

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche



Scientifique

Université Abderrahmane. MIRA – BEJAIA

Faculté de Technologie



Département de Génie des Procédés

Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de

MASTER

En Génie des Procédés

Option : génie chimique

Thème

*Contribution à l'étude du refroidissement d'une paroi
tournante avec un écoulement d'air chargé d'huile*

Réalisé par : Mr AIT OUALI Nadjib

Soutenu publiquement le 17 juin 2015

Devant le jury composé de :

Mr S.HADDAD	Docteur à l'université Abderrahmane. MIRA-Bejaia	Président
Mme S.BOUROUNA	Professeur à l'université Abderrahmane. MIRA- Bejaia	Examinatrice
Mr A.METREF	Docteur à l'université Abderrahmane. MIRA- Bejaia	Rapporteur
Invité : Mr DJEMMAA		

Promotion juin 2015

Remerciements

En premier lieu nous remercions le bon dieu le tout puissant

Je tiens à exprimer mon remerciement pour mon promoteur Mr. Aissa METREF qui m'a accueilli et m'a donné la possibilité d'élaborer mon projet de fin de cycle dans les meilleures conditions, ainsi pour la confiance qu'il m'a témoigné, pour ces encouragements et ses conseils qui ont été d'un très grand profit pour moi.

Mes remerciements vont également au président et aux membres de jury d'avoir accepté de juger mon travail, à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à son aboutissement en particulier Mr. DJEMMAA, pour son aide.

Dédicaces

Je dédie ce travail à mes parents, à toute la famille, Ma petite sœur, à tous Mes amis en particulier BENNAMARA. C, CHEKRI.H et DAHMANI.S, à tous mes collègues de la promotion du génie des procédés.

Sommaire

Introduction	1
Chapitre I	
I Etude bibliographique du refroidissement des parois	2
I.1 Introduction	2
I.2 Refroidissement d'une paroi cylindrique par impact d'air	3
I.2.1 Influence du débit volumique sur la température de paroi	3
I.2.2 Effet de la distance de jet-paroi sur le coefficient d'échange	4
I.2.3 : Influence de la puissance de chauffe sur la température de paroi	5
I.3. Etude du refroidissement de paroi chauffante par jet de fluide	5
I.3.1 Etude de la répartition du coefficient d'échange convectif local h	6
I.4 Transfert thermique pour l'écoulement en canalisation cylindrique	
de fluide à seuil : cas du refroidissement à coefficient d'échange constant	8
I.5 Etude numérique du refroidissement d'une surface métallique	
par pulvérisation (spray cooling)	10
I.6 Couplage du refroidissement interne et externe des aubes de turbine à gaz	11
Chapitre II	
II Dispositif expérimental et techniques de mesure	13
II.1 Introduction	13
II.2 Etude du dispositif expérimental	14
II.2.1 Description du dispositif expérimental	14
II.2.2 Circuit d'huile	15
II.2.3 Dispositif de chauffage	16
II.2.4 Dispositif de mesure de température	17
II.3 Techniques de mesure	19
II.3.1 Mesure de température	19

II.3.1.1 Température d'entrée et de sortie de l'écoulement	19
II.3.1.1.a Température d'entrée de l'écoulement	20
II.3.1.1.b Température de sortie de l'écoulement	20
II.3.1.2 Température de la partie tournante	20
II.3.2 Mesure des débits d'huile	21
II.3.2.1 Réglage de la pompe doseuse	21
II.3.2.2 Rotamètres	21
II.3.3 Mesure de la puissance de chauffe	21
Chapitre III	
III Etude dynamique des pertes de charge	22
III.1 Introduction	22
III.2 Etude qualitative sur le refroidissement de la paroi tournante	23
III.2.1 Considérations dynamiques sur le film d'huile	23
III.2.2 Modèle de film se développant sur le rotor	25
III.3 Etude quantitative sur le refroidissement de la paroi tournante	26
III.3.1 Discussions des résultats	34
III.3.1.1 Influence de la rotation de la paroi du cylindre sur les pertes de charge de l'écoulement d'air (chargé d'huile)	34
III.3.1.2 Influence du nombre de Taylor sur le coefficient de frottement	34
III.3.1.3 Influence de la vitesse axiale de l'écoulement sur les pertes de charge	34
III.3.1.4 Influence du nombre de Reynolds sur le coefficient de frottement	34
III.3.1.5 Influence du débit volumique sur les pertes de charge	35
III.3.6 Influence du taux de chargement de l'air en huile sur le coefficient de frottement	35
III.3.7 Influence du taux de chargement de l'air en huile sur le coefficient de frottement réduit Λ_A^*	35

Chapitre IV

IV Etude thermique du refroidissement	36
IV.1 Etude thermique qualitative du refroidissement de la paroi tournante	36
IV.1.1 Elément d'analyse dimensionnelle	36
IV.1.1.1 Ecoulement monophasique	36
IV.1.1.2 Ecoulement diphasique	36
IV.1.2 Considérations thermiques de l'écoulement	37
IV.1.2.1 Ecoulement monophasique	37
IV.1.2.2 Ecoulement diphasique (Air chargé d'huile)	38
IV.1.3 Mesure du coefficient d'échange thermique en écoulement monophasique d'air seul et du nombre de Nusselt	41
IV.1.3.1 Densité de flux de chaleur fournie à la paroi	43
IV.1.3.2 Flux de chaleur fournie par la paroi du rotor	44
IV.1.3.3 Mesure du coefficient d'échange thermique	44
IV.1.3.4 Mesure du nombre de de Nusselt	46
IV.1.4 Mesure du coefficient d'échange thermique et du nombre de Nusselt dans le cas de l'écoulement d'air chargée d'huile	46
IV.1.4.1 Densité de flux de chaleur et flux thermique fournis par la paroi du rotor	46
IV.1.4.2 Température de mélange (air-huile)	47
IV.1.4.3 Coefficient d'échange thermique local cas de l'air chargé d'huile	49
IV.1.4.4 Nombre de Nusselt	49
IV.2 Etudes thermique quantitative du refroidissement de la paroi tournante	51
IV.2.1 Représentation graphique de différentes figures	51
IV.2.2 Variation de la température pariétale en fonction de la position	61

IV.2.3 Variation du coefficient d'échange convectif local et de l'intensité d'échange local en fonction de la vitesse de rotation	61
IV.2.4 Effet du taux de chargement sur le coefficient d'échange convectif local et du nombre de Nusselt local en fonction de la vitesse de rotation	61
IV.5 Effet de la vitesse de rotation sur l'intensité d'échange réduite	62
IV.6 Indice local de la qualité du procédé du refroidissement par injection radiale de l'huile	63
Conclusion	64

Introduction

Introduction

Le refroidissement de paroi, est une technique très utilisée dans les différents processus industriels, elle rentre dans le cadre de la mécanique et énergétique appliquée.

En général, on retrouve dans la majorité des machines électriques deux corps principaux : le stator et le rotor, ce dernier constitue par sa surface externe une paroi chauffante qui reçoit un flux de chaleur fournie par des résistances chauffantes sous forme d'énergie de conduction dans l'épaisseur de cette paroi, cette énergie est ainsi communiquée au fluide de refroidissement.

Dans cette présente étude, nous nous intéressons au refroidissement d'une paroi tournante avec un écoulement d'air chargé d'huile. Les paramètres variables que nous avons retenus sont: la vitesse de rotation du rotor N , la vitesse axiale de l'écoulement d'air V_a ainsi que le taux de chargement en huile \dot{m} .

Notre contribution dans son premier chapitre porte sur une recherche bibliographique du refroidissement des parois.

Le deuxième chapitre est consacré à la description générale d'une machine électrique, et une présentation des différentes techniques de mesures utilisées.

Le troisième chapitre est réservé à une étude dynamique sur les pertes de charge de l'écoulement d'air chargé ou non d'huile, au passage du cylindre tournant.

Dans le quatrième chapitre, il sera présenté une étude thermique du refroidissement de la paroi, et donc, sur la détermination des intensités locales d'échange thermique en fonction des paramètres précités.

Et enfin, on terminera cette étude par une conclusion générale.

Chapitre I

**Etude bibliographique du
refroidissement des parois**

I.1 Introduction

Le refroidissement des parois pour les différents écoulements externes, sur plaque plane et internes dans les conduites, fait appel à un certain nombre de paramètres dynamiques et thermique pour améliorer l'échange thermique ; à cet effet divers études antérieures ont été menées sur ces écoulements pariétaux, et ont permis d'importantes améliorations au niveau des systèmes industriels notamment dans le domaine aéronautique.

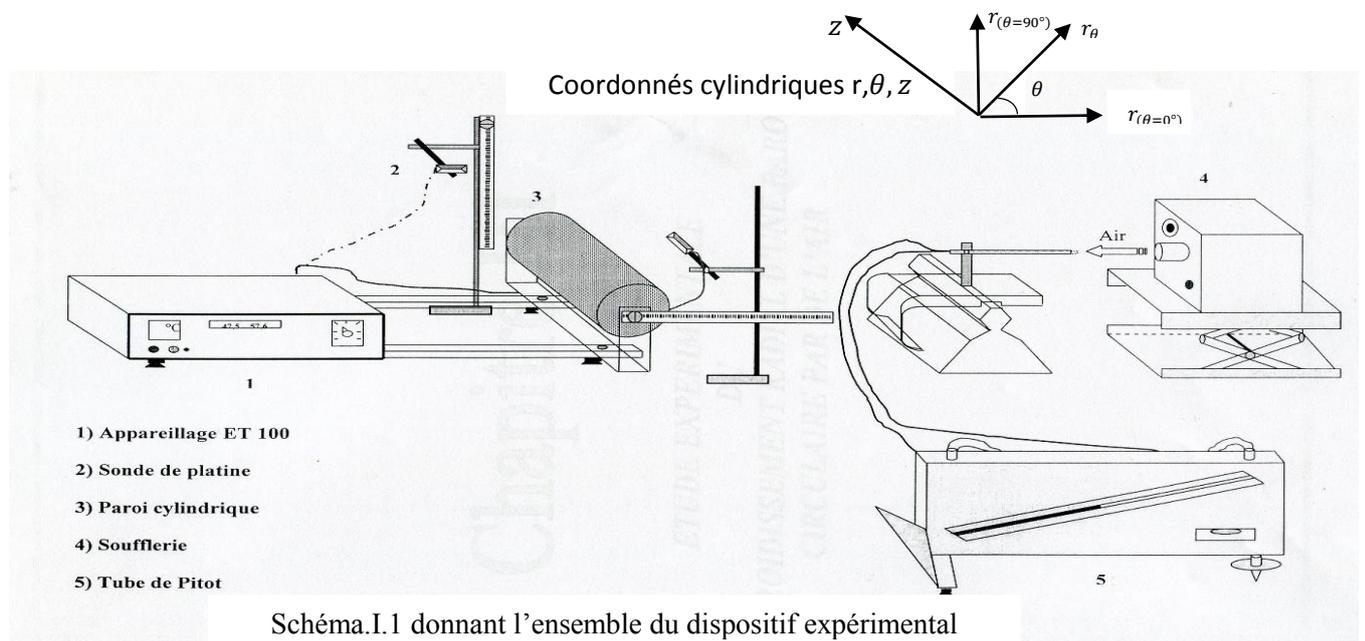
L'ensemble de cette recherche bibliographique est destiné aux différentes études déjà menées sur le refroidissement des parois par des écoulements monophasique et diphasique, Et qui est intimement lié à la dégradation de l'énergie mécanique de ces écoulements.

I.2. Refroidissement d'une paroi cylindrique par impact d'air

Une contribution au refroidissement d'une paroi cylindrique par un impact d'air a été présentée par A. AMESSIS et H. LOUNIS [1] en s'appuyant sur les paramètres variables suivant :

- La puissance de chauffage de la plaque, soit une température de surface variable.
- Le débit de l'écoulement de l'air.
- La distance d'impact de l'air entre la surface de plaque et la soufflerie.

Le dispositif expérimental utilisé dans cette contribution est présenté comme suit



Les principaux résultats dynamique et thermique obtenus lors de leur étude sont présentés ci-après.

I.2.1. Influence du débit volumique sur la température de paroi

Une étude de l'influence du débit volumique sur la température de paroi pour une abscisse radial $r_{\theta=0}$ a été menée en se basant sur la décroissance du débit.

Les résultats sont représentés par la figure suivante

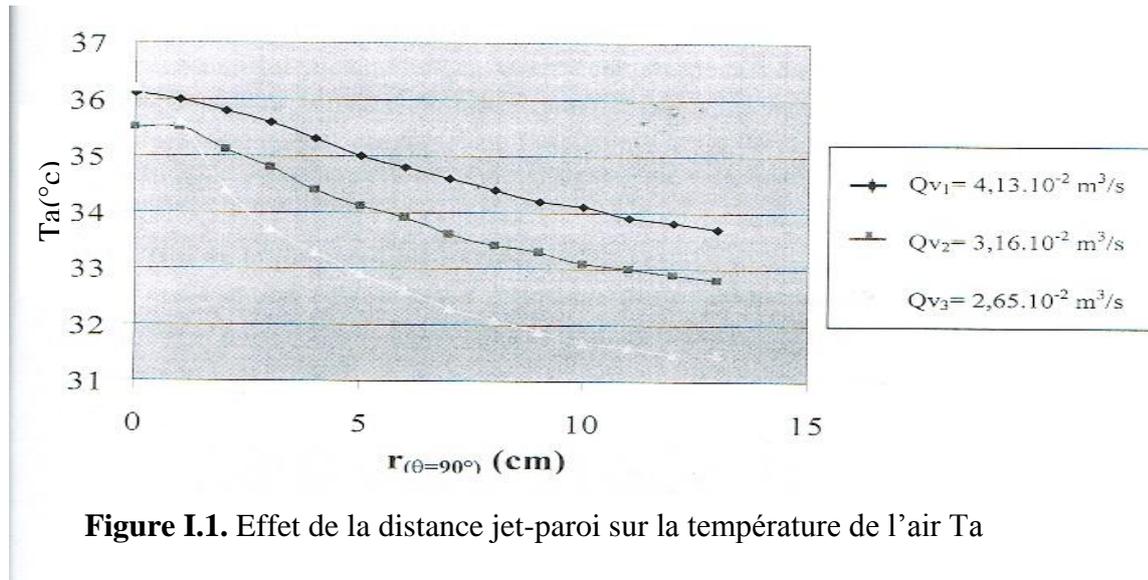


Figure I.1. Effet de la distance jet-paroi sur la température de l'air T_a

Les résultats ont montrés clairement que les températures de l'air les plus faibles sont obtenues pour un débit intermédiaire dans l'intervalle d'étude du débit d'air compris entre 2 et $4 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$

I.2.2 Effet de la distance de jet-paroi sur le coefficient d'échange

Dans le cadre des études liées au refroidissement d'une paroi cylindrique par impact de jet, les résultats montrent qu'en augmentant la distance jet le coefficient d'échange diminue en s'éloignant de la paroi.

