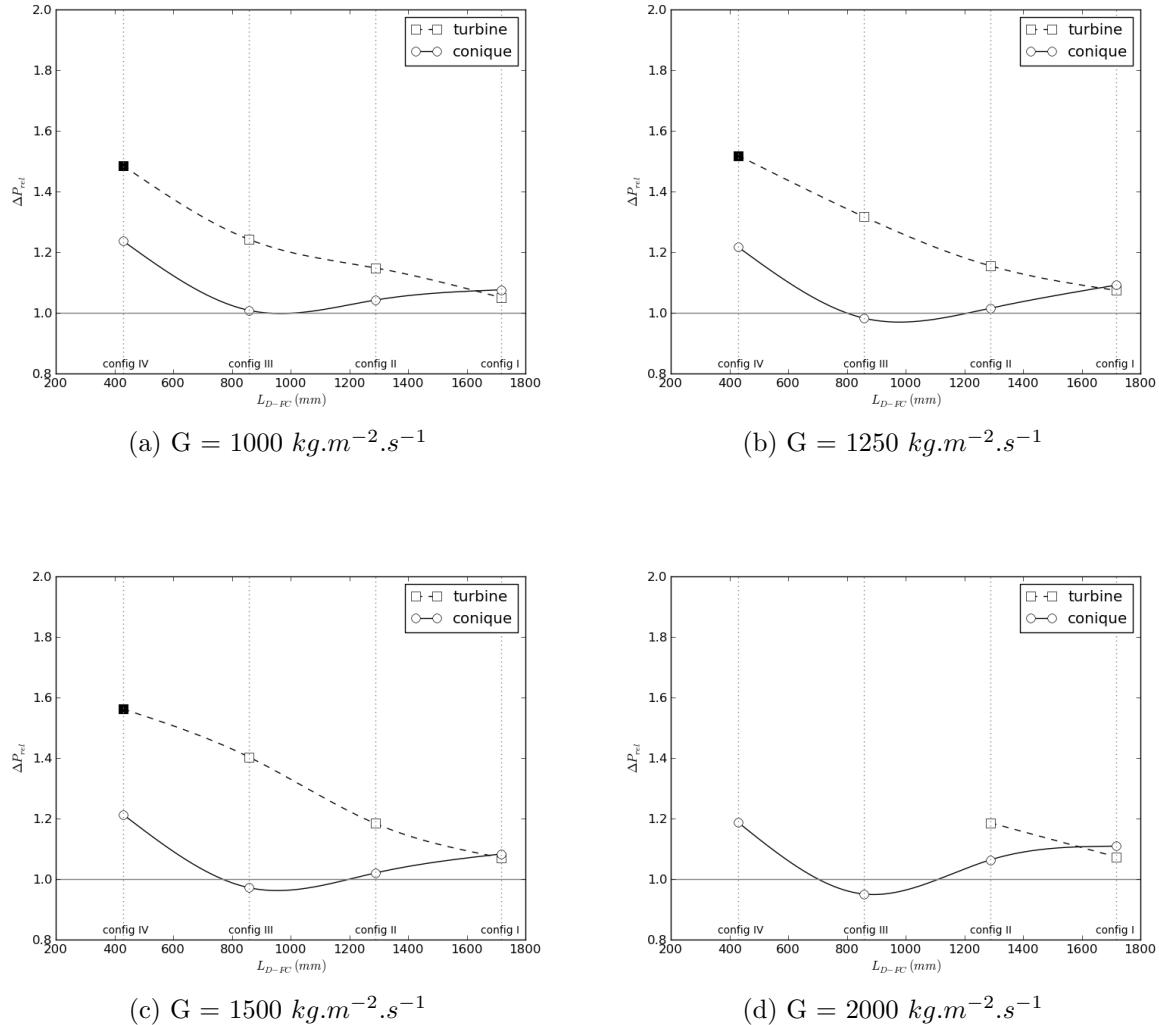


Figure 7.16  $\Delta P_{rel}$  en fonction de  $L_{D-FC}$  -  $P_{out} = 30 \text{ bar}$  -  $\Delta T_{SR} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$

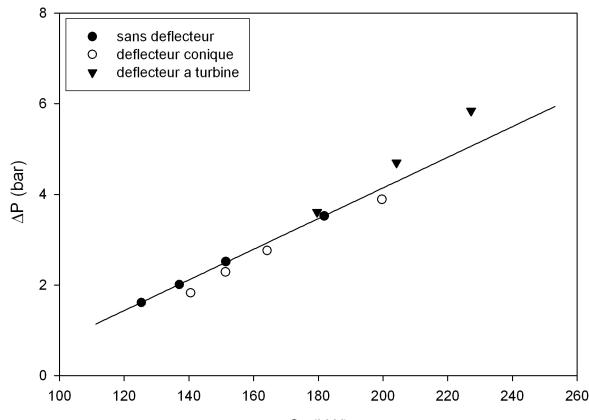
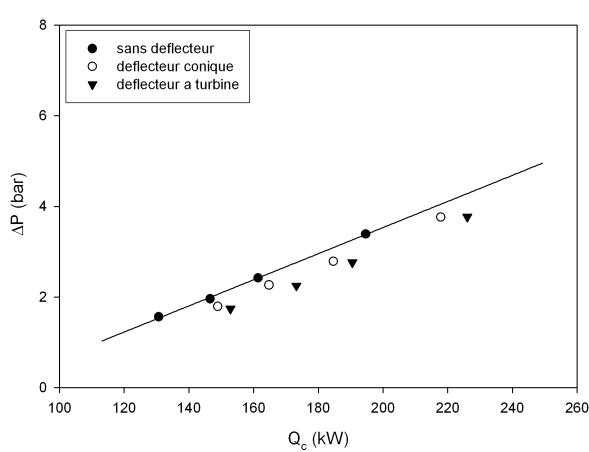
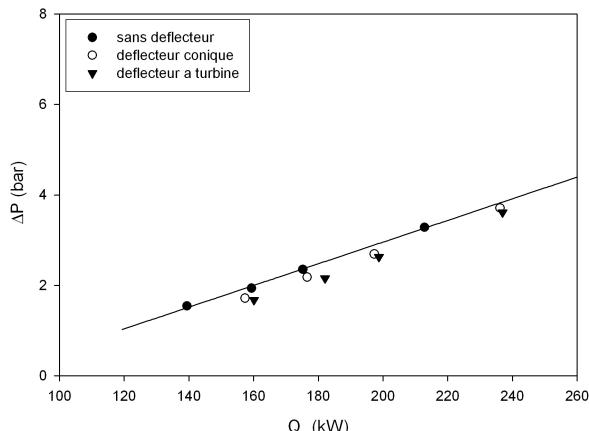
(a)  $\Delta T_{SR} = 2^\circ\text{C}$ (b)  $\Delta T_{SR} = 15^\circ\text{C}$ (c)  $\Delta T_{SR} = 30^\circ\text{C}$ 

Figure 7.17 Pertes de pression en fonction de la puissance critique - Configuration I -  $P_{out} = 10$  bar

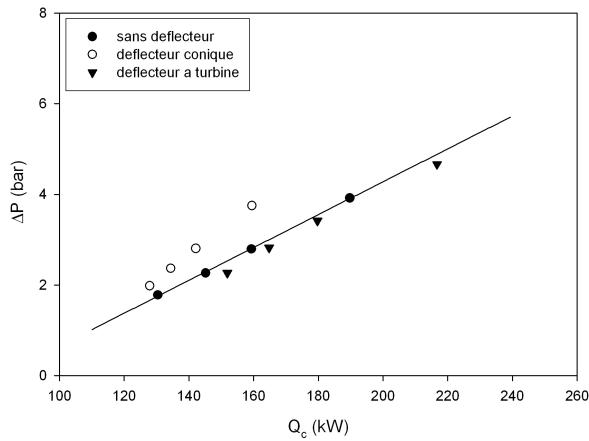
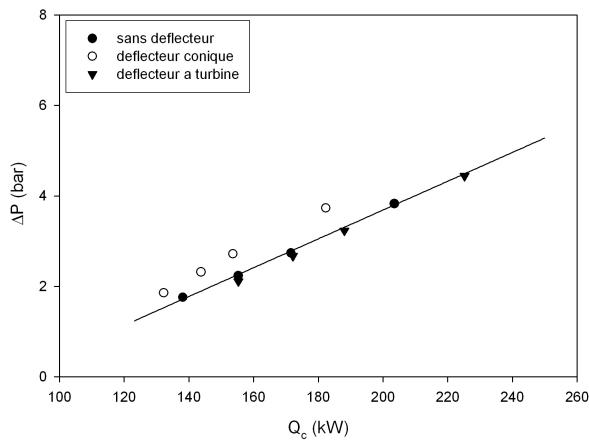
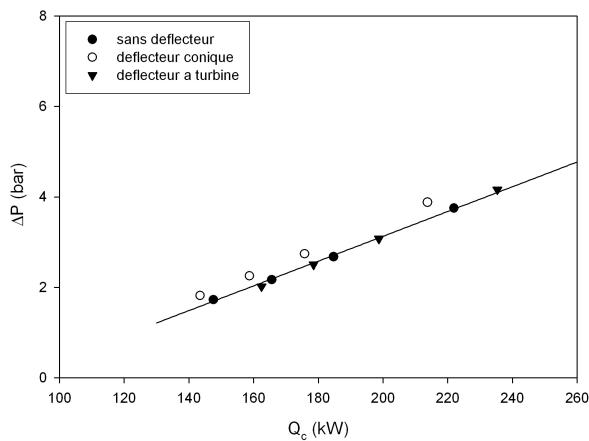
(a)  $\Delta T_{SR}=2^\circ\text{C}$ (b)  $\Delta T_{SR}=15^\circ\text{C}$ (c)  $\Delta T_{SR}=30^\circ\text{C}$ 