La figure I.2 nous montre les résultats obtenus lors de cette expérience

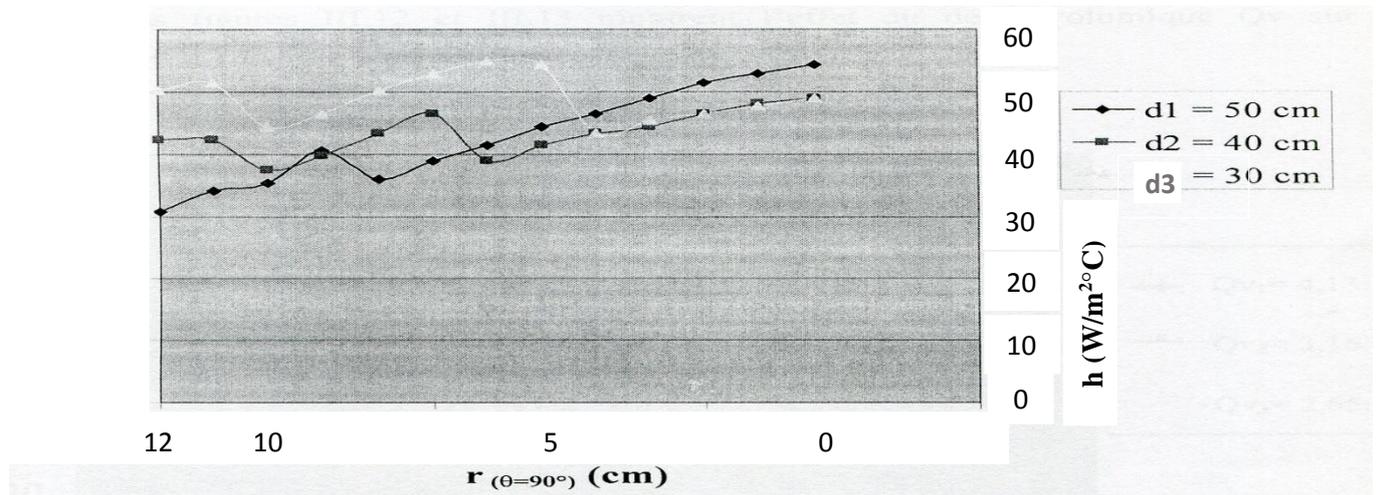


Figure I.2. Effet distance jet-paroi sur le coefficient d'échange convectif pour $\theta = 90^\circ$

Les résultats obtenus, indique que pour une distance $d1=50\text{cm}$, le coefficient d'échange convectif h_c diminue progressivement et prend les valeurs les plus faibles.

L'expression du coefficient d'échange est donner par la relation suivante : $h_{(c)} = \frac{p_c}{s(\Delta t)}$

I.2.3 Influence de la puissance de chauffe sur la température de paroi

La figure I.3 nous montre les résultats obtenus

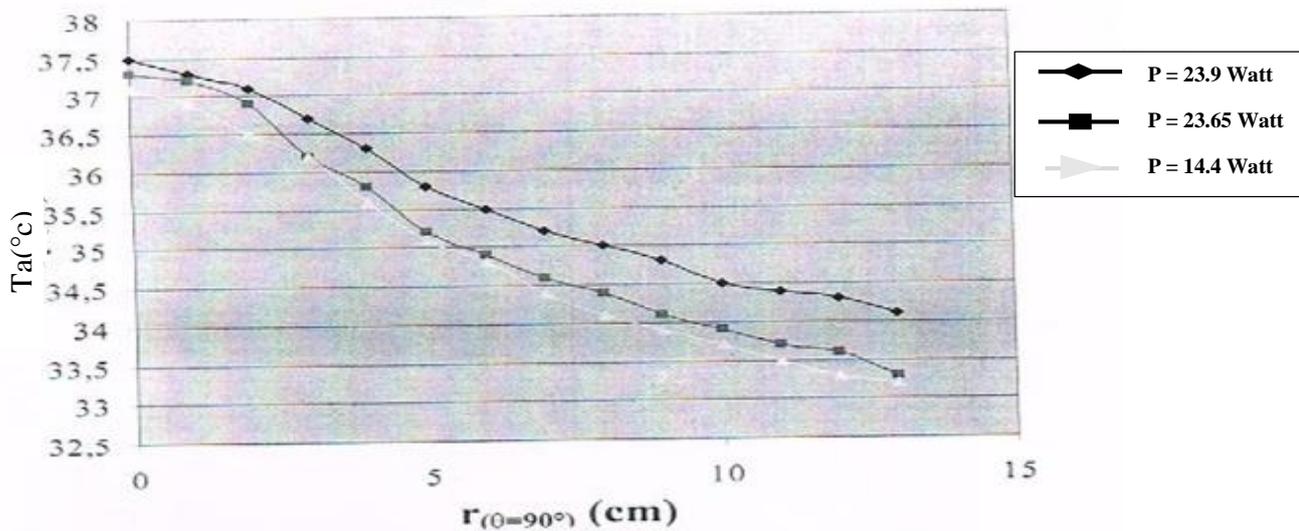


Figure I.3 : Influence de la puissance de chauffe sur la température de l'air

Les résultats obtenus, montre que la température de l'air décroît pour le point d'arrêt

$\theta = 90^\circ$, et que la température moins élevée est enregistrée pour une puissance de chauffe la plus faible $P_c=14.4$ Watt d'où un échange plus efficace par rapport à $P_c=23.9$ et $P_c=23.65$ watt

I.3. Etude du refroidissement de paroi chauffante par jet de fluide

Une autre étude a été faite par M. MEBARKI et L. MOKRANI,[2] mais pour une géométrie différente de celle présentée précédemment ; au cours de cette étude portée sur le refroidissement de paroi plane chauffante par jet de fluide, un certain nombre de paramètres variables ont été étudié afin de déterminer leur comportement sur l'échange thermique.

Le dispositif expérimental utilisé dans cette étude et présenté dans le schéma suivant

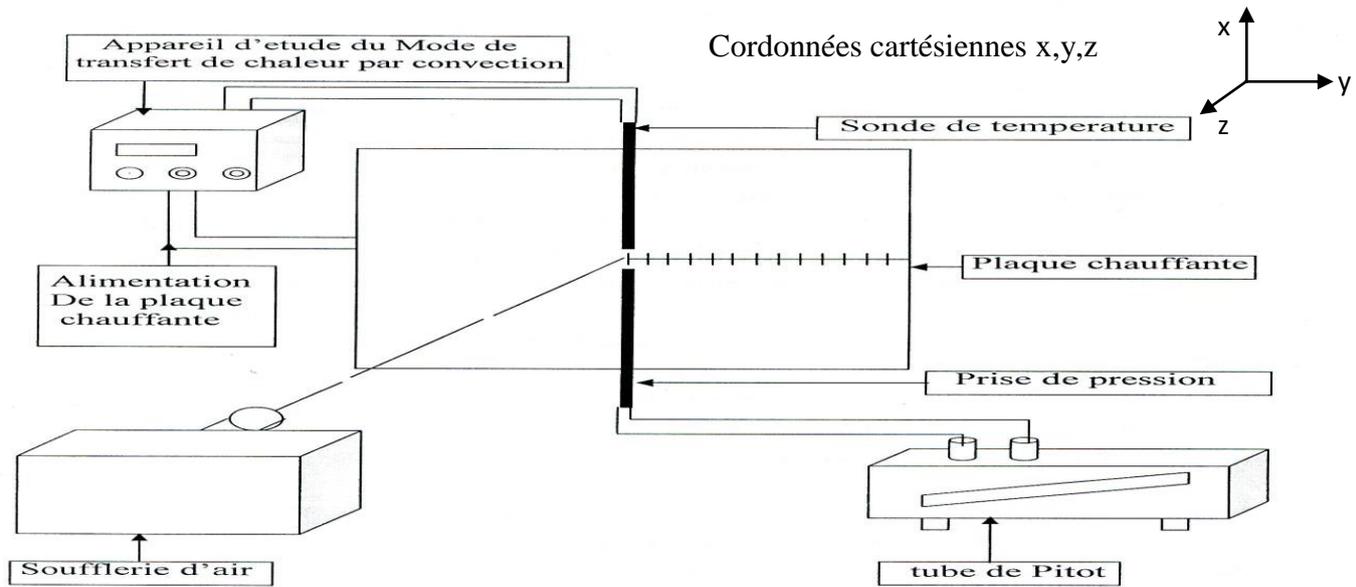


Schéma I.2 présentant l'ensemble du montage expérimental

I.3.1. Etude de la répartition du coefficient d'échange convectif local $h(y)$

L'expression du coefficient d'échange et donnée par la relation suivante : $h(y) = \frac{q(y)}{Si(T_{s0} - T_{\infty})}$

Les principaux résultats acquis sont présentés sur les figures suivantes.

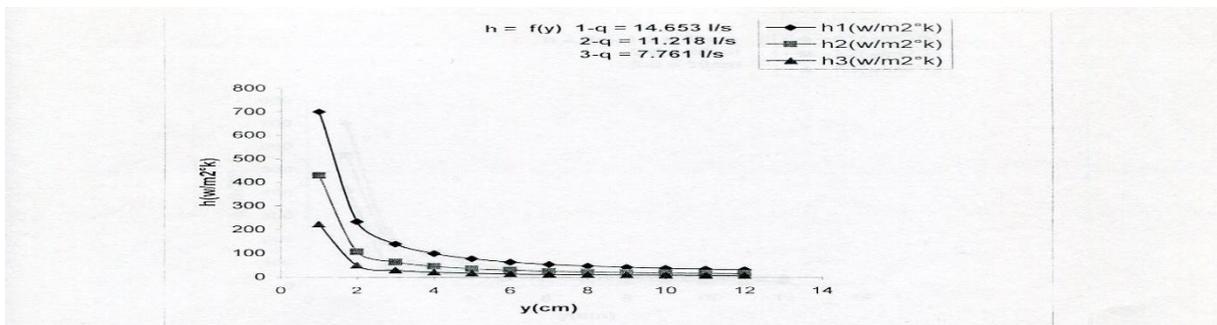


FIG I.4 - Evolution du coefficient d'échange de la plaque plane verticale, suivant l'axe (oy), pour différents débits, à 30cm de la source.

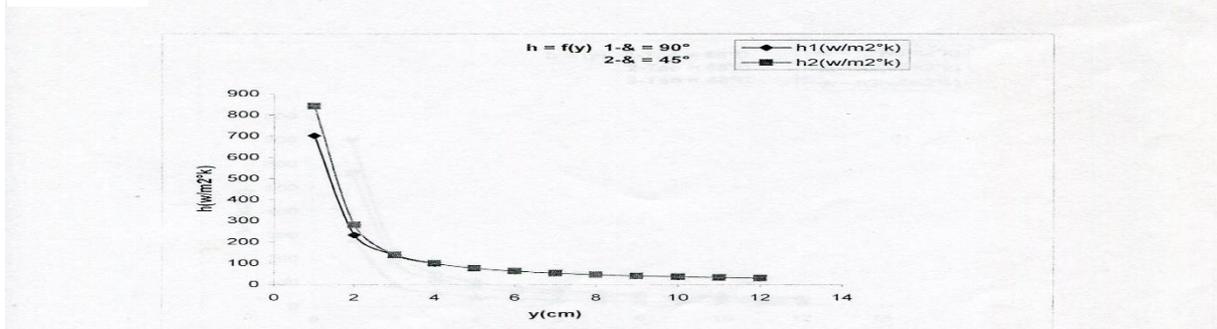


FIG I.5 Evolution du coefficient d'échange de la plaque plane, suivant l'axe (oy), pour différentes inclinaisons, à 30cm de la source et à débit est.

L'influence de certains paramètres dynamique et thermique sur le refroidissement de la plaque plane chauffante, montre que le transfert de chaleur par convection est intimement associé aux mécanismes de l'écoulement du fluide, particulièrement au voisinage de la surface. Leurs résultats entraînent que l'échange thermique convectif optimal est obtenu pour un débit maximal utilisé soit $q=14.653$ l/s ainsi que une distance de 30 cm entre la source et la paroi ainsi que pour un angle d'inclinaison $\alpha = 45^\circ$ et pour une puissance de chauffe la plus élevée utilisé soit une température de surface de l'ordre 10.

KAUFFELD et CHRISTENS. [3] en proposent une étude sur les pertes de charge et sur les échanges thermiques pour des solutions d'eau-éthanol et d'eau-carbonate de potassium. L'étude des pertes de pression a été faite sur des tubes cylindriques de 2,15 m de long, et de diamètre interne de 13 mm. Plusieurs solutions aqueuses ont été testées : chlorure de calcium, chlorure de magnésium, propylène glycol, éthylène glycol et éthanol. La figure suivante représente l'évolution des pertes de charges en fonction du taux de glace pour ces cinq mélanges.

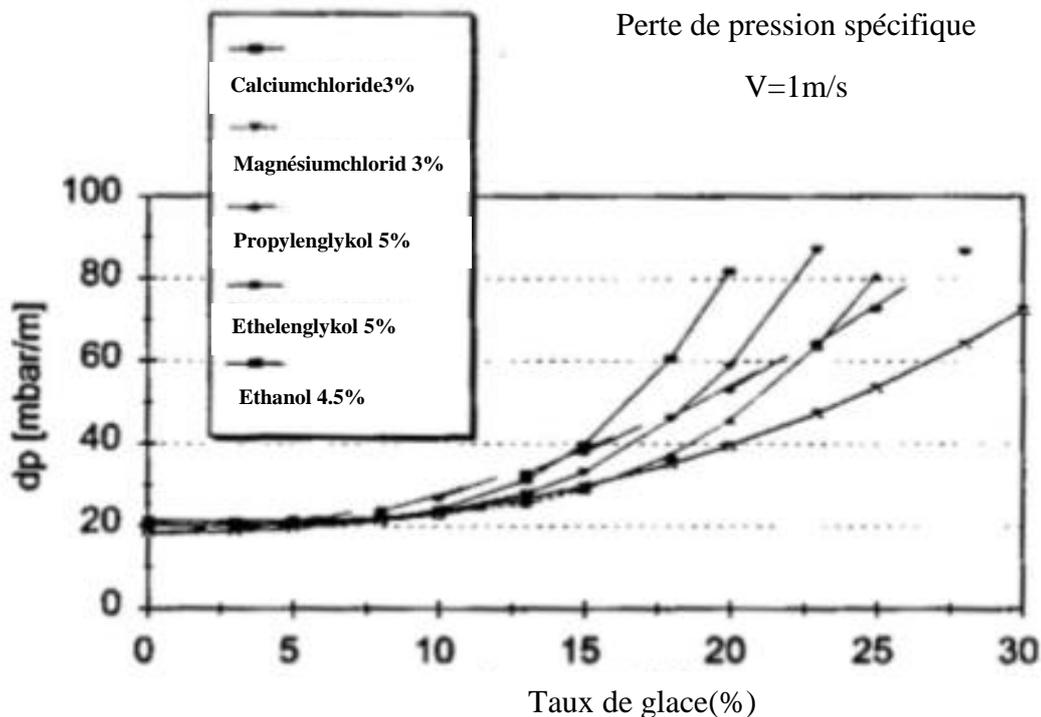


Figure.I.6 : Evolution des pertes de charge en fonction du taux de glace pour cinq solutions différentes

La figure 7 représente le coefficient d'échange en fonction du taux de glace pour différentes vitesses. L'échangeur de chaleur est chauffé en partie extérieure par un réfrigérant le R134a, le tube mesure 1 m de long et a un diamètre de 21,6 mm. Les résultats expérimentaux sont représentés et comparés aux corrélations (45) et (46) mises au point par ces mêmes auteurs.

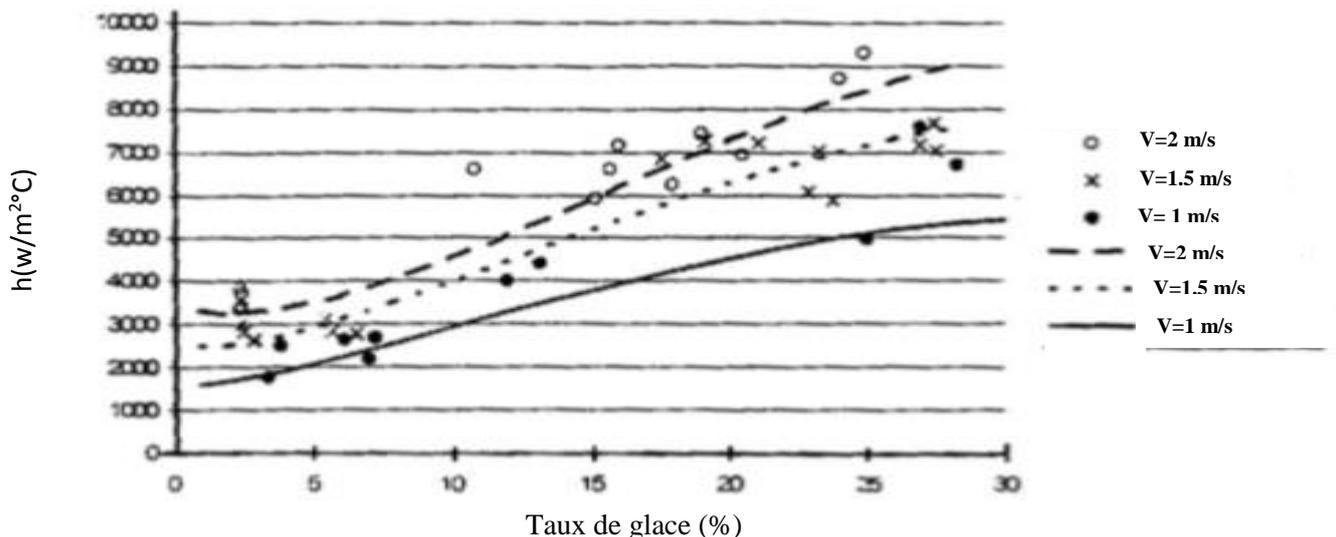


Figure I.7 : Evolution du coefficient d'échange en fonction du taux de glace (solution eau-éthanol 10 %).