Figure 7.18 Pertes de pression en fonction de la puissance critique - Configuration II -  $P_{out}=10$  bar

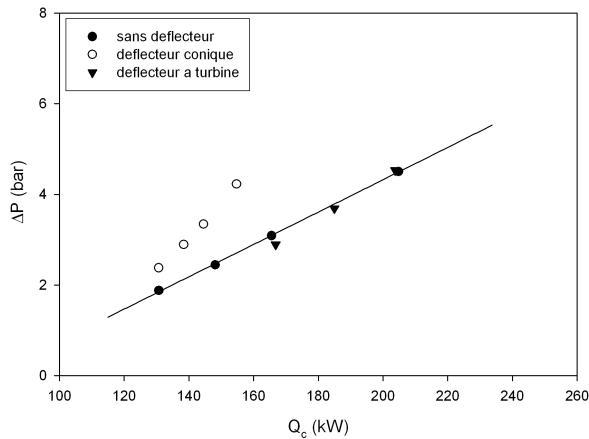
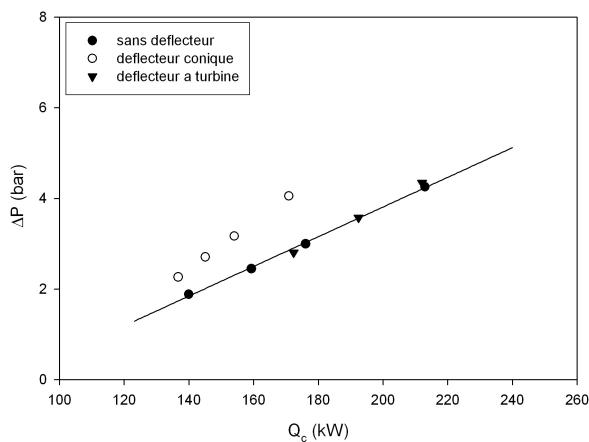
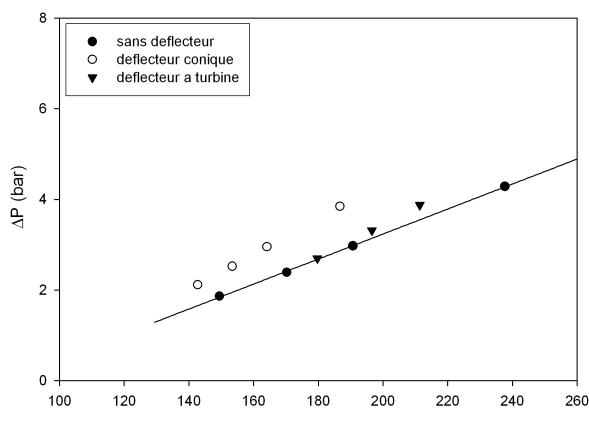
(a)  $\Delta T_{SR} = 2^\circ\text{C}$ (b)  $\Delta T_{SR} = 15^\circ\text{C}$ (c)  $\Delta T_{SR} = 30^\circ\text{C}$ 

Figure 7.19 Pertes de pression en fonction de la puissance critique - Configuration III -  $P_{out}=10\text{ bar}$

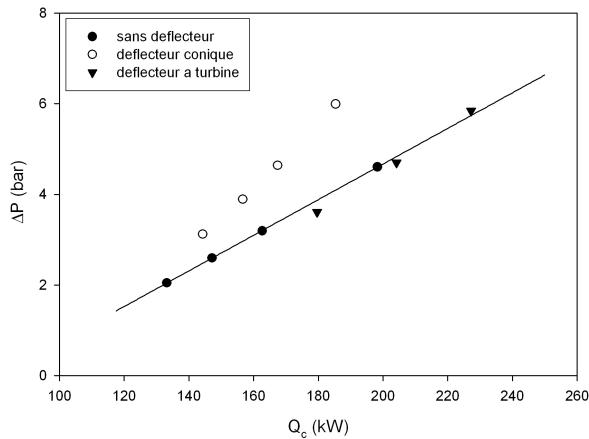
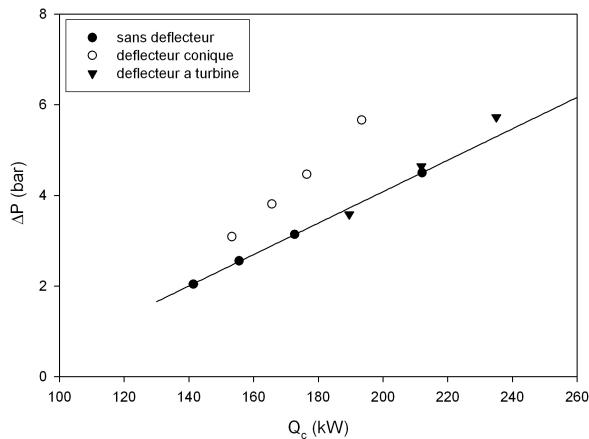
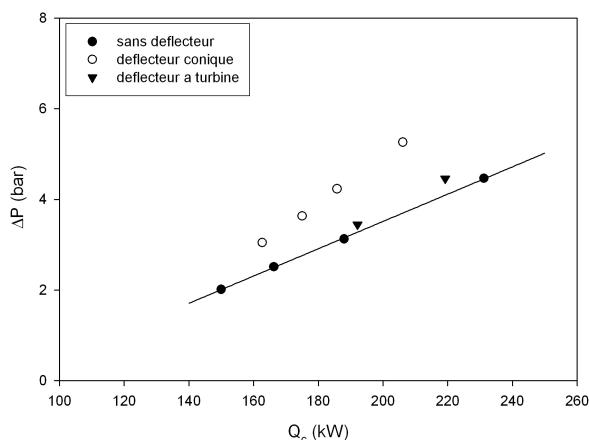
(a)  $\Delta T_{SR} = 2^\circ\text{C}$ (b)  $\Delta T_{SR} = 15^\circ\text{C}$ (c)  $\Delta T_{SR} = 30^\circ\text{C}$ 

Figure 7.20 Pertes de pression en fonction de la puissance critique - Configuration IV -  $P_{out}=10\text{ bar}$

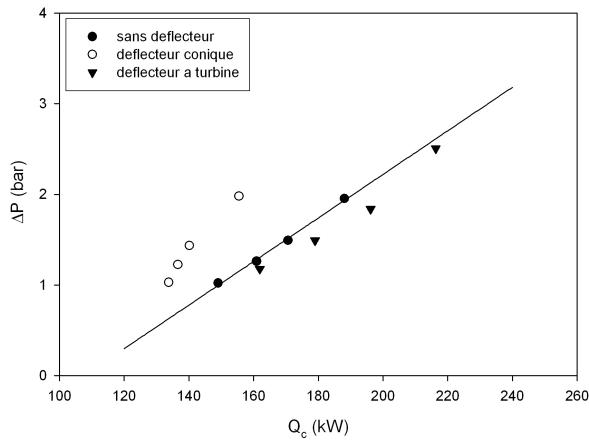
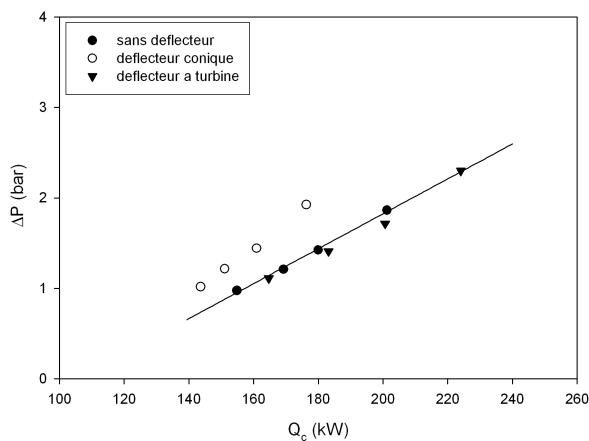
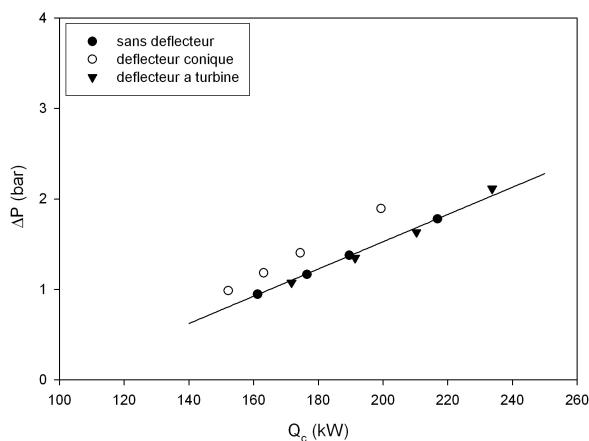
(a)  $\Delta T_{SR}=2^\circ\text{C}$ (b)  $\Delta T_{SR}=15^\circ\text{C}$ (c)  $\Delta T_{SR}=30^\circ\text{C}$ 