Les résultats obtenus, indiquent qu'une évolution semblable à celle déterminée avec les pertes de charge, c'est à dire une augmentation du coefficient d'échange avec l'augmentation du taux de glace et de la vitesse d'écoulement.

I.4. Transfert thermique pour l'écoulement en canalisation cylindrique de fluide à seuil : cas du refroidissement à coefficient d'échange constant

k. JAVAHERDEH, R.DEVIENNE,[4] ont étudié le transfert thermique pour l'écoulement en canalisation cylindrique de fluides à seuil : cas du refroidissement à coefficient d'échange constant, Ce travail présente des résultats expérimentaux et numériques concernant le transfert thermique pour des fluides dont le comportement rhéologique est modélisable par la loi de Herschel-Bulkley dont la consistance varie avec la température. L'écoulement considéré s'effectue dans une canalisation cylindrique horizontale. Soumise à un refroidissement pariétal dû à un écoulement extérieur à contre-courant.

Les résultats expérimentaux obtenus en ce qui concerne la répartition des températures de paroi paraissent être en accord satisfaisant avec les valeurs issues du code numérique utilisé. Cette répartition montre une variation en fonction de l'abscisse réduite Z/D notablement différente

d'une loi en puissance $1/3$, on peut distinguer deux zones ; Pour ce qui est de la première zone, les températures de paroi évoluent rapidement du fait des valeurs importantes et des variations marquées du nombre de Nusselt relatif au fluide s'écoulant à l'intérieur de la canalisation (pour ce fluide, on se situe au tout début d'une zone d'établissement thermique), pour la seconde zone, l'évolution plus modérée et plus profondément influencée par les caractéristiques de l'écoulement extérieur, à savoir, la température et le coefficient d'échange externe.

Les principaux résultats acquis sont présentés sur les figures I.8

k. Javaherdeh, R. Devienne/Int.J. Heat Mass Transfer 42 (1999) 3861-3871

3869

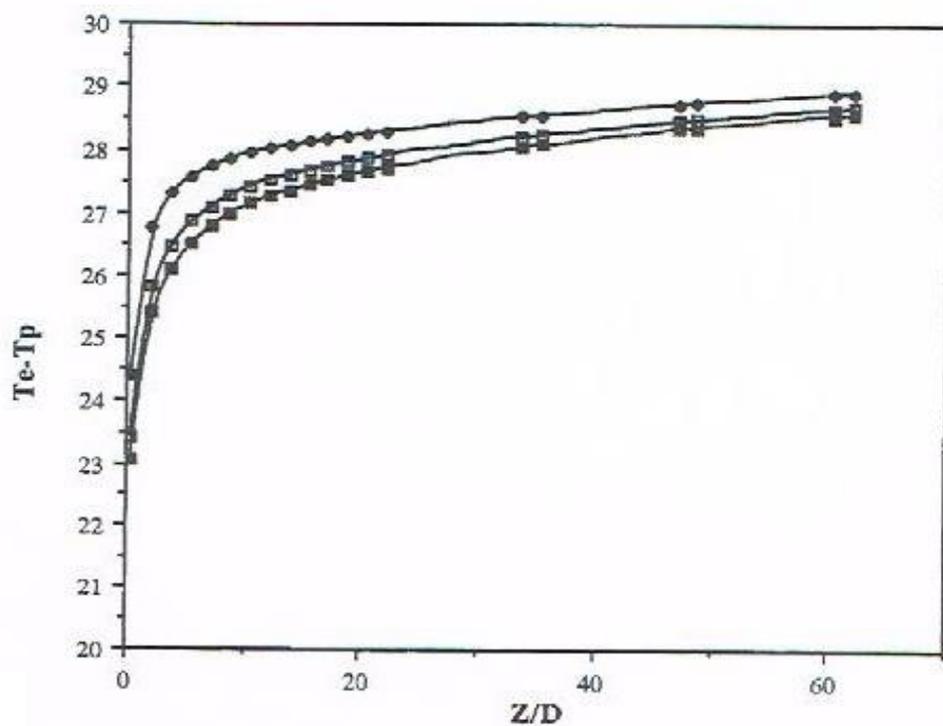


Figure I.8

Influence du facteur de thermo dépendance, $T_e - T_p$ en fonction de l'abscisse réduite Z/D ■ $b=0 \text{ K}^{-1}$ □ $b=0.014 \text{ K}^{-1}$ ◆ $b=0.050 \text{ K}^{-1}$
 ($Re=1.34$, $T_e=32^\circ\text{C}$, $h_0=2400 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, $T_\infty=1.8^\circ\text{C}$)

Pour les fluides testés, la thermo dépendance affectant la viscosité apparente ne modifie que faiblement le champ de température, toutefois, on peut observer une déformation mesurable du champ dynamique liée à une augmentation de la consistance à proximité de la valeur paroi froide.

I.5. Etude numérique du refroidissement d'une surface métallique par pulvérisation

Une étude numérique du refroidissement d'une surface métallique par pulvérisation a été menée par M.R. GUECHI et al, [5]

Ce travail s'inscrit dans un projet de recherche visant à améliorer la dissipation de flux de chaleur et le refroidissement de moteurs électriques de grande puissance (plus de 30 kW) destinés à une nouvelle génération de voitures électriques.

L'analyse des résultats obtenus par les auteurs porte essentiellement sur l'évolution du coefficient local de transfert de chaleur (noté h) le long de la plaque. Leurs résultats de simulation sont confrontés aux résultats obtenus numériquement par ISSA [6], eux-mêmes validés par les données expérimentales de ChANG and YAO [7]. Une comparaison des trois modèles diphasiques présentés précédemment a été menée dans un premier temps. La figure.I.9 regroupe les évolutions du coefficient d'échange obtenues en utilisant le même modèle de turbulence, à savoir le modèle k-epsilon Realizable. Il apparaît une nette dispersion des résultats prédits par les trois modèles diphasiques mettant en évidence la difficulté de modéliser avec précision les échanges thermiques en présence d'un changement de phase. En comparant ces évolutions avec celle obtenue par ISSA [6], on constate que c'est que le modèle DPM (modèle de phase discret) qui donne les résultats les plus en accord avec ceux de cet auteur, surtout en bout de plaque. Ce modèle est par contre nettement mis en défaut près de l'axe du domaine, c'est à dire dans la région immédiate d'impact du jet. Dans cette zone, c'est le modèle eulérien qui prédit les résultats les plus satisfaisants. L'évolution du coefficient d'échange obtenue dans ce cas présente toutefois une allure singulière avec un pic correspondant à une valeur relativement élevée de h , avant de retrouver des valeurs plus en accord avec le modèle DPM (modèle de phase discret) en s'éloignant de la zone d'impact. Concernant le modèle de mélange, il sous-estime très fortement les échanges thermiques et semble inapproprié à notre problématique. [5]

La figure suivante nous donne les différents résultats obtenus par les auteurs

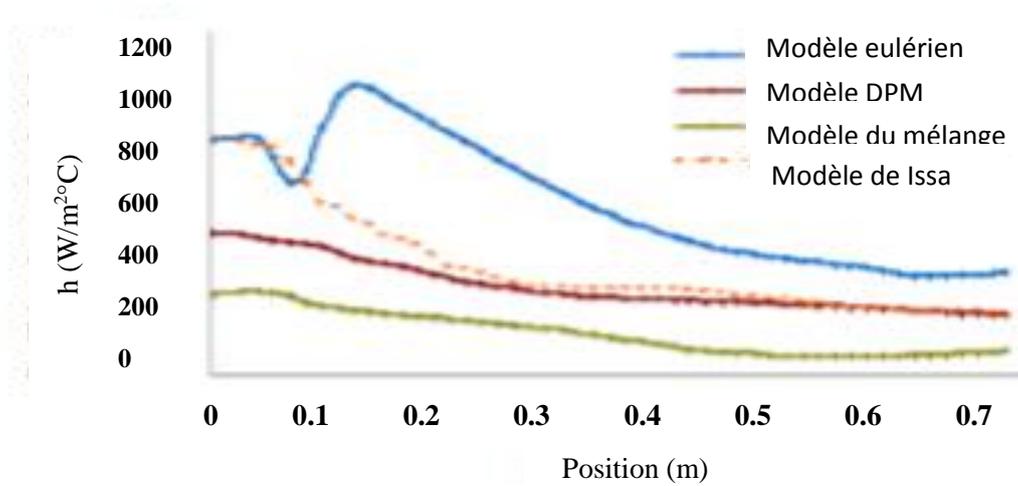


FIG. I.9- Evolutions radiales du coefficient d'échange pour différents modèles diphasiques

I.6. Couplage du refroidissement interne et externe des aubes de turbine à gaz

GHAZALI.F, [8] à étudiée l'influence du taux d'injection et du nombre de Mach sur l'efficacité de refroidissement, les résultats sont présenté sur la figure I.8 et I.9

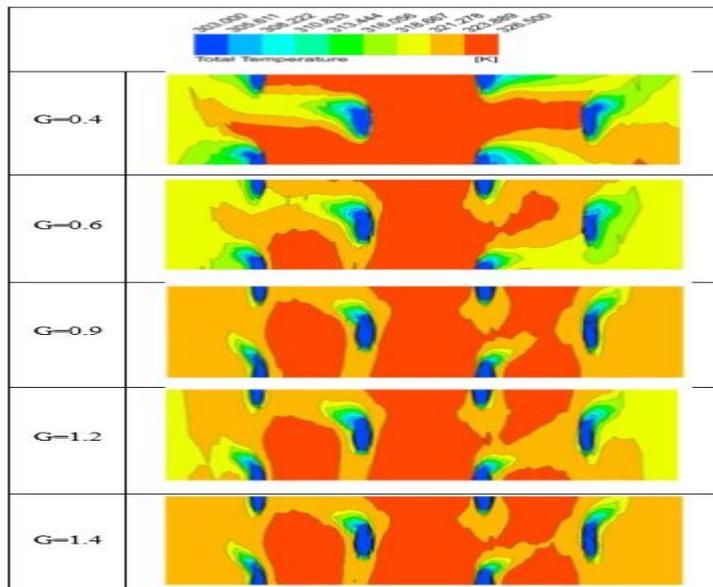


Figure I.10. Contours de la température sur le bord d'attaque pour les différents taux des injections (cas du plexiglas, Ma=0.36)

La figure 1.10 des contours de la température pour les différents taux d'injections montre que l'efficacité de refroidissement près du bord d'attaque augmente avec l'augmentation du taux d'injection jusqu'à une valeur optimale (dans notre étude G=0.6). Au-delà de cette valeur, la

pénétration du jet refroidissant est tellement intense qu'il se détache de la paroi solide et perd de son efficacité. Ce phénomène est connu dans la littérature spécialisée sous le nom de 'lift off' (décollage). Par contre dans la zone assez éloignée du bord d'attaque le taux d'injection le plus élevé produit la température la plus basse en conformité avec la quantité importante de fluide froid éjectée.

Sur les figures I.11 et I.12 de l'efficacité de refroidissement par film associées, on remarque que l'augmentation du nombre de Mach améliore le refroidissement de la surface externe du Blunt body (corps mobile).

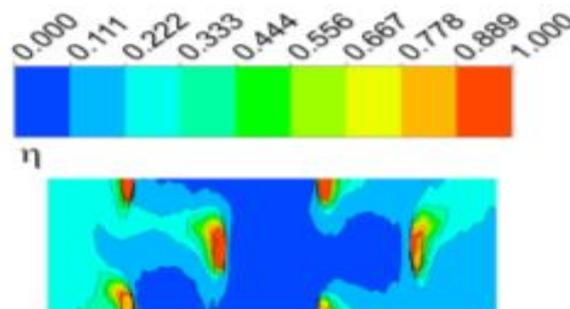


Figure I.11 : Contours de l'efficacité de refroidissement par film sur le bord d'attaque (plexiglas $M=0.14$, $G=0.6$)

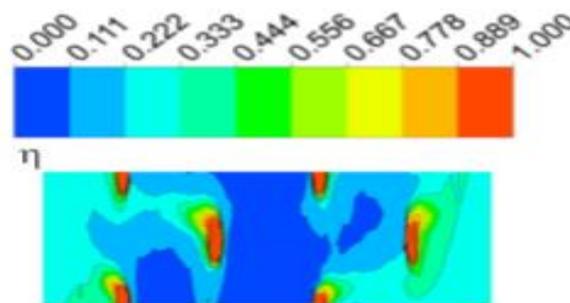


Figure I.12 : Contours de l'efficacité de refroidissement par film sur le bord d'attaque (plexiglas $M=0.36$, $G=0.6$)

ZHIHONG et CHIN HAN [9] ont expérimentalement étudié les effets de la géométrie et l'inclinaison des trous par rapport au sens de l'écoulement sur le mécanisme de refroidissement par film. Les résultats montrent que les trous évasés fournissent une efficacité de refroidissement plus meilleure par rapport aux trous cylindriques en particulier à des taux d'injections plus élevés et les trous orientés dans le sens d'écoulement sont plus efficace que les trous d'angle composés (dans le sens d'écoulement et le sens de l'envergure).

Chapitre II

Etude du dispositif expérimental

II. Dispositif expérimental et techniques de mesure

II.1. Introduction

Dans ce présent chapitre nous allons faire une description générale du dispositif expérimental ainsi que les différentes techniques de mesures utilisées.

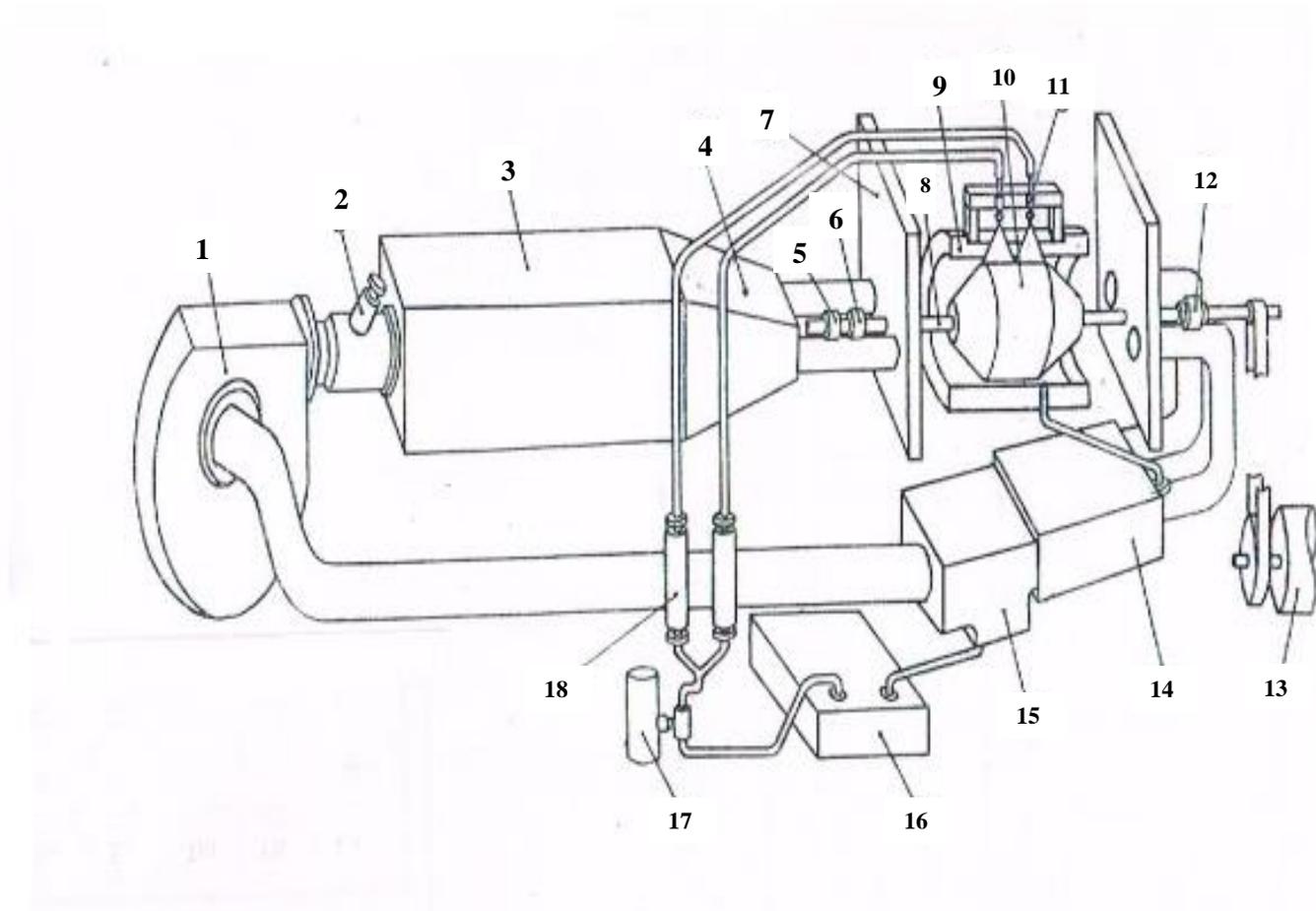
Le dispositif est constitué principalement de deux circuit ; le circuit d'huile et le circuit d'air.

Les techniques de mesure principales utilisées lors de cette présente étude y sont aussi présentées, telles que la mesure des températures de l'air chargé ou non d'huile au passage du cylindre tournant et les températures de paroi de ce cylindre.

II.2 Etude du dispositif expérimental

II.2.1. Description du dispositif expérimental

Une étude expérimentale (dynamique et thermique) est effectuée sur l'installation globale présentée ci-dessous sur la figure II.1



1. ventilateur

2. vanne

3. caisson

4. convergeant

5. collecteur tournant

6. Contact tournant

7. Plaques porte-palier

8. Arbre

9. Stator

10. Rotor

11. Buses de pulvérisation

12. Couplemètre

13. Moteur

14. Echangeur à eau

15. Piège à huile

16. bac d'huile

17. pompe doseuse

18. rotamètre

Figure.II.1- schéma d'ensemble du montage expérimental

Le dispositif expérimental, qui a été utilisé pour l'étude du refroidissement de la paroi d'un cylindre tournant, est illustré par le schéma d'ensemble du montage de la figure II.1

Il comporte deux circuits principaux :

- **Un circuit d'air :**

L'air est aspiré par le ventilateur, traverse l'entrefer de la machine tournante ainsi que l'échangeur à eau, où il est refroidi puis recyclé par le ventilateur.

- **Un circuit d'huile :**

L'huile stockée dans un bac où elle peut être thermostatée, est aspirée par une pompe doseuse. Elle arrive ensuite au niveau des tuyères par lesquelles elle est injectée radialement sur le cylindre à travers une rainure longitudinale dans l'épaisseur du stator. La majeure partie de l'huile est emportée par l'écoulement axial d'air tandis que l'autre partie s'écoule par l'orifice situé au niveau inférieur de l'enveloppe statorique. La totalité de l'huile se retrouve à l'entrée de l'échangeur qu'elle traverse à son tour pour être refroidie. Un piège à huile, placé à la sortie de l'échangeur, permet de récupérer la quasi-totalité de l'huile évacuée par gravitation vers le bac de stockage d'où elle sera reprise par la pompe.

II.2.2. Circuit d'huile :

Le dispositif de pulvérisation radiale d'huile le long d'une génération du stator se présente comme le montre la figure II.2

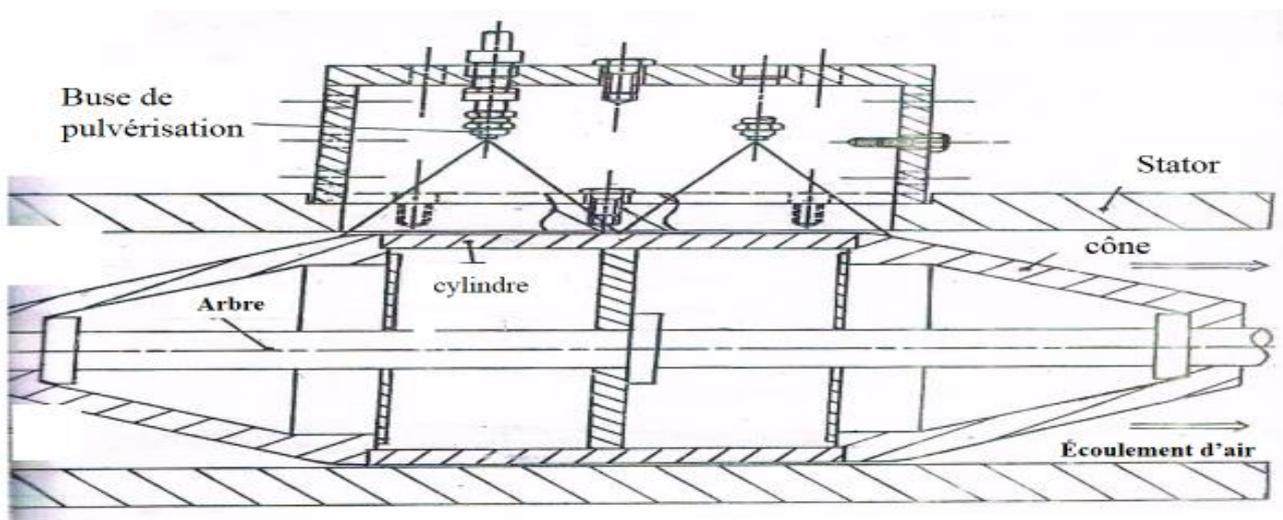


Figure II.2 dispositif de pulvérisation

Le circuit d'huile est fermé et se compose des éléments suivants :

- **La pompe doseuse**

Qui aspire de l'huile à partir du bac. Cette pompe est à débit variable jusqu'à 120L/h.

- **Deux rotamètres**

Étalonnés pour l'huile, qui permettent la détermination du débit véhiculé par chaque des buses.

- **Deux manomètres**

Qui permettent de situer le régime de fonctionnement de chaque buse.

- **Deux buses de pulvérisation mécanique**

De même type à jet conique et plat ; elles sont disposées de manière à assurer une injection le long d'une génératrice du stator, de façon sensiblement homogène.

II.2.3 Dispositif de chauffage

Le circuit de chauffage est représenté sur la figure II.3

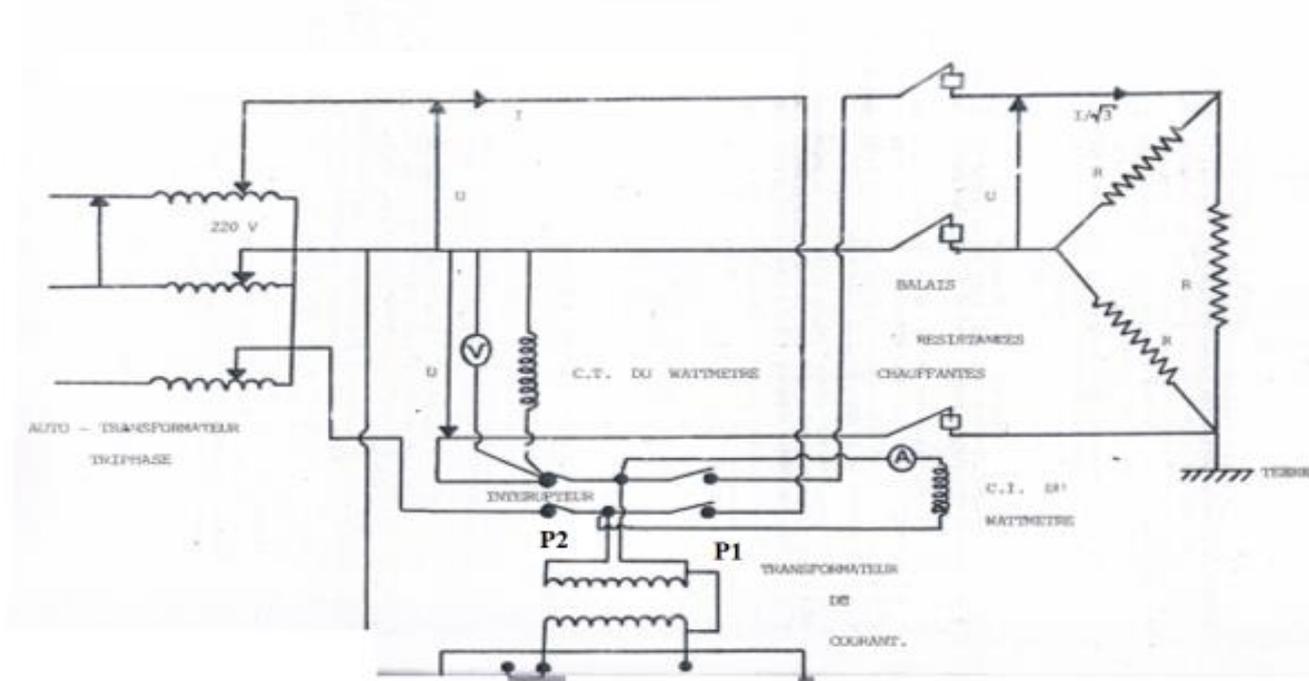


Figure II.3. présentant le circuit de chauffage et de mesure

Il comporte essentiellement les éléments suivant :

- Un auto transformateur triphasé qui permet un réglage de la puissance de chauffe.
- Un wattmètre statique sur lequel est lue la puissance active consommée par le circuit de chauffage.
- Un voltmètre placé entre deux phases et un ampèremètre placé en série avec le secondaire du transformateur de courant, permet de vérifier la bonne adaptation de l'appareillage aux mesures.

La puissance électrique transmise au rotor par trois balais en graphite, en contact tournant sur trois bagues de bronze.

- Trois résistances chauffantes reliées en triangle aux bagues sont enroulées dans l'épaisseur du cylindre, en hélice de faible pas.

II.2.4 Dispositif de mesure de température

Toutes les mesures de température sont effectuées avec des thermocouples chromel-alumel. Certains fixés sur le stator, permettent de mesurer les températures aux seins de l'écoulement ; d'autres implantés dans le rotor, rendent accessibles la mesure de température en 4 points de la surface paroi tournante. Les positions de ces thermocouples sont représentées sur la figure II.4

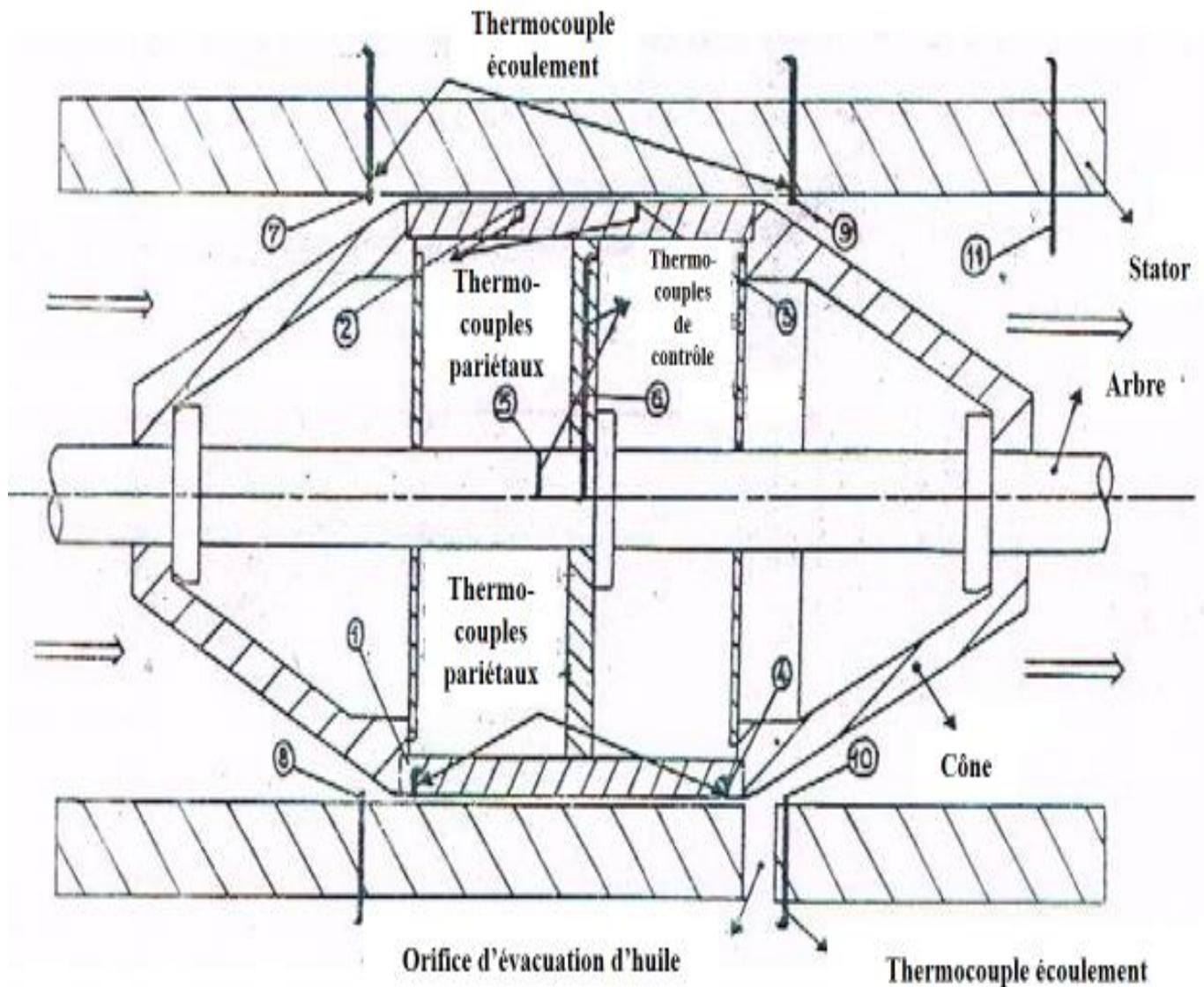


Figure II.4 Présentant la position des prises de température

1, 2, 3,4 thermocouples de paroi du rotor.

5, 6 thermocouples de contrôle.

7 thermocouples d'entrée supérieure de l'écoulement.

8 thermocouples d'entrée inférieure de l'écoulement.

9 thermocouples de sortie supérieure de l'écoulement.

10 thermocouples de sortie inférieure de l'écoulement.

11 thermocouple de sortie supérieure avale de l'écoulement.

Les thermocouples placés en surface du rotor sont reliés à la chaîne de mesure par un collecteur tournant, balayé par un courant d'air parfaitement sec. Cet air permet d'homogénéiser la température interne du collecteur et d'éviter aussi les effets thermoélectriques secondaires au niveau du collecteur.

Un commutateur à douze positions, permet de passer d'un thermocouple à un autre. Tous les fils alumel sont rassemblés en un point ; la commutation désirée s'effectue sur les fils chromel.

Un multimètre à affichage numérique, muni d'une compensation automatique de source froide, permet la mesure des tensions délivrées par les thermocouples, et par là, des températures.