Figure 7.21 Pertes de pression en fonction de la puissance critique - Configuration II -  $P_{out}=30$  bar

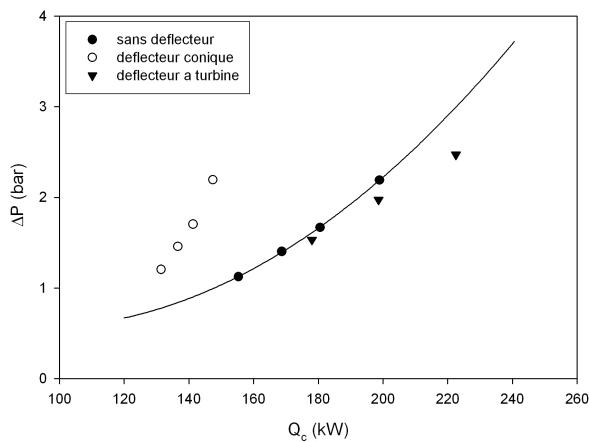
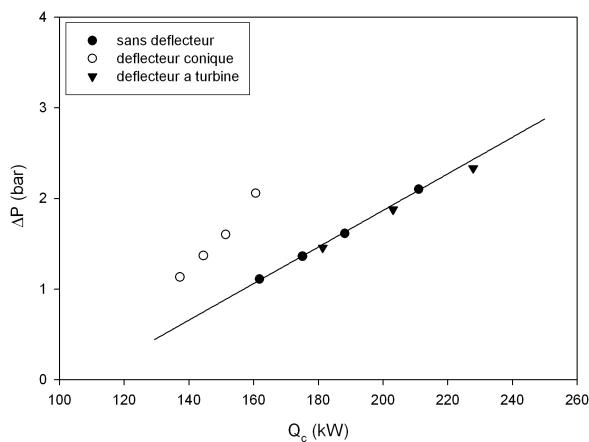
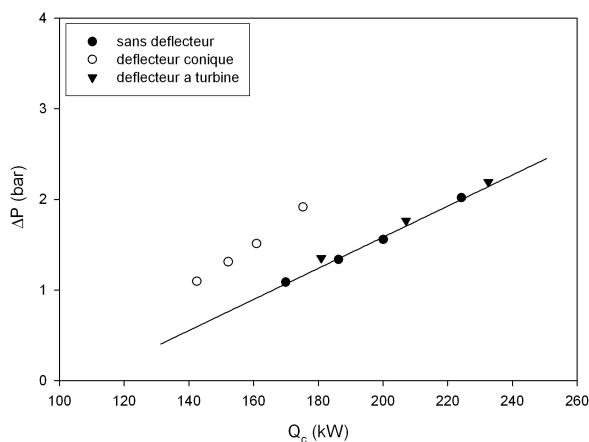
(a)  $\Delta T_{SR} = 2^\circ\text{C}$ (b)  $\Delta T_{SR} = 15^\circ\text{C}$ (c)  $\Delta T_{SR} = 30^\circ\text{C}$ 

Figure 7.22 Pertes de pression en fonction de la puissance critique - Configuration III -  $P_{out}=30\text{ bar}$

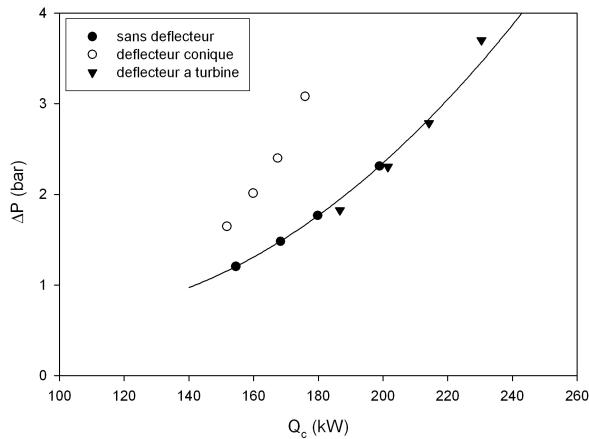
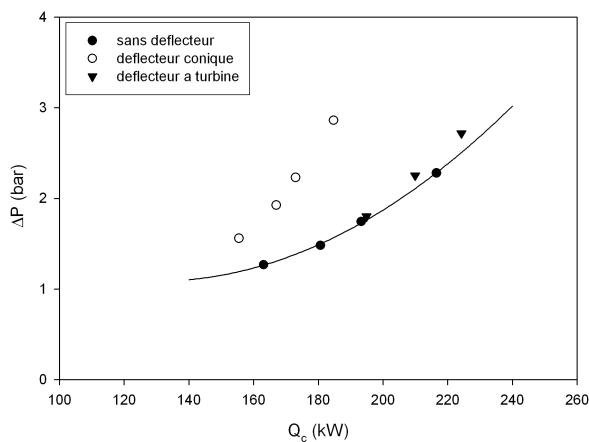
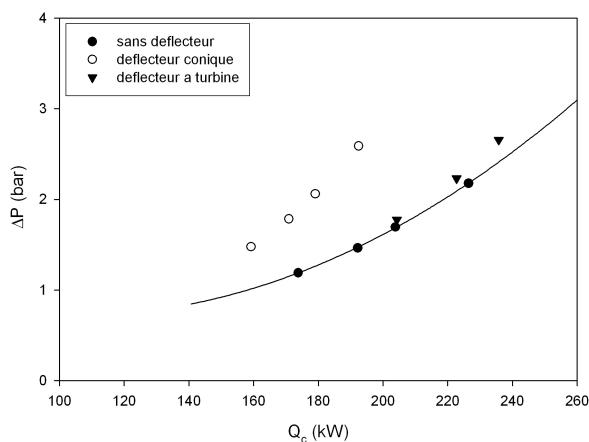
(a)  $\Delta T_{SR} = 2^\circ\text{C}$ (b)  $\Delta T_{SR} = 15^\circ\text{C}$ (c)  $\Delta T_{SR} = 30^\circ\text{C}$ 

Figure 7.23 Pertes de pression en fonction de la puissance critique - Configuration IV -  $P_{out}=30\text{ bar}$

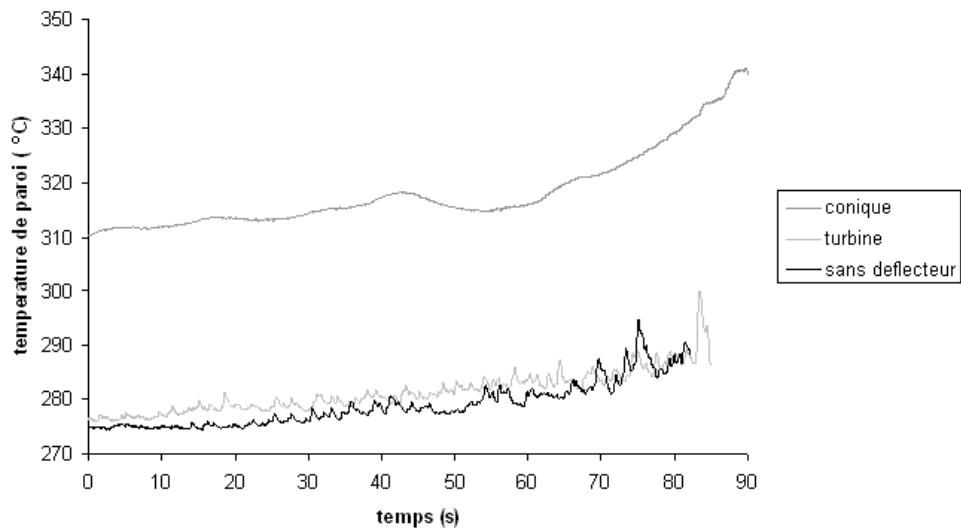


Figure 7.24 Températures de paroi au niveau du flux de chaleur critique en fonction du déflecteur utilisé. Configuration III -  $P_{out} = 10 \text{ bar}$  -  $\Delta T_{SR} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$  -  $G = 1500 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$

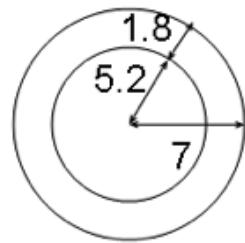


Figure 7.25 Représentation schématique du déflecteur conique dans la section d'essai, vue de dessus (Les longueurs sont données en mm).