II.3. Techniques expérimentales

Il nous a paru utile de rappeler la procédure de mesure des températures et des puissances de chauffe et de décrire la technique de mesure des débits d'huile, qui diffère de celle utilisée précédemment.

II.3.1. Mesure de température

II.3.1.1. Température d'entrée et de sortie de l'écoulement

Nous disposons de quatre thermocouples pour mesurer les températures de l'écoulement au passage de la partie tournante. Ils sont tous placés verticalement dans l'enveloppe statorique et dépassent sa surface interne de quelques millimètres. Deux d'entre eux sont situés à l'entrée de l'entrefer (l'un est placé dans la partie supérieure du stator, l'autre dans sa partie inférieure) ; ils donnent la température moyenne à l'entrée de la zone annulaire ; deux autres également placés dans les parties supérieure et inférieure du stator, en sortie de l'espace annulaire devraient permettre d'accéder à la température moyenne en sortie. (Figure.4.)

Dans toutes nos expériences nous avons thermostaté l'huile à la température moyenne d'entrée de l'écoulement axial d'air afin d'éviter l'existence de gradient de température dans le mélange air-huile à l'entrée du cylindre. dans ce but, un thermocouple a été placé à l'amont d'une buse afin de connaître la température de l'huile avant son injection sur le cylindre tournant. Enfin, un thermocouple a été placé dans l'espace libre aval, entre le cône du rotor et le stator, pour donner une indication supplémentaire sur la température moyenne de mélange à la sortie de l'espace annulaire.

II.3.1.1.a. Température d'entrée de l'écoulement

En écoulement d'air seul, les indications des deux thermocouples sont voisines. L'écart maximum observé est de 0.2°C . la moyenne arithmétique des deux températures sera adopté pour déterminer la température d'entrée de l'écoulement axial d'air dans l'espace annulaire.

Lorsque l'air est chargé d'huile, l'écart entre les deux températures mesurées à l'entrée augmente légèrement ; il est au maximum de 0.4°C . l'accroissement de cet écart est attribué à un défaut de la thermostation de l'huile, qui ne peut être assuré qu'à $\pm 1.5^{\circ}\text{C}$.

La moyenne arithmétique de ces deux température sera encore utilisée pour déterminer la température d'entrée de l'écoulement d'air chargé d'huile.

II.3.1.1.b. Température de sortie de l'écoulement :

La température de mélange de l'écoulement à la sortie de l'entrefer est plus difficile à déterminer étant donné l'existence des gradients radiaux de température, non négligeable dans cette zone.

En écoulement d'air fortement chargé d'huile, on note un écart sensible (jusqu'à 4°C) entre les indications fournies par les deux thermocouples de sortie.

Seule la dernière sonde, située tout à fait à l'aval de la partie conique de la chambre de mesure, donne une indication plus représentative de la température de mélange, légèrement majorée par le flux issu de la partie conique du rotor.

Nous avons donc préféré faire une évaluation théorique de cette température de mélange.

II.3.1.2 Température de la partie tournante

Les différents thermocouples dont nous disposons pour effectuer un prélèvement de température pariétale sont représenté sur la figure II.4.

Quatre d'entre eux sont noyés à la surface du rotor et situés respectivement à 3.9, 63.3, 126.3 et 186 mm de la jonction cône amont-rotor. Ils permettent de mesuré la température de la paroi au contact du fluide. Deux thermocouples de contrôle sont placés à l'intérieure du cylindre ; l'un est situé dans l'arbre, l'autre dans le disque isolant médiant de l'espace confiné.

Ces deux indications permettent, lors de chaque expérience, de vérifier si l'équilibre thermique est bien atteint.

II.3.2 Mesure des débits d'huile

Divers moyens permettant d'évaluer le débit d'huile injectée dans l'entrefer sont à notre disposition.

II.3.2.1 Réglage de la pompe doseuse

La position de réglage de la pompe permet d'avoir une indication du débit total dans l'installation. Néanmoins, sachant que ce débit varie légèrement avec la pression d'utilisation, on ne retiendra cette détermination qu'à titre indicatif.

II.3.2.2. Rotamètres

Deux rotamètres sont disposés respectivement sur chacune des alimentations des deux buses de pulvérisation. Ils permettent une lecture directe du débit d'huile pulvérisée par chaque tuyère. Cependant le rotamètre présente l'inconvénient d'être sensible à la viscosité du fluide et donc à sa température. Nous avons préféré un étalonnage direct des rotamètres par mesure du volume d'huile délivrée pendant un temps donné, par la buse, dans diverses conditions de fonctionnement.

II.3.3 Mesure de la puissance de chauffe

Les trois éléments chauffant du rotor sont connectés en triangle aux sorties de l'autotransformateur triphasé. Les trois résistances n'étant pas strictement équivalentes, la mesure de la puissance électrique n'est pas déductible de celle effectuée sur une seule phase. On a alors utilisé la méthode dite des deux wattmètres

Dans cette méthode la puissance totale triphasée est égale à la somme algébrique des deux puissances partielles P1 et P2 obtenues en plaçant successivement l'inverseur sur P1 et P2.

Compte tenu des pertes de puissance en ligne et des pertes liées aux contacts des balais sur les bagues, il est nécessaire d'apporter une correction sur la puissance totale indiquée par le wattmètre pour accéder à la puissance de chauffe.

Chapitre III

**Etudes dynamique des
pertes de charge**

III Etude dynamique des pertes de charge

II.1 Introduction

Dans cette partie, nous allons intéresser, à l'étude dynamique qualitative et quantitative du refroidissement de la paroi tournante par un écoulement axial d'air chargé d'huile.

Étude qualitative portera sur le comportement de la phase liquide sur la paroi du rotor lors de la rotation de ce dernier.

L'étude quantitative portera sur l'influence d'un certain nombre de paramètres sur les pertes de charge comme la vitesse de rotation de la paroi du cylindre, la vitesse axiale de l'écoulement d'air, et le débit volumique d'huile.

III.2 Etude qualitative sur le refroidissement de la paroi tournante

III.2.1 Considérations dynamiques sur le film d'huile

On suppose que le film se développant sur le rotor et se déplaçant sur ce dernier, est d'épaisseur constante, indépendante de θ et z .

Un élément infinitésimal du film de masse dm , de coordonnées r, θ, z est soumis aux suivantes forces :

- ✓ la force centrifuge due à la rotation du rotor.
- ✓ le poids de l'élément.
- ✓ les efforts de pression latéraux s'exerçant sur les forces latérales.
- ✓ les efforts de pression radiaux s'exerçant sur les forces radiales.

Si on néglige le poids du liquide devant la force centrifuge le bilan des forces exercées sur

l'élément en équilibre s'écrit suivant r :

$$dF = \frac{dp}{dr} r dr d\theta dz$$

Où : $P(r)$ est une pression statique

$$dF = \rho \frac{V_{\theta}^2}{r} r dr d\theta dz$$

En supposant que la vitesse tangentielle du film est constante et égale à la vitesse de rotation du rotor.

Dou :

$$\rho \frac{V_{\theta}^2}{r} = \frac{dp}{dr}$$

Une résolution des équations de NAVIER-STOCKES avec comme hypothèse $V_R=0$ conduit au même résultat.

A l'intérieur du film, le gradient de pression équilibre la force centrifuge.

A la surface du film au contact avec l'air, l'équilibre est assuré grâce à la tension superficielle σ du fluide.

En effet compte tenu de la concavité de la surface, il existe une différence entre la pression dans le film à l'interface liquide-air (notée P_{int}) et la pression de l'air à cette même interface (notée P_{ext}).

On peut écrire

$$\frac{\sigma}{R+\varepsilon} \neq \frac{\sigma}{R} = P_{int} - P_{ext}$$

Quand $N=0$, σ est la valeur statique de la tension superficielle.

Quand $N > 0$, il apparaît un gradient de pression positif dans le film : $\frac{dp}{dr} > 0$, soit pour une pression P_{ext} donnée, on a un accroissement de P_{int} . Le film reste alors en équilibre grâce à la fois, à une diminution de son épaisseur ε (ce qui a pour effet, à $\frac{dp}{dr}$ donnée, de diminuer P_{int})

Et à l'existence d'une élasticité propre du liquide. La rupture du film se produit lorsque :

$$P_{int}(N) - P_{ext} = \frac{\sigma_{ARR}}{R}.$$

Où σ_{ARR} est la valeur d'arrachement de la tension superficielle supérieure à la valeur statique.

En effet il existe, pour un grand nombre de solutions, même très diluées (mais non pure) une courbe d'élasticité du film. A ce niveau, σ_{ARR} correspond à la limite d'élasticité de ce film.

III.2.2 Modèle de film se développant sur le rotor

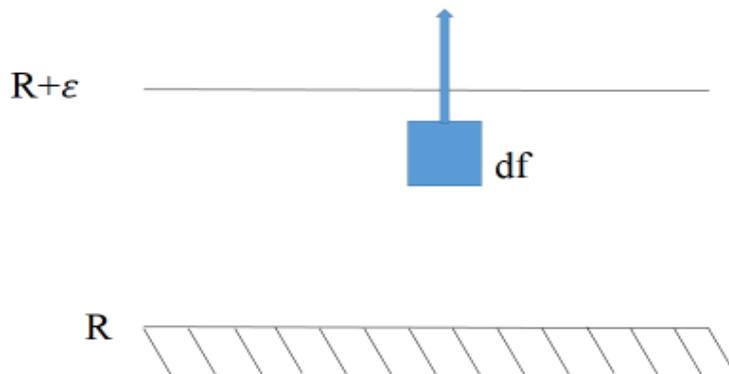


Schéma III.1 Modèle du film se développant sur le rotor

Remarque :

En réalité, le film s'amenuise lorsque la vitesse de rotation croît et devient suffisamment fin tel que, une moindre discontinuité géométrique à l'entrée du rotor, cause un début de rupture, ainsi lorsqu'on augmente la vitesse de rotation, on assiste à une lente désagrégation du film, plutôt qu'à une franche rupture après rupture avec la rotation du film uniforme sur la paroi, il se produit une réorganisation du film en fins filets axiaux, à la surface du rotor.

Si l'on considère que les filets sont de rayon moyen $r_0 \ll R$ l'écart de pression à l'interface liquide- air peut s'écrire :

$$P_{int} = P_{ext} + \frac{\sigma}{r_0}$$

La valeur très faible de r_0 ($r_0 \ll R$) permet d'obtenir des pressions intérieures du filet liquide, beaucoup plus importantes que précédemment et équilibrer les forces centrifuges ainsi le film se développant auparavant sur la surface du rotor et remplacer par le nouveau type d'écoulement dont la structure géométrique de la phase liquide est constitué de filets axiaux d'autant plus mince que le rotation est élevée.

III.3 Etude quantitative sur le refroidissement de la paroi tournante

Les pertes de charge de l'écoulement d'air en fonction de la vitesse de rotation (pour un débit de $8.20 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$) sont représentées sur la figure III.1

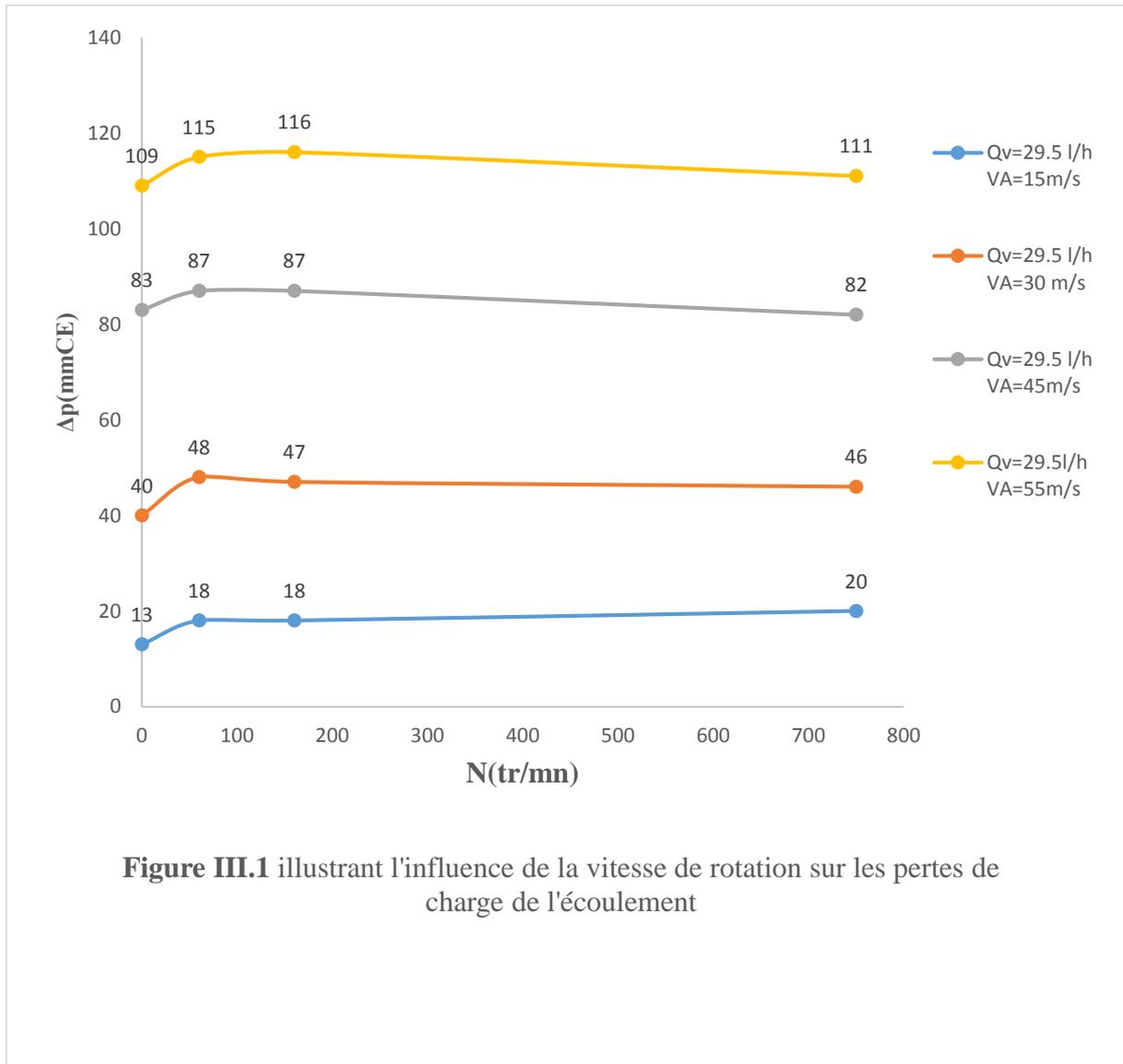
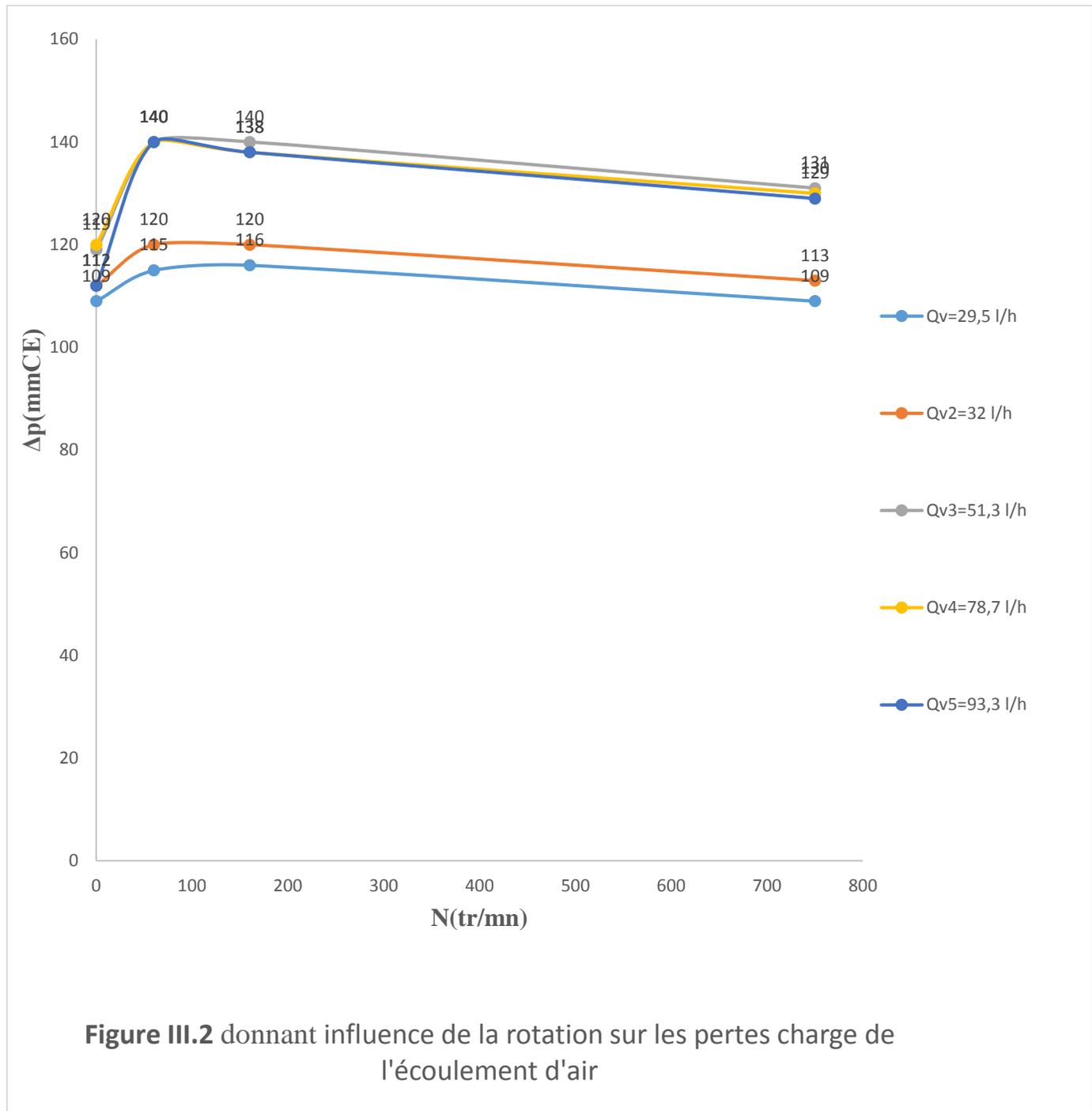