## CHAPITRE 8

### CONCLUSION

Des essais pour accroître le flux de chaleur critique par assèchement ont été réalisées sur une section d'essais verticale chauffée uniformément. Deux déflecteurs différents ont été insérés à l'intérieur de la section d'essais dans le but d'augmenter le dépôt des gouttelettes sur le film de liquide. Près de 300 valeurs de FCC ont été déterminées à plusieurs pressions, débits massiques et sous-refroidissements.

Pour des raisons pratiques, la position du déflecteur a été maintenue inchangée et seules les barres de chauffage ont été déplacées afin de faire varier la position relative du déflecteur par rapport à la zone chauffée. Cela a induit la présence de zones adiabatiques de longueur variables selon la configuration choisie en amont et en aval de la zone chauffée.

Lors des expériences de référence (sans déflecteur), nous avons remarqué que, de façon inattendue, la présence de ces zones adiabatiques induisait des variations dans les valeurs du flux de chaleur critique. La zone adiabatique en amont de la zone chauffée ne peut logiquement pas avoir d'impact sur le flux de chaleur critique, c'est donc la présence de la zone en aval de la zone chauffée qui peut avoir une influence. Ainsi, une augmentation de la distance entre la fin de la zone chauffée et la fin de la section d'essais provoque dans le cas général une augmentation du flux de chaleur critique, augmentation pouvant aller jusqu'à 13% environ.

Les causes physiques de cette augmentation n'ont pas été clairement identifiées. Cependant, deux hypothèses possibles ont été présentées :

- un dépôt de gouttelettes sur le film plus important dans la zone adiabatique que dans la zone chauffée, produisant une augmentation de l'épaisseur de celui-ci en zone non chauffée et qui peut avoir une influence, par action de la gravitation, sur l'épaisseur du film dans la zone chauffée.
- la formation d'un ruisseau en aval de la zone chauffée peut également avoir une influence sur le flux de chaleur critique. Or, l'apparition du ruisseau peut être fonction de la longueur de la zone adiabatique.

Un effet combiné de ces phénomènes est également possible.

Néanmoins, le but principal de ce mémoire était l'étude de l'influence de l'insertion d'un déflecteur. Deux déflecteurs différents ont été testés : un déflecteur conique et un déflecteur à turbine.

Le déflecteur conique a induit une baisse de la valeur du flux de chaleur critique pour

la majorité des expériences. Ce phénomène peut être expliqué par la taille radiale trop importante du déflecteur par rapport au diamètre du tube, ce qui entraîne une destruction du film de liquide. Il entraîne également une hausse importante des pertes de pression. De plus, le comportement de la température de paroi en sortie de la zone chauffée avec le déflecteur conique est inhabituel, les fluctuations de température de paroi étant beaucoup plus lente que lors des expériences témoin. Cela peut être dû à la détérioration du film de liquide au niveau du déflecteur.

En revanche, l'insertion du déflecteur à turbine a permis une augmentation substantielle du flux de chaleur critique pour tous les cas testés. Cette augmentation est fonction de la position relative du déflecteur par rapport à la zone chauffée et est maximale lorsque celui-ci est proche de la sortie (+ 30-40 % par rapport aux expériences témoin). Ce déflecteur permet en effet un dépôt important de gouttelettes initialement contenues dans le cœur de vapeur sur le film de liquide. Le débit de celui-ci augmente et son assèchement est retardé. L'étude des pertes de pression en présence du déflecteur à turbine indique que le gain en matière de flux de chaleur critique surpassé l'augmentation des pertes de pression.

Des expériences supplémentaires sont nécessaires pour éclaircir les nombreux phénomènes incompris. D'autres expériences, comprenant plusieurs déflecteurs à turbine les uns à la suite des autres pourraient également être mises en place afin d'augmenter plus significativement le FCC.

## RÉFÉRENCES

- ALDRICH, M. E., FARNSWORTH, D. A., MORGAN, C. D. et TUCKER, J. S. (1994). *Spacer grid for a nuclear fuel assembly*. U. S. Patent Office. Patent number 5299245.
- AMMERMAN, C. et YOU, S. (2001). Enhancing small-channel convective boiling performance using a microporous surface coating. *Journal of heat transfer*, 123, 976–983.
- ANGLART, H. et PERSSON, P. (2007). Experimental investigation of post-dryout heat transfer in annulus with spacers. *International Journal of Multiphase Flow*, 33, 809–821.
- BANG, I. et CHANG, S. (2005). Boiling heat transfer performance and phenomena of  $Al_2O_3$ –water nano-fluids from a plain surface in a pool. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 48, 2407–2419.
- BEJAN, A. et KRAUS, A. (2003). *Heat transfer handbook*. Wiley-Interscience.
- BERGLES, A. (1964). The influence of flow vibrations on forced-convection heat transfer. *J. Heat Transfer*, 7, 559–560.
- BERGLES, A. (1997). Heat transfer enhancement—the maturing of second-generation heat transfer technology. *Heat Transfer Engineering*, 18, 47–55.
- BERGLES, A. et KANDLIKAR, S. (2005). On the nature of critical heat flux in micro-channels. *Transactions of the ASME-C-Journal of Heat Transfer*, 127, 101–107.
- BRICARD, P. (1992). Modélisation fine de la crise d'ébullition : analyse critique de la bibliographie et présentation détaillée de 4 modèles théoriques. *EDF, Direction des Etudes et Recherches*.
- BRYAN, W. J. (1993). *DNB performing spacer grids*. U. S. Patent Office. Patent number 5243634.
- BUETTIKER, P. (1988). *Box-type flow deflector for nuclear fuel grid*. U. S. Patent Office. Patent number 4725403.
- CELATA, G., CUMO, M. et MARIANI, A. (1994). Enhancement of CHF water subcooled flow boiling in tubes using helically coiled wires. *International journal of heat and mass transfer*, 37, 53–53.
- CHENG, L. et XIA, G. (2002). Experimental study of CHF in a vertical spirally internally ribbed tube under the condition of high pressures. *International Journal of Thermal Sciences*, 41, 396–400.
- CHISHOLM, D. (1983). *Two-phase flow in pipelines and heat exchangers*. G. Godwin.

- CHUNG, J., BAEK, W. et CHANG, S. (1996). Effects of the spacer and mixing vanes on critical heat flux for low-pressure water at low-velocities. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 23, 757–765.
- COLLIER, J. G. (1996). *Convective Boiling and Condensation - Third edition*. Mc-Graw-Hill, New York.
- DE CRECY, F. (1994). The effect of grid assembly mixing vanes on critical heat flux values and azimuthal location in fuel assemblies. *Nuclear engineering and design*, 149, 233–241.
- DOROSHCHUK, V., LANTSMAN, F. et LEVITAN, L. (1970). Peculiar type of burnout in evaporative tubes. *pp B6. 1.1-10 of Heat Transfer 1970. Vol. VI./Grigull, Ulrich (ed.). Amsterdam.*
- GOVAN, A. (1990). *Modelling of vertical annular and dispersed two-phase flows*. Thèse de doctorat, Imperial College.
- GROENEVELD, D., SHAN, J., VASIC, A., LEUNG, L., DURMAYAZ, A., YANG, J., CHENG, S. et TANASE, A. (2007). The 2006 CHF look-up table. *Nuclear Engineering and Design*, 237, 1909–1922.
- HARTLEY, D. et MURGATROYD, W. (1964). Criteria for the break-up of thin liquid layers flowing isothermally over solid surfaces. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 7, 1003–1015.
- HEWITT, G. et HALL-TAYLOR, N. (1970). *Annular two-phase flow*. Pergamon Press Oxford.
- HEWITT, G. et LACEY, P. (1965). The breakdown of the liquid film in annular two-phase flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 8, 781–791.
- HEWITT, G. et ROBERTS, D. (1969). Studies of two-phase flow patterns by simultaneous X-ray and flash photography. Rapport technique, AERE-M-2159, Atomic Energy Research Establishment, Harwell (England).
- HWANG, G. et KAVIANY, M. (2006). Critical heat flux in thin, uniform particle coatings. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 844–849.
- JAYANTI, S. et VALETTE, M. (2004). Prediction of dryout and post-dryout heat transfer at high pressures using a one-dimensional three-fluid model. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 4895–4910.
- JOULE, J. (1861). On the surface-condensation of steam. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, 133–160.
- KATAOKA, I., ISHII, M. et NAKAYAMA, A. (2000). Entrainment and desposition rates of droplets in annular two-phase flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43, 1573–1589.