Figure III.1 illustrant l'influence de la vitesse de rotation sur les pertes de charge de l'écoulement

La distribution des pertes de charge de l'écoulement d'air pour les différentes vitesses de rotation et pour une vitesse axiale de 55m/s est représentée sur la figure III.2



Le coefficient de frottement de l'écoulement d'air en fonction du nombre de Taylor pour les différentes vitesses axiales et pour un débit $8.20 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ est représentée sur la figure III.3

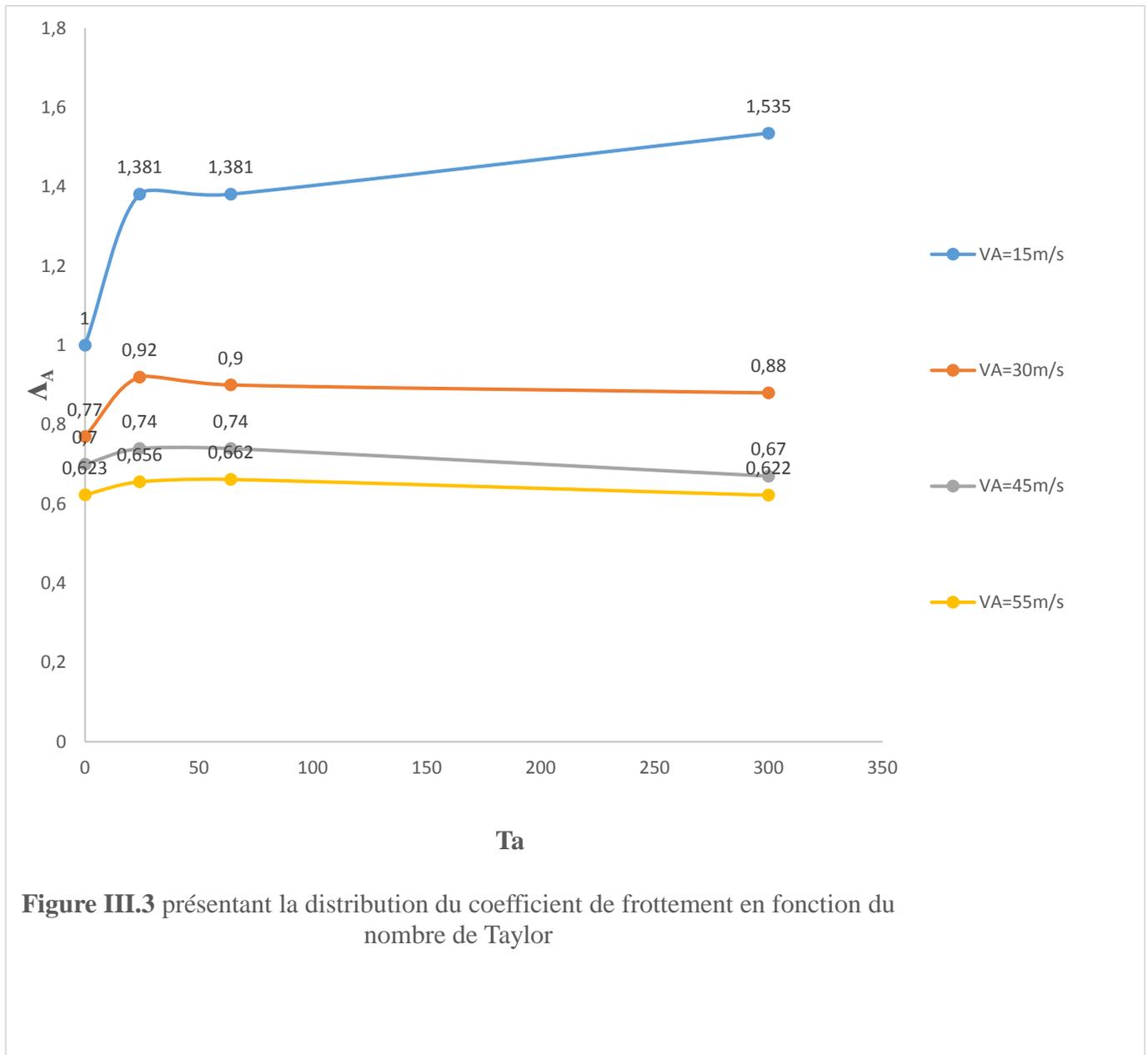
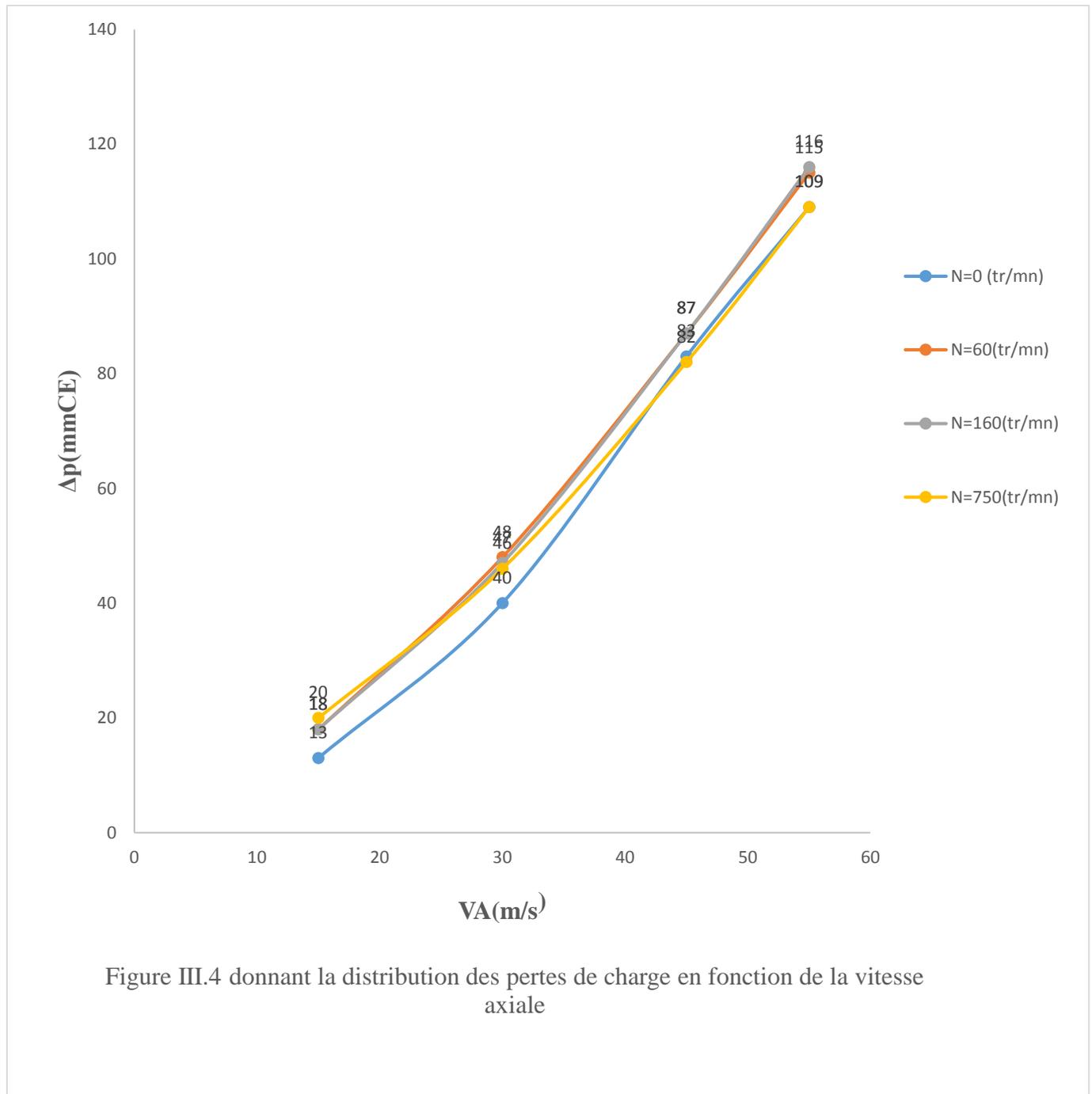
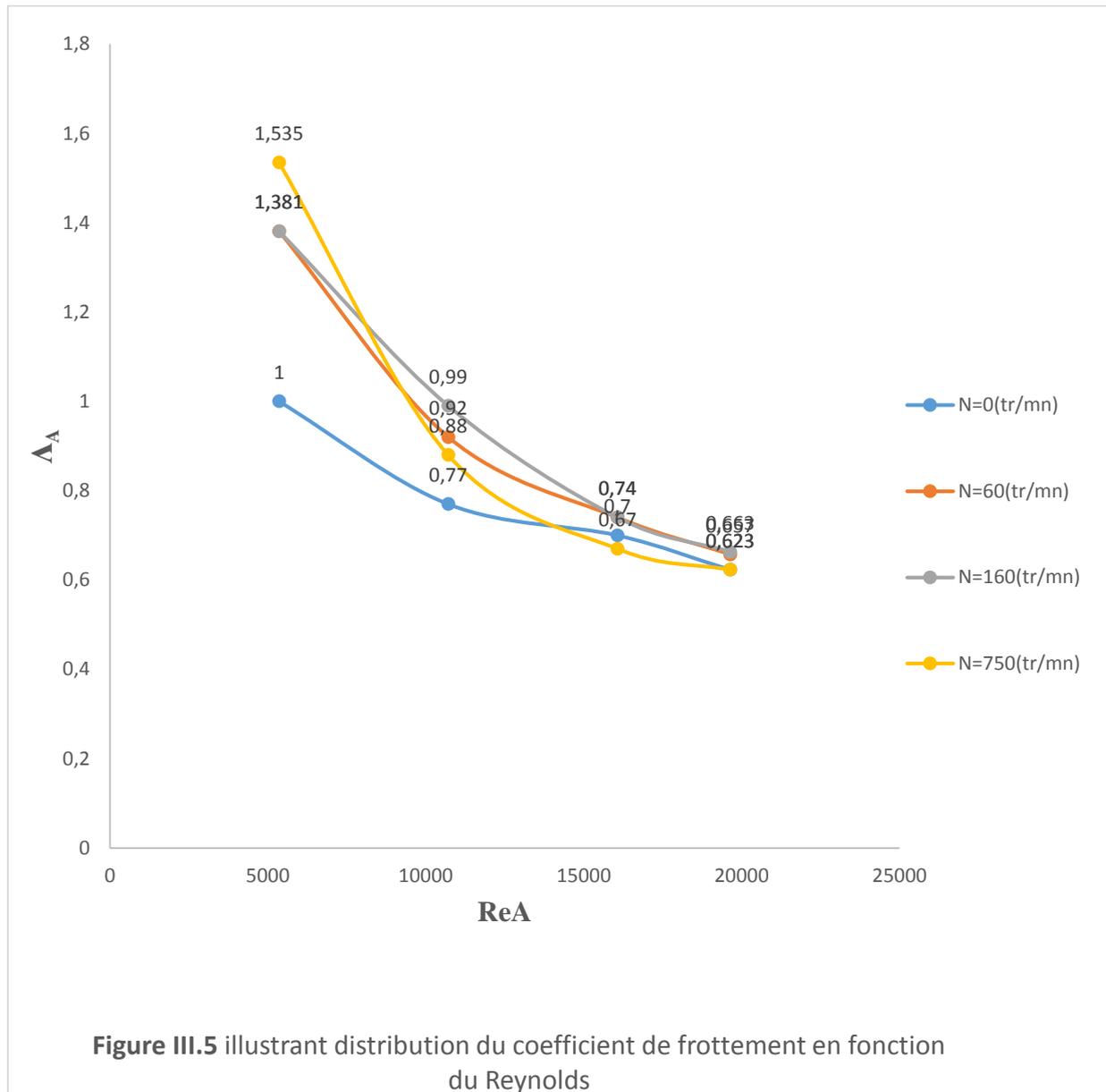


Figure III.3 présentant la distribution du coefficient de frottement en fonction du nombre de Taylor

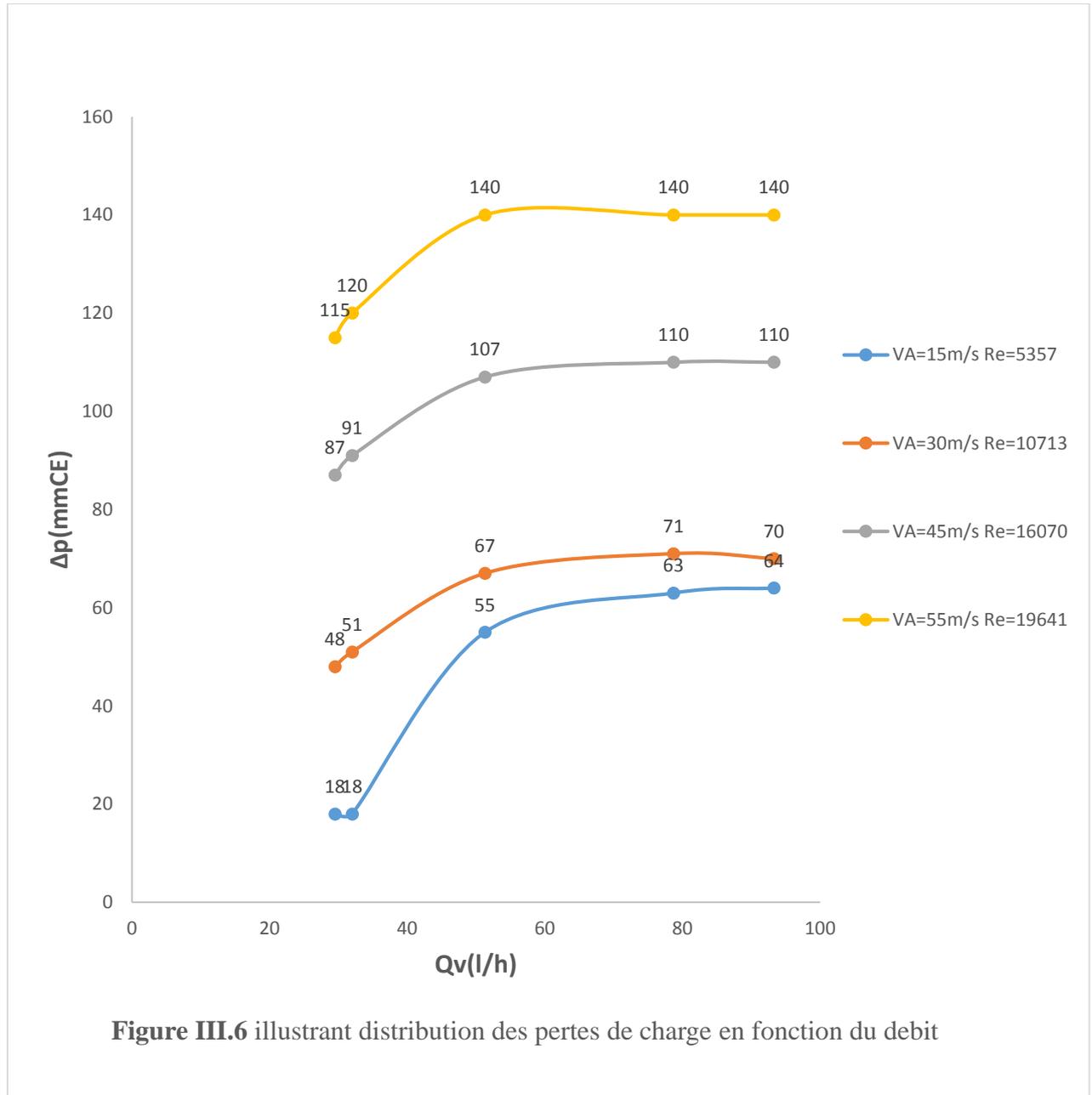
Les variations des pertes de charge de l'écoulement d'air en fonction de la vitesse axiale pour un débit $Q_v = 8.2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ est représenté sur la Figure III.4



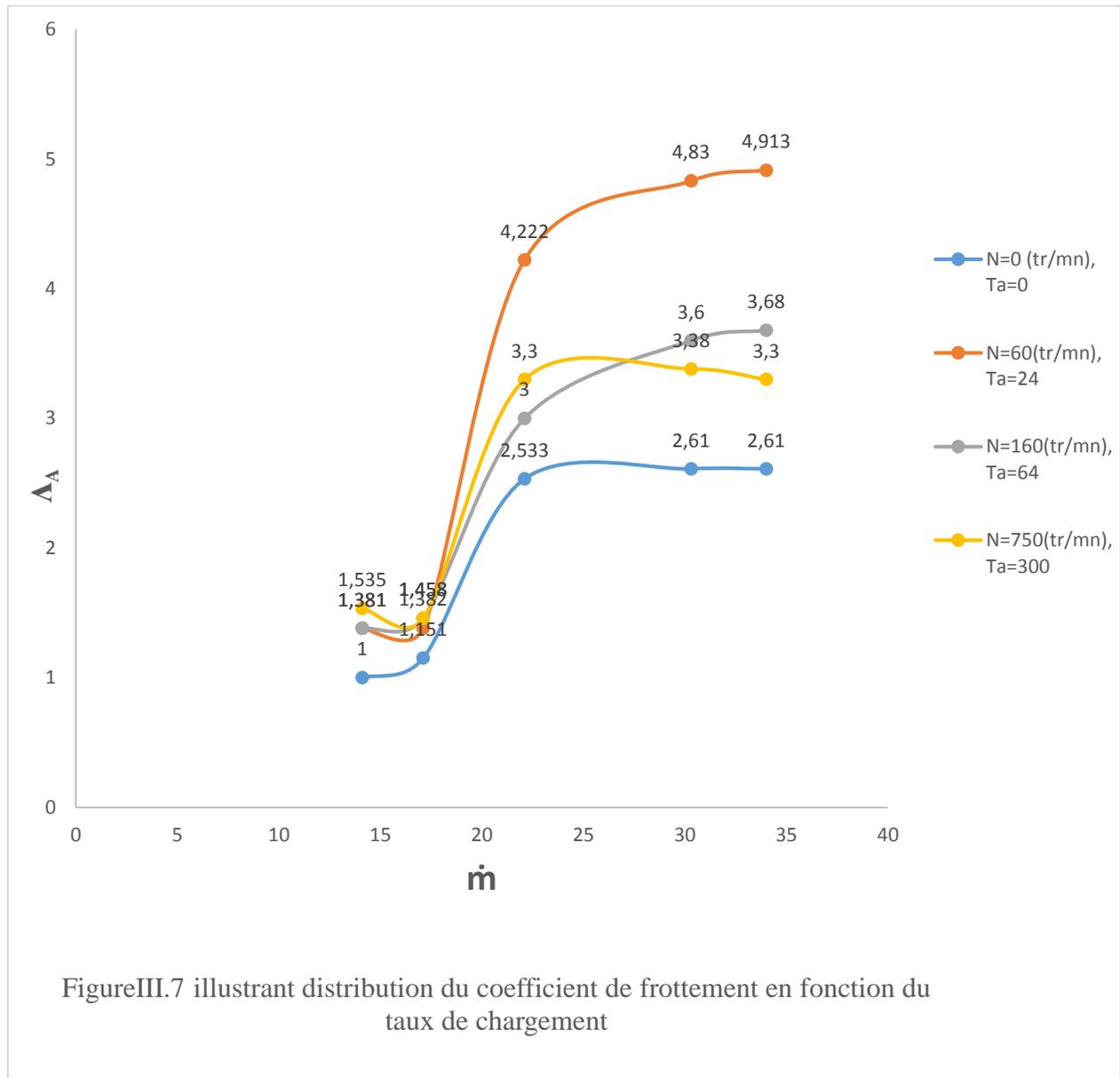
Le coefficient de frottement de l'écoulement d'air en fonction du nombre de Reynolds pour les différentes vitesses de rotation et pour un débit $8.20 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ est représentée sur la figure III.5



Variation des pertes de charge de l'écoulement d'air en fonction du débit volumique pour $N=60\text{tr/mn}$ et pour les différentes vitesses axiales est représenté sur la Figure III.6



Le coefficient de frottement de l'écoulement d'air en fonction du taux de chargement pour une vitesse axiale de 15 m/s et pour différentes vitesse de rotation est représenté sur la figure III.7



Le coefficient de frottement réduit de l'écoulement d'air en fonction du taux de chargement pour une vitesse axiale de 45 m/s et pour différentes vitesse de rotation est représenté sur la figure III.8

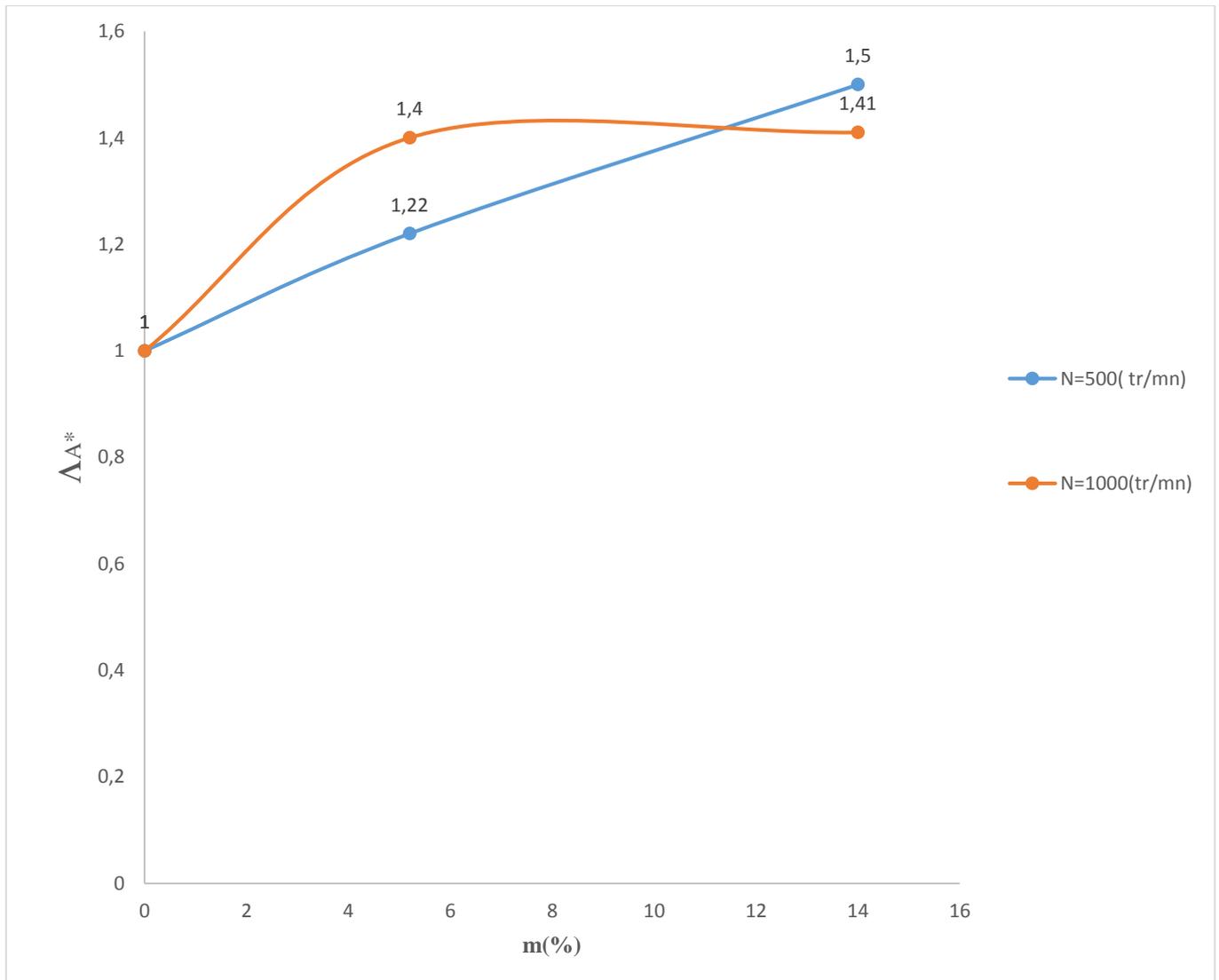


Figure III.8. présentant Le coefficient de frottement réduit de l'écoulement d'air en fonction du taux de chargement

III.3.1 Discussion des résultats

III.3.1.1 Influence de la rotation de la paroi du cylindre sur les pertes de charge de l'écoulement d'air (chargé d'huile)

D'après la figure III.1 on constate que pour des vitesses axiales variables, de l'air chargé d'huile l'allure des courbes est similaire. La perte de charge est légèrement croissante, pour les faibles vitesses de rotation et quasiment constante pour $60 < N < 1000 \text{ tr/mn}$.

On remarque d'après la figure III.2 que les pertes de charge présentent aussi la même allure avec la vitesse de rotation, les quatre courbes elles sont en concordances, on retrouve pour l'intervalle de variation de N compris entre 0 à 60 tr/mn une légère augmentation puis elles se stabilisent entre 60 et 1000 tr/mn.

III.3.1.2 Influence du nombre de Taylor sur le coefficient de frottement

La figure III.3 nous donne une indication sur l'influence du nombre de Taylor sur le coefficient de frottement au niveau de la paroi du rotor, on constate que le coefficient de frottement croît légèrement aux faibles valeurs du nombre de Taylor, et reste constant au-delà de la valeur de 60.

III.3.1.3 Influence de la vitesse axiale de l'écoulement sur les pertes de charge

Concernant la variation des pertes de charge en fonction de la vitesse axiale, la figure III.4 nous donne une variante de 15 à 55 m/s, on retrouve une allure parabolique. Les pertes de charge au niveau de la paroi tournante sont proportionnelles au carré de la vitesse axiale de l'écoulement chargé d'huile.

III.3.1.4 Influence du nombre de Reynolds sur le coefficient de frottement

D'après la figure III.5 On note un décroissement continu du coefficient de frottement avec le nombre de Reynolds. Cette diminution est d'autant plus accentuée avec la vitesse de rotation de la paroi du cylindre tournant.

III.3.1.5 Influence du débit volumique sur les pertes de charge

On note aussi les courbes de la variation des pertes de charge en fonction du débit volumique analogues. Les courbes sont croissantes pour un intervalle du débit volumique Q_v qui varie jusqu'à 50 l/h et pour l'intervalle qui se situe entre 50 et 95 l/h on constate que les pertes de charge restent constantes

III.3.6 Influence du taux de chargement de l'air en huile sur le coefficient de frottement

La figure III.7 représente Le coefficient de frottement en fonction du taux de chargement, on constate que pour les quatre courbe ont presque la même allure, est en augmentation sensible pour un taux de chargement variant jusqu'à 25 %, puis se stabilise au-delà de cette dernière valeur.

III.3.7 Influence du taux de chargement de l'air en huile sur le coefficient de frottement

réduit Λ_A^*

D'après la figure III.8 représentant Le coefficient de frottement réduit en fonction du taux de chargement, on déduit aussi que on augmentant le taux de chargement le coefficient de frottement augmente, puis il se stabilise à partir d'une valeur de 5.2% à une vitesse de rotation de 1000 tr/mn.

Chapitre IV

Etude thermique du refroidissement

IV Etude thermique du refroidissement

IV.1 Etude thermique qualitative du refroidissement de la paroi tournante

IV.1.1 Elément d'analyse dimensionnelle

IV.1.1.1 Ecoulement monophasique

En écoulement monophasique, l'analyse dimensionnelle permet d'obtenir un certain nombre de groupements adimensionnels, le théorème de Vachy-Buckingham permet d'écrire une loi sous la forme :

$$Nu=f(Re, Pr, Ta, D/d, L/d)$$

Où :

$$Re= \rho \bar{v}d / \mu$$

$$Pr= C_p \mu / \lambda$$

$$Ta= (\omega d D/\nu) (d/D)^{1/2}$$

Le rapport D/d possède un rôle important au niveau du transfert de chaleur. Compte tenu des caractéristiques invariantes du montage ce rapport restera constant.

Pr, D/d et L/d étant invariants, la loi précédente peut s'écrire sous la forme

$$Nu=f(Re, Ta)$$

Ou selon la loi limite d'Esnault-Pelterie :

$$Nu= K Re^\alpha Ta^\beta$$

Ou K, α , β seront déterminés expérimentalement

IV.1.1.2 Ecoulement diphasique

Un certain nombre de nouveaux paramètres doivent être introduit et en particulier les propriétés physique de la phase liquide et le taux de chargement massique \dot{m} que l'on définit comme suit :

$$\dot{m} = \frac{M_L}{M_L + M_g}$$

M_L : densité de flux massique de la phase liquide

$$M_L = \frac{\rho_L Q_{vL}}{\pi (R_e^2 - R_i^2)}$$

M_g : densité de flux massique de la phase gazeuse :

$$M_g = \frac{\rho_g Q_{vg}}{\pi (R_e^2 - R_i^2)}$$

Si m et g sont respectivement les indices relatifs à l'écoulement diphasique et monophasique, une étude dimensionnelle des propriétés physique des fluides permet d'écrire

$$Re_m = Re_g \qquad Nu_m = Nu_L$$

$$Ta_m = Ta_g \qquad Pr_m = Pr_L$$

La loi adimensionnelle se réduisant de l'échange thermique est du type :

$$Nu_L = f(Re_g, Ta_g, Pr_L, \dot{m})$$

Cette dernière loi ne tiens pas compte de l'influence des tailles des gouttelettes sur l'échange thermique.