- KIM, C., BANG, I. et CHANG, S. (2005). Critical heat flux performance for flow boiling of R-134a in vertical uniformly heated smooth tube and rifled tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 2868–2877.
- KIM, D., LEE, Y. et CHANG, S. (2007). Effects of mechanical vibration on critical heat flux in vertical annulus tube. *Nuclear Engineering and Design*, 237, 982–987.
- KIRILLOV, P. (1996). Heat-transfer crisis in channels. *Atomic Energy*, 80, 348–357.
- LEE, Y. et MUDAWAR, I. (1988). A mechanistic critical heat flux model for subcooled flow boiling based on local bulk conditions. *International journal of multiphase flow*, 14, 711–726.
- LEVITAN, L. et BOREVSKIY, L. (1989). Holography of steam-water flows. *Energoatomizdat, Moscow*.
- LEVITAN, L. et ORLOVA, I. (1990). Origin of burnout in tubes with flow of subcooled water and wet steam. *Thermal Engng*, 37, 300–305.
- LITER, S. et KAVIANY, M. (2001). Pool-boiling CHF enhancement by modulated porous-layer coating : theory and experiment. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 4287–4311.
- MATZNER, B., H.B., K. et SMITH, D. (1996). *Spacer for nuclear fuel rods*. U. S. Patent Office. Patent number 5546437.
- NIGMATULIN, R., NIGMATULIN, B., KHODZHAEV, Y. et KROSHILIN, V. (1996). Entrainment and deposition rates in a dispersed-film flow. *International Journal of Multiphase Flow*, 22, 19–30.
- OKAWA, T., KOTANI, A., KATAOKA, I. et NAITO, M. (2003). Prediction of critical heat flux in annular flow using a film flow model. *Journal of Nuclear Science and Technology*, 40, 388–396.
- OLEKHNOVITCH, A. (1999). *Etude du flux de chaleur critique à des pressions faibles*. Thèse de doctorat, Ecole Polytechnique de Montréal.
- OLEKHNOVITCH, A. (2008). Diminution de la température de la paroi observée à proximité du flux de chaleur critique de type d'assèchement. *International Journal of Thermal Sciences*, 47, 1158–1168.
- OLEKHNOVITCH, A., SUN, J. et TEYSSEDOU, A. (2008). A complex but accurate correlation for predicting critical heat flux in a round tube for low and medium pressures under circumferentially non-uniform heating conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51, 2041–2054.

- OLEKHNOVITCH, A., TEYSSEDOU, A., TYE, P. et CHAMPAGNE, P. (2001). Critical heat flux under choking flow conditions part i—outlet pressure fluctuations. *Nuclear Engineering and Design*, 205, 159–173.
- PATTERSON, J. et GALBRAITH, K. (1978). *Mixing vane grid spacer*. U. S. Patent Office. Patent number 4089741.
- PENG, S. (2008). Heat flux effect on the droplet entrainment and deposition in annular flow dryout. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 13, 2223–2235.
- PIORO, I., GROENEVELD, D., DOERFFER, S., GUO, Y., CHENG, S. et VASIĆ, A. (2002). Effects of flow obstacles on the critical heat flux in a vertical tube cooled with upward flow of R-134a. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, 4417–4433.
- POPESCU, O. (2009). *Développement du système d'acquisition des données et de contrôle pour les boucles thermiques eau-vapeur et au fréon de l'IGN*. Mémoire de maîtrise, Ecole Polytechnique de Montréal.
- REVELLIN, R. et THOME, J. (2008). A theoretical model for the prediction of the critical heat flux in heated microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51, 1216–1225.
- ROHSENOW, W., HARTNETT, J. et CHO, Y. (1998). *Handbook of heat transfer*. McGraw-Hill Professional.
- SHIN, B. et CHANG, S. (2009). CHF experiment and CFD analysis in a  $2 \times 3$  rod bundle with mixing vane. *Nuclear Engineering and Design*, 239, 899–912.
- THOME, J. (1990). *Enhanced boiling heat transfer*. Hemisphere New York.
- VASSALLO, P., KUMAR, R. et D'AMICO, S. (2004). Pool boiling heat transfer experiments in silica–water nano-fluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 407–411.
- WANG, X. et MUJUMDAR, A. (2007). Heat transfer characteristics of nanofluids : a review. *International Journal of Thermal Sciences*, 46, 1–19.
- WEISMAN, J. et PEI, B. (1983). Prediction of critical heat flux in flow boiling at low qualities. *International journal of heat and mass transfer*, 26, 1463–1477.
- WHALLEY, P., HUTCHINSON, P. et HEWITT, G. (1974). Calculation of critical heat flux in forced convection boiling. *5. international heat transfer conference*. vol. 3.
- XIE, H., KOSHIZUKA, S. et OKA, Y. (2005). Simulation of drop deposition process in annular mist flow using three-dimensional particle method. *Nuclear Engineering and Design*, 235, 1687–1697.
- XUAN, Y. et ROETZEL, W. (2000). Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43, 3701–3707.

- YIN, S., LIU, T., Y.D., H. et TAIN, R. (1988). An investigation of the limiting quality phenomenon of critical heat flux. *Particulate Phenomena and Multiphase Transport*, 2, 157–173.
- YOU, S., KIM, J. et KIM, K. (2003). Effect of nanoparticles on critical heat flux of water in pool boiling heat transfer. *Applied Physics Letters*, 83, 3374.
- ZARNETT, G. et CHARLES, M. (1969). Cocurrent gas–liquid flow in horizontal tubes with internal spiral ribs. *Can. J. Chem. Eng*, 47, 238.
- ZUBER, N. et FINDLAY, J. (1965). Average volumetric concentration in two-phase flow systems. *J. Heat Transfer*, 87, 453–468.

## ANNEXE A

## RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX

Deflecteur	Config	$P_{out}$	$G$	$T_{in}$	Sous-refr	$x_{out}$	$Q_c$	CHF	$\Delta P$
-	-	bar	$kg.m^{-2}.s^{-1}$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	-	kW	$kW.m^{-2}$	bar
non	1	9.874	980.142	177.827	1.547	0.409	125.325	1417.275	1.632
non	1	9.938	1954.330	177.703	1.951	0.296	181.837	2056.370	3.540
non	1	9.857	1474.934	177.977	1.320	0.328	151.447	1712.686	2.532
non	1	9.898	1972.741	164.982	14.498	0.287	194.652	2201.285	3.405
non	1	9.887	1472.442	164.782	14.647	0.322	161.438	1825.676	2.437
non	1	9.892	982.212	165.451	14.001	0.398	130.681	1477.848	1.580
non	1	9.880	1002.424	150.216	29.184	0.385	139.451	1577.024	1.561
non	1	9.947	1492.951	150.048	29.644	0.314	175.212	1981.449	2.368
non	1	9.919	1986.728	150.065	29.504	0.282	212.848	2407.063	3.299
non	1	9.847	1224.609	177.984	1.272	0.358	137.069	1550.097	2.026
non	1	9.846	1229.392	164.670	14.580	0.352	146.563	1657.457	1.977
non	1	9.839	1235.850	149.887	29.335	0.352	159.413	1802.777	1.955
non	1	29.792	971.510	232.140	1.366	0.535	144.637	1635.678	0.925
non	1	29.814	1220.334	231.858	1.688	0.462	157.436	1780.419	1.149
non	1	29.829	1221.716	218.511	15.064	0.453	166.257	1880.169	1.122
non	1	29.819	971.948	219.412	14.144	0.532	152.818	1728.191	0.913
non	1	29.721	977.603	204.329	29.044	0.518	160.169	1811.325	0.895
non	1	29.729	1223.743	204.176	29.212	0.439	173.860	1966.157	1.082
non	1	29.796	1464.416	231.593	1.920	0.405	166.040	1877.715	1.353
non	1	29.834	1943.390	232.207	1.376	0.335	182.027	2058.515	1.765
non	1	29.807	1946.010	218.941	14.593	0.327	196.215	2218.964	1.682
non	1	29.774	1459.919	219.116	14.356	0.404	178.150	2014.667	1.324
non	1	29.834	1475.679	204.161	29.422	0.396	192.317	2174.883	1.290
non	1	29.829	1969.700	204.099	29.475	0.321	216.203	2445.005	1.627
non	2	9.857	980.911	178.166	1.132	0.426	130.385	1474.499	1.797
non	2	9.912	1234.526	178.199	1.342	0.376	145.166	1641.661	2.283
non	2	9.801	1471.518	177.999	1.055	0.346	159.327	1801.800	2.811
non	2	10.051	1961.048	177.995	2.152	0.308	189.780	2146.188	3.936
non	2	9.930	1953.967	165.316	14.304	0.305	203.513	2301.497	3.845
non	2	9.908	1456.036	165.238	14.284	0.349	171.543	1939.956	2.755
non	2	9.862	1217.725	165.226	14.098	0.380	155.294	1756.198	2.255
non	2	9.852	982.916	165.188	14.091	0.422	138.146	1562.274	1.775
non	2	9.822	997.753	150.243	28.903	0.414	147.586	1669.025	1.743
non	2	9.857	1233.775	150.009	29.290	0.369	165.608	1872.839	2.185
non	2	9.873	1489.017	150.171	29.199	0.337	184.766	2089.488	2.696

Deflecteur -	Config -	$P_{out}$ bar	$G$ $kg.m^{-2}.s^{-1}$	$T_{in}$ °C	Sous-refr °C	$x_{out}$ -	$Q_c$ kW	CHF kW.m <sup>-2</sup>	$\Delta P$ bar
non	2	9.957	1991.004	150.174	29.561	0.296	221.939	2509.868	3.767
non	2	29.799	975.567	231.819	1.699	0.548	149.051	1685.597	1.023
non	2	29.816	1223.924	232.050	1.500	0.472	160.946	1820.112	1.279
non	2	29.818	1465.085	232.056	1.497	0.417	170.637	1929.708	1.509
non	2	29.825	1956.849	231.869	1.698	0.343	188.113	2127.342	1.971
non	2	29.768	1966.925	218.769	14.692	0.332	201.240	2275.789	1.880
non	2	29.750	1465.512	219.142	14.286	0.407	179.976	2035.323	1.440
non	2	29.834	1217.455	218.915	14.669	0.465	169.272	1914.266	1.226
non	2	29.798	971.966	218.784	14.734	0.538	154.863	1751.318	0.981
non	2	29.765	987.360	204.200	29.255	0.515	161.226	1823.279	0.951
non	2	29.763	1239.551	204.047	29.404	0.439	176.519	1996.230	1.181
non	2	29.779	1494.009	204.187	29.294	0.384	189.597	2144.119	1.393
non	2	29.825	1990.971	203.766	29.801	0.317	216.834	2452.145	1.796
non	3	9.921	984.466	178.563	1.015	0.426	130.748	1478.606	1.898
non	3	9.903	1221.851	178.157	1.344	0.388	148.167	1675.591	2.460
non	3	9.863	1473.619	178.026	1.298	0.359	165.552	1872.201	3.105
non	3	9.987	1959.982	178.222	1.648	0.333	204.805	2316.111	4.522
non	3	9.907	1976.035	164.633	14.885	0.315	212.938	2408.076	4.273
non	3	9.843	1470.335	164.532	14.705	0.354	176.088	1991.352	3.013
non	3	9.807	1232.961	164.766	14.313	0.385	159.309	1801.594	2.465
non	3	9.820	983.793	164.620	14.517	0.427	139.982	1583.035	1.898
non	3	9.834	991.311	149.688	29.510	0.422	149.494	1690.604	1.881
non	3	9.882	1240.900	149.861	29.546	0.378	170.277	1925.636	2.410
non	3	9.833	1495.170	149.780	29.412	0.348	190.740	2157.050	2.989
non	3	9.968	1979.230	150.112	29.675	0.323	237.682	2687.912	4.301
non	3	29.823	969.870	232.346	1.217	0.576	155.300	1756.258	1.141
non	3	29.825	1217.789	232.173	1.394	0.497	168.746	1908.321	1.421
non	3	29.790	1467.249	231.872	1.629	0.441	180.598	2042.359	1.685
non	3	29.818	1960.973	231.929	1.624	0.363	198.920	2249.555	2.208
non	3	29.838	1964.630	218.694	14.897	0.350	211.055	2386.783	2.118
non	3	29.806	1470.484	219.185	14.346	0.426	188.204	2128.370	1.629
non	3	29.793	1223.317	218.969	14.538	0.480	175.125	1980.458	1.377
non	3	29.877	982.284	219.084	14.580	0.558	161.827	1830.073	1.127
non	3	29.738	984.884	204.091	29.313	0.548	169.944	1921.865	1.104
non	3	29.728	1237.473	203.616	29.770	0.468	186.278	2106.583	1.353
non	3	29.931	1484.769	203.504	30.259	0.410	200.105	2262.958	1.574
non	3	29.764	1985.350	204.091	29.361	0.333	224.295	2536.517	2.035
non	4	9.863	981.779	178.098	1.228	0.434	133.184	1506.154	2.065
non	4	9.801	1223.706	177.902	1.149	0.385	147.144	1664.024	2.613
non	4	9.850	1479.185	177.836	1.431	0.351	162.688	1839.809	3.213
non	4	9.942	1966.441	177.898	1.773	0.321	198.304	2242.587	4.623
non	4	9.885	1975.432	164.762	14.663	0.314	212.151	2399.185	4.517

Deflecteur	Config	$P_{out}$	$G$	$T_{in}$	Sous-refr	$x_{out}$	$Q_c$	CHF	$\Delta P$
-	-	bar	$kg.m^{-2}.s^{-1}$	°C	°C	-	kW	$kW.m^{-2}$	bar
non	4	9.836	1467.102	164.578	14.629	0.348	172.719	1953.249	3.155
non	4	9.819	1224.742	164.895	14.236	0.378	155.581	1759.442	2.571
non	4	9.884	991.060	164.785	14.631	0.428	141.427	1599.380	2.057
non	4	9.871	1000.131	150.085	29.275	0.420	149.978	1696.080	2.029
non	4	9.865	1241.473	149.732	29.602	0.368	166.262	1880.233	2.528
non	4	9.846	1495.245	149.881	29.371	0.342	187.988	2125.929	3.143
non	4	9.971	1991.470	150.096	29.702	0.310	231.248	2615.143	4.481
non	4	29.803	974.125	231.830	1.697	0.569	154.503	1747.250	1.223
non	4	29.829	1215.306	231.956	1.618	0.497	168.335	1903.671	1.498
non	4	29.781	1463.011	231.683	1.803	0.440	179.818	2033.538	1.783
non	4	29.846	1952.479	231.609	1.998	0.363	198.925	2249.614	2.328
non	4	29.801	977.641	219.095	14.427	0.566	163.112	1844.603	1.285
non	4	29.763	1232.705	218.970	14.481	0.492	180.678	2043.253	1.499
non	4	29.828	1481.069	218.983	14.589	0.434	193.301	2186.013	1.760
non	4	29.811	1982.946	218.703	14.838	0.356	216.565	2449.095	2.298
non	4	29.755	1002.671	203.934	29.503	0.551	173.784	1965.290	1.208
non	4	29.764	1253.922	203.943	29.511	0.478	192.215	2173.729	1.481
non	4	29.765	1501.722	204.004	29.451	0.415	203.862	2305.445	1.712
non	4	29.760	2007.133	203.919	29.527	0.332	226.485	2561.282	2.195
conique	4	9.831	980.460	177.896	1.290	0.471	144.319	1632.083	3.141
conique	4	9.864	1232.671	177.974	1.355	0.407	156.676	1771.820	3.911
conique	4	9.878	1476.704	177.933	1.457	0.362	167.446	1893.619	4.657
conique	4	9.826	984.901	165.072	14.089	0.471	153.319	1733.860	3.106
conique	4	9.882	1249.364	164.921	14.486	0.396	165.690	1873.763	3.824
conique	4	9.872	1482.215	165.110	14.256	0.353	176.463	1995.592	4.480
conique	4	9.939	1989.943	164.880	14.779	0.281	193.435	2187.525	5.678
conique	4	10.067	1941.369	177.652	2.565	0.303	185.376	2096.383	6.009
conique	4	9.894	996.066	150.311	29.150	0.464	162.698	1839.928	3.063
conique	4	9.898	1235.681	149.768	29.712	0.392	175.033	1979.414	3.651
conique	4	9.888	1494.100	149.905	29.530	0.337	185.793	2101.100	4.248
conique	4	9.928	1993.442	149.719	29.891	0.269	206.132	2331.115	5.278
conique	4	29.791	973.870	231.994	1.509	0.559	151.752	1716.144	1.663
conique	4	29.782	1217.484	231.845	1.642	0.471	159.876	1808.017	2.030
conique	4	29.771	1462.416	232.179	1.287	0.411	167.425	1893.380	2.418
conique	4	29.830	1942.147	231.917	1.659	0.323	175.909	1989.325	3.097
conique	4	29.823	975.938	218.726	14.838	0.538	155.458	1758.048	1.577
conique	4	29.832	1229.959	218.739	14.841	0.453	167.035	1888.975	1.942
conique	4	29.799	1480.762	218.949	14.570	0.385	172.993	1956.350	2.247
conique	4	29.885	1989.697	219.028	14.649	0.298	184.746	2089.267	2.877
conique	4	29.856	2012.725	204.862	28.763	0.272	192.458	2176.479	2.606
conique	4	29.758	1503.816	203.383	30.058	0.353	179.044	2024.780	2.077
conique	4	29.823	1244.626	203.787	29.777	0.420	170.890	1932.569	1.802

Deflecteur -	Config -	$P_{out}$ bar	$G$ $kg.m^{-2}.s^{-1}$	$T_{in}$ °C	Sous-refr °C	$x_{out}$ -	$Q_c$ kW	CHF kW.m <sup>-2</sup>	$\Delta P$ bar
conique	4	29.773	1000.472	203.825	29.645	0.499	159.220	1800.598	1.494
conique	3	9.828	984.358	178.241	0.931	0.426	130.684	1477.885	2.395
conique	3	9.830	1233.488	178.041	1.137	0.359	138.416	1565.323	2.910
conique	3	9.889	1474.894	177.910	1.529	0.313	144.553	1634.728	3.361
conique	3	9.881	1966.077	177.720	1.685	0.250	154.729	1749.806	4.244
conique	3	9.891	1978.250	165.220	14.230	0.248	170.882	1932.481	4.072
conique	3	9.865	1493.136	164.904	14.432	0.301	154.048	1742.105	3.185
conique	3	9.853	1231.961	164.995	14.288	0.348	145.066	1640.527	2.725
conique	3	9.865	988.372	165.000	14.332	0.415	136.714	1546.082	2.284
conique	3	9.854	993.809	149.659	29.628	0.399	142.733	1614.146	2.132
conique	3	9.902	1245.745	149.759	29.740	0.333	153.419	1734.989	2.543
conique	3	9.815	1490.247	149.859	29.256	0.292	164.132	1856.144	2.971
conique	3	9.845	1994.611	149.888	29.359	0.238	186.714	2111.516	3.863
conique	3	29.808	1945.382	231.608	1.928	0.269	147.400	1666.927	2.211
conique	3	29.804	1456.551	231.777	1.751	0.346	141.305	1597.990	1.721
conique	3	29.800	1220.168	231.731	1.788	0.400	136.634	1545.172	1.475
conique	3	29.831	969.849	231.804	1.775	0.485	131.416	1486.163	1.223
conique	3	29.792	971.119	218.475	15.031	0.472	137.243	1552.054	1.149
conique	3	29.851	1235.360	218.627	14.989	0.384	144.508	1634.214	1.386
conique	3	29.794	1476.747	218.901	14.609	0.333	151.399	1712.152	1.619
conique	3	29.820	1978.803	218.956	14.601	0.256	160.652	1816.788	2.074
conique	3	29.848	1989.601	203.566	30.043	0.242	175.285	1982.270	1.934
conique	3	29.796	1490.445	203.939	29.573	0.314	160.928	1819.907	1.529
conique	3	29.800	1248.448	204.191	29.329	0.366	152.220	1721.429	1.329
conique	3	29.854	997.986	203.578	30.042	0.439	142.457	1611.021	1.113
conique	2	9.846	981.492	178.367	0.882	0.418	127.879	1446.157	2.000
conique	2	9.939	1227.819	178.004	1.654	0.349	134.376	1519.633	2.385
conique	2	9.960	1476.367	178.037	1.713	0.307	142.123	1607.243	2.822
conique	2	9.987	1967.326	177.961	1.906	0.257	159.489	1803.631	3.766
conique	2	9.950	1986.236	164.915	14.791	0.264	182.334	2061.985	3.750
conique	2	9.806	1458.004	164.562	14.512	0.308	153.618	1737.246	2.737
conique	2	9.853	1243.106	165.004	14.279	0.342	143.751	1625.658	2.335
conique	2	9.887	978.192	164.814	14.618	0.404	132.207	1495.107	1.874
conique	2	9.895	988.894	149.691	29.774	0.403	143.485	1622.648	1.835
conique	2	9.884	1237.361	149.569	29.850	0.349	158.758	1795.373	2.272
conique	2	9.878	1494.852	149.537	29.856	0.315	175.780	1987.865	2.760
conique	2	9.967	1986.598	150.079	29.704	0.283	213.776	2417.552	3.897
conique	2	29.789	967.254	231.138	2.362	0.494	133.738	1512.426	1.032
conique	2	29.819	1208.756	232.093	1.463	0.405	136.620	1545.009	1.243
conique	2	29.866	1455.336	231.970	1.674	0.344	140.161	1585.061	1.451
conique	2	29.815	1947.559	231.939	1.610	0.285	155.505	1758.580	1.997
conique	2	29.840	1980.849	219.385	14.210	0.285	176.293	1993.667	1.942

Deflecteur -	Config -	$P_{out}$ bar	$G$ $kg.m^{-2}.s^{-1}$	$T_{in}$ °C	Sous-refr °C	$x_{out}$ -	$Q_c$ kW	CHF $kW.m^{-2}$	$\Delta P$ bar
conique	2	29.902	1486.333	218.873	14.837	0.353	160.922	1819.838	1.461
conique	2	29.827	1230.064	219.025	14.546	0.406	151.071	1708.440	1.233
conique	2	29.797	986.938	218.765	14.749	0.488	143.631	1624.303	1.022
conique	2	29.812	991.549	204.110	29.432	0.480	152.218	1721.410	0.991
conique	2	29.831	1238.807	204.160	29.417	0.401	163.132	1844.835	1.199
conique	2	29.768	1495.800	204.206	29.256	0.347	174.452	1972.852	1.421
conique	2	29.779	1992.823	204.156	29.325	0.286	199.411	2255.108	1.910
conique	1	9.902	973.505	177.727	1.769	0.461	140.552	1589.481	1.842
conique	1	9.863	1224.097	178.138	1.187	0.396	151.316	1711.211	2.303
conique	1	9.901	1460.654	177.626	1.867	0.358	164.187	1856.759	2.780
conique	1	10.232	1950.520	177.983	2.942	0.324	199.693	2258.292	3.904
conique	1	10.185	1972.516	165.032	15.693	0.323	217.873	2463.887	3.780
conique	1	9.891	1473.795	164.927	14.523	0.372	184.698	2088.725	2.804
conique	1	9.780	1224.236	165.151	13.808	0.403	164.780	1863.468	2.284
conique	1	9.842	982.875	165.030	14.205	0.457	148.901	1683.896	1.809
conique	1	9.864	985.579	150.460	28.869	0.452	157.366	1779.625	1.733
conique	1	9.848	1242.708	150.207	29.053	0.395	176.572	1996.821	2.197
conique	1	9.883	1486.627	149.965	29.447	0.364	197.328	2231.549	2.708
conique	1	10.058	1988.112	150.021	30.153	0.318	236.169	2670.802	3.727
conique	1	29.863	1945.254	232.143	1.494	0.352	191.186	2162.088	2.038
conique	1	29.796	1458.653	231.762	1.751	0.418	170.635	1929.681	1.500
conique	1	29.809	1211.711	231.789	1.748	0.474	160.371	1813.604	1.248
conique	1	29.796	968.270	231.396	2.117	0.548	148.213	1676.114	0.995
conique	1	29.808	978.857	219.201	14.334	0.550	159.048	1798.646	0.978
conique	1	29.827	1232.796	218.501	15.070	0.474	174.871	1977.591	1.229
conique	1	29.801	1483.495	218.518	15.005	0.424	190.083	2149.621	1.481
conique	1	29.846	1982.527	218.590	15.016	0.344	210.128	2376.307	1.939
conique	1	29.781	2005.631	203.866	29.620	0.326	222.888	2520.602	1.804
conique	1	29.815	1498.985	203.843	29.706	0.404	199.227	2253.023	1.397
conique	1	29.805	1249.171	203.805	29.725	0.455	183.682	2077.233	1.181
conique	1	29.765	997.742	203.504	29.952	0.532	168.140	1901.466	0.963
turbine	4	9.835	984.144	177.946	1.256	0.585	179.624	2031.336	3.627
turbine	4	9.894	1227.117	177.927	1.534	0.533	204.142	2308.614	4.718
turbine	4	9.941	1466.760	177.892	1.774	0.496	227.211	2569.488	5.859
turbine	4	9.881	1477.494	165.429	13.975	0.482	235.033	2657.955	5.742
turbine	4	9.836	1234.205	164.994	14.215	0.522	211.853	2395.814	4.661
turbine	4	9.880	981.128	164.745	14.655	0.591	189.543	2143.515	3.601
turbine	4	9.859	988.563	150.118	29.190	0.563	192.109	2172.532	3.462
turbine	4	9.842	1233.628	149.967	29.267	0.509	219.235	2479.297	4.476
turbine	4	29.833	975.761	232.086	1.495	0.688	186.717	2111.550	1.843
turbine	4	29.862	1225.292	232.018	1.618	0.591	201.545	2279.243	2.322
turbine	4	29.881	1471.167	231.878	1.793	0.522	214.222	2422.597	2.803

Deflecteur -	Config -	$P_{out}$ bar	$G$ $kg.m^{-2}.s^{-1}$	$T_{in}$ °C	Sous-refr °C	$x_{out}$ -	$Q_c$ kW	CHF kW.m <sup>-2</sup>	$\Delta P$ bar
turbine	4	29.822	1959.716	231.958	1.603	0.421	230.430	2605.898	3.718
turbine	4	29.810	1473.073	219.239	14.301	0.513	224.208	2535.527	2.735
turbine	4	29.857	1224.942	218.976	14.650	0.582	209.935	2374.125	2.269
turbine	4	29.795	980.309	218.645	14.866	0.680	194.890	2203.982	1.819
turbine	4	29.754	982.930	203.894	29.540	0.676	204.305	2310.450	1.794
turbine	4	29.800	1239.863	204.070	29.451	0.574	222.748	2519.025	2.249
turbine	4	29.799	1492.814	203.864	29.654	0.495	235.808	2666.714	2.674
turbine	3	9.894	976.837	177.804	1.659	0.547	166.873	1887.138	2.909
turbine	3	9.929	1222.954	177.987	1.627	0.484	184.974	2091.843	3.705
turbine	3	9.877	1465.746	177.887	1.498	0.445	203.738	2304.041	4.549
turbine	3	9.886	1470.023	165.571	13.854	0.435	212.052	2398.063	4.361
turbine	3	9.826	1229.190	165.131	14.031	0.474	192.396	2175.775	3.590
turbine	3	9.886	985.761	165.032	14.396	0.532	172.362	1949.210	2.822
turbine	3	9.840	990.634	150.327	28.895	0.522	179.710	2032.314	2.716
turbine	3	9.850	1244.167	150.100	29.166	0.446	196.554	2222.798	3.335
turbine	3	9.907	1492.243	149.950	29.570	0.393	211.385	2390.522	3.894
turbine	3	29.843	1465.874	232.073	1.527	0.545	222.519	2516.434	2.489
turbine	3	29.828	1222.034	231.812	1.759	0.583	198.592	2245.846	1.991
turbine	3	29.795	979.495	231.686	1.824	0.652	178.002	2012.998	1.550
turbine	3	29.811	975.064	218.640	14.901	0.634	181.377	2051.161	1.472
turbine	3	29.778	1222.632	219.061	14.418	0.563	203.144	2297.317	1.895
turbine	3	29.825	1470.068	219.140	14.428	0.523	227.887	2577.135	2.350
turbine	3	29.817	1243.814	204.223	29.330	0.527	207.128	2342.374	1.781
turbine	3	29.868	983.593	204.016	29.631	0.589	180.933	2046.137	1.371
turbine	3	29.768	1492.689	204.015	29.445	0.488	232.589	2630.310	2.208
turbine	2	9.864	984.152	177.907	1.422	0.494	151.859	1717.354	2.284
turbine	2	9.858	1229.091	178.088	1.215	0.429	164.787	1863.546	2.844
turbine	2	9.913	1469.253	177.998	1.547	0.391	179.759	2032.871	3.437
turbine	2	10.370	1952.040	177.878	3.635	0.351	216.706	2450.692	4.680
turbine	2	10.111	1963.981	165.095	15.309	0.337	225.231	2547.099	4.458
turbine	2	9.875	1470.065	165.100	14.278	0.381	188.075	2126.904	3.247
turbine	2	9.874	1234.257	165.011	14.362	0.418	172.167	1947.006	2.688
turbine	2	9.885	984.611	164.841	14.581	0.477	155.294	1756.194	2.130
turbine	2	9.811	982.857	150.071	29.027	0.470	162.474	1837.390	2.038
turbine	2	9.824	1231.872	149.893	29.259	0.404	178.497	2018.593	2.520
turbine	2	9.822	1489.575	149.875	29.270	0.367	198.716	2247.250	3.096
turbine	2	9.941	1982.308	149.966	29.702	0.319	235.391	2662.001	4.179
turbine	2	29.816	972.670	231.695	1.855	0.597	161.881	1830.684	1.194
turbine	2	29.808	1218.703	231.897	1.639	0.527	178.990	2024.174	1.510
turbine	2	29.870	1461.112	231.931	1.720	0.481	196.144	2218.156	1.856
turbine	2	29.899	1952.578	232.154	1.550	0.397	216.306	2446.164	2.524
turbine	2	29.849	1968.501	218.972	14.639	0.374	224.090	2534.196	2.317

Deflecteur -	Config -	$P_{out}$ bar	$G$ $kg.m^{-2}.s^{-1}$	$T_{in}$ °C	Sous-refr °C	$x_{out}$ -	$Q_c$ kW	CHF kW.m <sup>-2</sup>	$\Delta P$ bar
turbine	2	29.754	1461.684	219.096	14.339	0.459	200.662	2269.249	1.732
turbine	2	29.796	1231.033	218.964	14.548	0.500	183.108	2070.734	1.428
turbine	2	29.890	987.924	218.786	14.901	0.564	164.662	1862.133	1.128
turbine	2	29.789	994.942	204.013	29.487	0.548	171.712	1941.865	1.092
turbine	2	29.828	1247.613	204.153	29.418	0.479	191.367	2164.140	1.364
turbine	2	29.845	1509.693	204.147	29.457	0.428	210.306	2378.318	1.649
turbine	2	29.954	2009.112	204.193	29.613	0.345	233.708	2642.965	2.130
turbine	1	9.858	980.193	177.999	1.306	0.476	145.651	1647.142	1.823
turbine	1	9.881	1230.092	177.823	1.580	0.420	161.779	1829.538	2.327
turbine	1	9.953	1462.181	177.990	1.728	0.388	177.751	2010.158	2.826
turbine	1	10.242	1953.324	177.952	3.018	0.335	206.595	2336.347	3.887
turbine	1	10.311	1978.768	164.998	16.264	0.334	226.109	2557.035	3.787
turbine	1	9.902	1482.880	164.841	14.657	0.382	190.483	2154.142	2.781
turbine	1	9.832	1225.541	164.992	14.197	0.424	173.218	1958.889	2.267
turbine	1	9.880	985.272	164.936	14.464	0.468	152.849	1728.542	1.760
turbine	1	9.871	996.948	150.007	29.352	0.454	160.134	1810.926	1.696
turbine	1	9.906	1245.896	150.049	29.465	0.407	182.067	2058.965	2.174
turbine	1	9.881	1499.550	150.131	29.273	0.364	198.733	2247.445	2.646
turbine	1	10.106	1997.573	149.963	30.422	0.317	236.913	2679.215	3.629
turbine	1	29.845	1946.932	231.891	1.713	0.380	206.981	2340.714	2.015
turbine	1	29.840	1473.150	232.054	1.541	0.455	186.797	2112.456	1.516
turbine	1	29.825	1210.649	231.691	1.876	0.507	171.506	1939.538	1.235
turbine	1	29.804	968.593	232.065	1.463	0.578	155.918	1763.255	0.982
turbine	1	29.859	976.566	218.994	14.637	0.570	164.173	1856.608	0.956
turbine	1	29.746	1225.199	219.190	14.230	0.494	179.976	2035.317	1.206
turbine	1	29.808	1469.179	219.115	14.420	0.440	194.024	2194.190	1.430
turbine	1	29.819	1973.978	219.003	14.554	0.356	215.124	2432.802	1.876
turbine	1	29.801	1985.385	204.213	29.308	0.342	229.035	2590.122	1.746
turbine	1	29.743	1509.020	203.985	29.429	0.416	205.312	2321.844	1.381
turbine	1	29.891	1247.950	203.948	29.741	0.475	190.398	2153.184	1.162
turbine	1	29.787	999.128	203.670	29.826	0.541	170.610	1929.399	0.940