IV.1.2 Considérations thermiques de l'écoulement

IV.1.2.1 Ecoulement monophasique

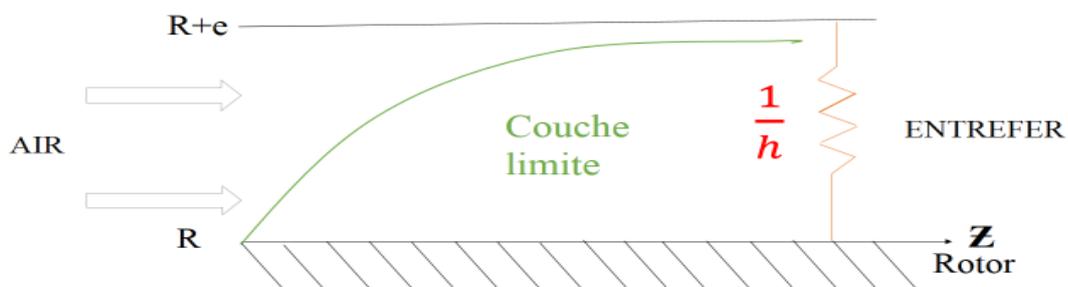


Schéma IV.1. Présentant la formation d'une couche limite en écoulement monophasique

Une couche limite dynamique et thermique se développe à partir de l'entrée du rotor chauffant.

Si $T_p(z)$ est la température de paroi

$T_m(z)$ est la température de mélange de l'air

$q(z)$ est la densité de flux de chaleur fournie par le rotor à l'écoulement, on peut écrire :

$$q(z) = h(z) [T_p(z) - T_m(z)]$$

Où $h(z)$ est le coefficient d'échange thermique à la paroi et $R(z) = \frac{1}{h(z)}$ est la résistance thermique locale.

IV.1.2.2 Ecoulement diphasique (Air chargé d'huile)

Soit le modèle, simplifié du film, utilisé auparavant :

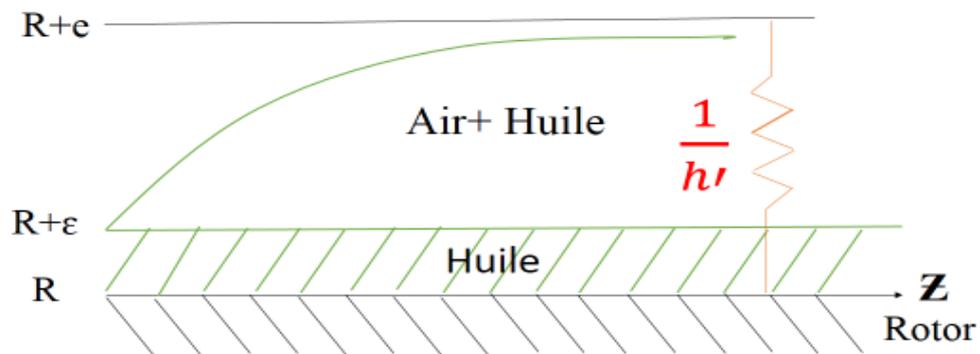


Schéma IV.2. présentant la formation d'une couche limite en écoulement diphasique

On considère que le film liquide existe dès l'entrée du rotor et qu'une couche limite du mélange (Air-liquide) se développe autour du film. Soient

T_p : La température du rotor.

T_f : La température du film à l'interface liquide-air.

T_m : La température du mélange air-brouillard.

$q'(z)$: La densité de flux de chaleur à la paroi

ϵ : L'épaisseur du film

λ : La conductivité thermique du liquide

On peut écrire : $q'_{(z)} = q_{f(z)} + q_{A(z)} = h'_{(z)}(T_p - T_m)_{(z)}$

Si :

$q_{f(z)}$: Flux thermique véhiculé par le film

$q_{A(z)}$: Flux thermique véhiculé par le mélange air-brouillard

$\frac{1}{h'_{(z)}}$: Résistance thermique total

La relation précédente peut prendre la forme suivante :

$$q'_{(z)} = h_f [T_{p(z)} - T_{f(z)}] + h_m [T_{f(z)} - T_{m(z)}] = \frac{[T_{p(z)} - T_{f(z)}]}{R_f} + \frac{[T_{f(z)} - T_{m(z)}]}{R_m}$$

Sachant que R' et R_f ne sont plus des résistances analogues.

Soient les deux hypothèses des échanges thermiques dans l'entrefer :

- ✓ Echange thermique rotor-air est identique à l'échange thermique film liquide-air :

Cette hypothèse a été utilisée par plusieurs auteurs, mais peut être mise en doute, puisque la géométrie de notre système repose sur un cylindre placé longitudinalement à l'écoulement d'air et surtout soumis aux chocs et rebond rebonds des particules liquides venant, transversalement le film d'huile et modifier le coefficient d'échange thermique. cependant la position du cylindre dont la génératrice a même direction que celle de l'écoulement d'air, peut éventuellement éliminer les effets perturbateurs.

L'hypothèse se traduit par : $R = R_m$ (1)

- ✓ Hypothèse de Nusselt de conduction à travers le film liquide enveloppant le rotor :

On considère le film mince et les termes de transport convectif d'enthalpie (ie q_f) petit devant les termes de conduction en r (ie q_A)

$$\text{Soit : } h_f [T_p - T_f] \ll h_m [T_f - T_m]$$

$$\text{Donc } h_f \ll h_m \frac{[T_f - T_m]}{[T_p - T_f]}$$

Ainsi le bilan thermique, effectué sur un élément de film implique que :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} = 0 \quad \text{Si } R < r < R + \varepsilon$$

D'où la température dans le film, suit une évolution linéaire

$$\left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)_R = \frac{T_f - T_p}{\varepsilon}$$

$$\text{La densité de flux de chaleur à la paroi vaut } q'(R) = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)_R = \lambda \frac{T_p - T_f}{\varepsilon} \quad (2)$$

Or :

$$q' = \frac{T_p - T_f}{R_f} + \frac{T_f - T_m}{R_m}$$

De (1) et (2) on trouve :

$$q' = h_f \frac{\varepsilon}{\lambda} q' + \frac{T_f - T_m}{R}$$

$$T_p - T_m = (T_p - T_f) + (T_f - T_m) = \varepsilon \frac{q'}{\lambda} + R q' (1 - h_f \varepsilon / \lambda)$$

$$q' = \frac{1}{R + \frac{\varepsilon}{\lambda} \left[1 - \frac{h_f}{h}\right]} (T_p - T_m)$$

D'où

$$h' = \frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{\varepsilon}{\lambda} \left(1 - \frac{h_f}{h}\right)}$$

Cette dernière relation exprime le coefficient d'échange de chaleur en écoulement d'air chargé de gouttelettes liquides en fonction du coefficient d'échange en écoulement d'air seul.

IV.1.3 Mesure du coefficient d'échange thermique en écoulement monophasique d'air seul et du nombre de Nusselt

La figure IV.1 présente entre autre un profile des températures relevées sur la paroi du cylindre tournant.

Alors qu'une densité de flux constante à la paroi devrait se traduire par une variation linéaire de température de paroi. dès que le régime est établi, l'allure de la courbe $T_p(z)$ révèle l'existence d'un maximum de température sur le rotor voisin du plan médiateur.

Ce type de profil révèle l'existence d'une conduction axiale, et un flux de fuite par les cônes, non négligeable, ainsi il n'est pas possible de considérer une densité de flux cédé par la paroi à l'air comme étant constante.

Il est possible d'établir un profil axial de température de paroi, sous forme d'un polynôme du troisième degré, à partir des prélèvements de température des quatre thermocouples de paroi

Soit :

$$T(z) = AZ^3 + BZ^2 + CZ + D$$

Ou les quatre constantes A, B, C, D sont déterminées grâce aux quatre mesures de température de paroi.

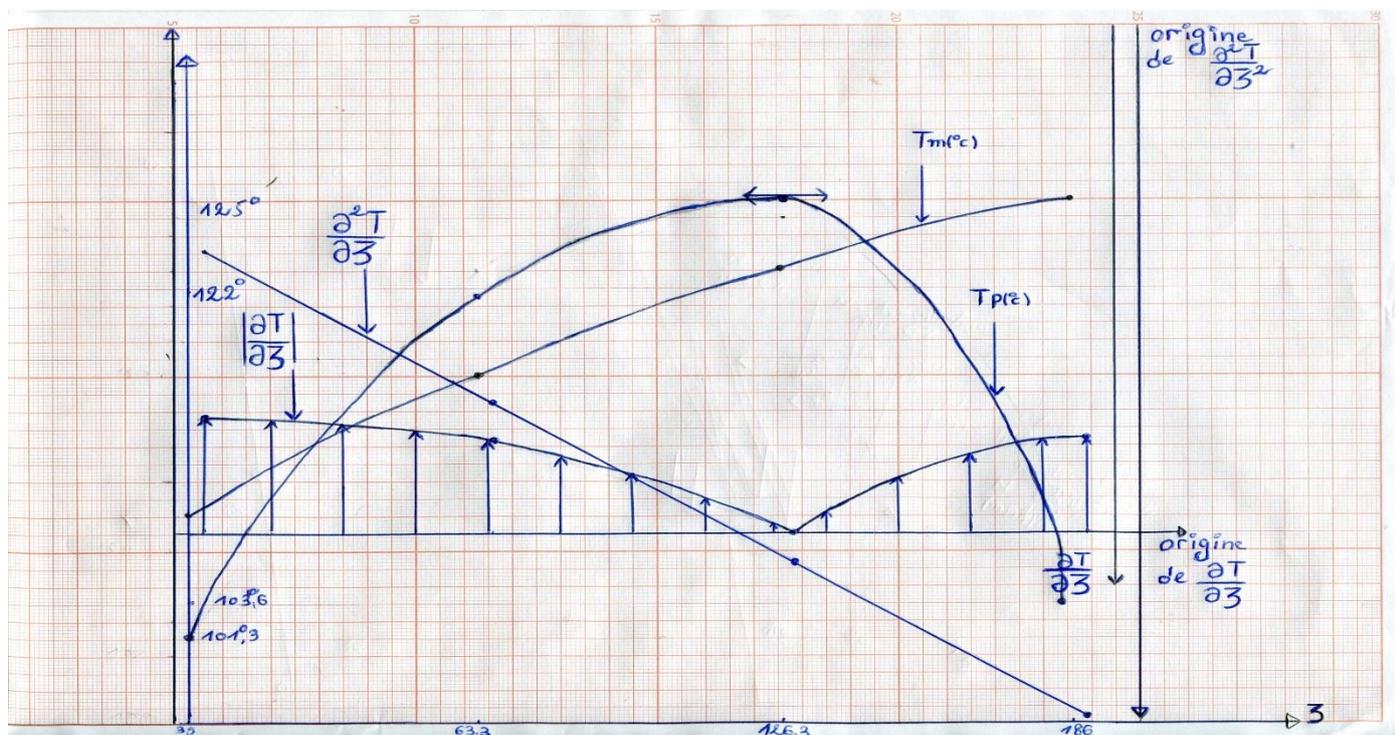


Figure IV.1.présentant les profils type sur le cylindre chauffant

- ✓ La supposition d'un polynôme du troisième degré du profil de la température pariétale implique que
 - Le gradient axial de température de paroi, $\frac{dT}{dz}$ et du flux de conduction dans le cylindre $\phi_c = -\lambda \frac{\partial T}{\partial z}$ sont des fonctions du second degré (donc de forme parabolique).
 - L'écart entre la densité de flux générée à la paroi et la densité de flux cédée à l'écoulement d'air, proportionnel à $\frac{d^2T}{dz^2}$ suit une évolution linéaire.

Faisons certaines hypothèses :

- La densité de flux générée au niveau des résistances chauffantes est uniforme compte tenu du nombre important de spires d'éléments chauffants et du faible pas de l'hélice.
- La conductivité thermique de l'acier est constante
- Le flux de fuite thermique par l'intérieur du cylindre est négligeable (présence d'une masse d'air confinée.)
- Le stator est parfaitement adiabatique.
- Les effets de bord sont négligeables.
- Les gradients axiaux de température sont constants dans une section d'abscisse Z

Cependant il convient d'effectuer un calcul reposant sur un bilan d'énergie pour avoir une idée sur la corrélation à la paroi du type polynômial précédent. Et le problème posé consiste à déterminer le coefficient d'échange thermique local à partir des grandeurs connues suivantes.

- température de paroi du cylindre : $T(Z) = AZ^3 + BZ^2 + CZ + D$
- température d'entrée de l'écoulement : T_e
- le flux généré par les résistances chauffantes, ϕ_G

IV.1.3.1 Densité de flux de chaleur fournie à la paroi

Considérons une couronne de rotor d'abscisse Z et d'épaisseur dZ , de rayon intérieur R_i

Et de rayon extérieur R_e

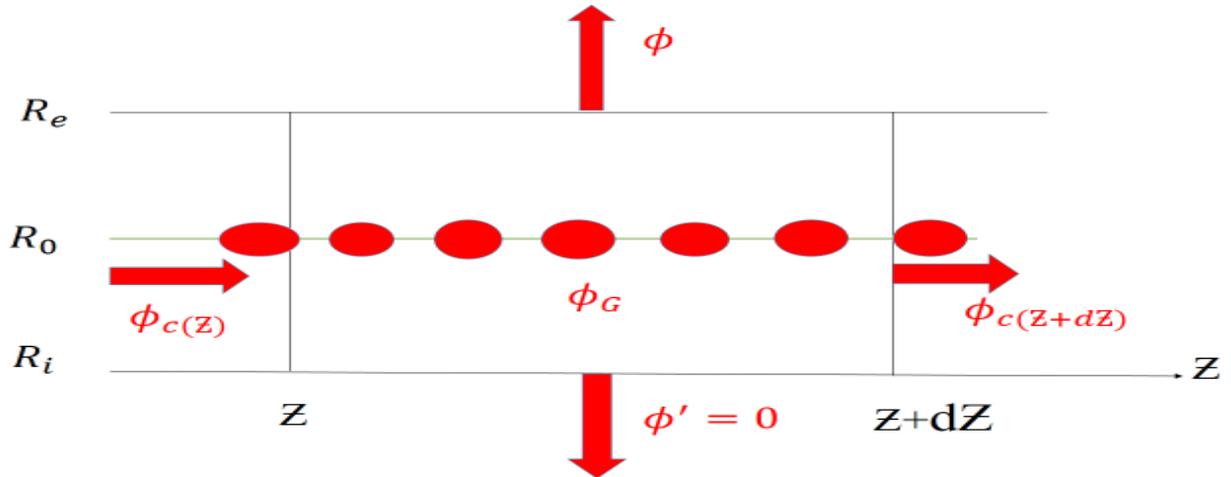


Schéma IV.3. donnant la propagation de la chaleur au niveau de la paroi chauffante pour un écoulement monophasique.

Le bilan d'énergie se traduit par : la chaleur générée par l'élément chauffant dans cet élément de volume est égale à la chaleur sortant de cet élément.

Soit :

$$\phi_G = \phi + \phi_c(Z + dZ) - \phi_c(Z) + \phi'$$

$$\phi_G = \phi + \frac{\partial \phi_c(Z)}{\partial Z} dZ$$

Si q_G est la densité de flux de chaleur générée.

Et q : la densité de flux à la paroi extérieure.

$$q_G 2\pi R_0 dZ = q 2\pi R_e dZ - \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial Z^2} dZ \pi (R_e^2 - R_i^2)$$

$$q(Z) = q_G \frac{R_0}{R_e} + \frac{\lambda (R_e^2 - R_i^2)}{2 R_e} \frac{\partial^2 T}{\partial Z^2}$$

$$q(Z) = q_G \frac{R_0}{R_e} + \frac{\lambda (R_e^2 - R_i^2)}{2 R_e} (6AZ + 2B)$$

La densité de flux de chaleur fournie à la paroi décroît linéairement avec l'abscisse axiale Z ($A < 0$) ϕ_G est une grandeur connue : c'est la puissance de chauffe $\phi_G = q_G \cdot 2\pi R_0 L$

Par conséquent $q(Z) = \frac{\phi_G}{2\pi R_e L} + \frac{\lambda}{2} \frac{R_e^2 - R_i^2}{R_e} (6AZ + 2B)$

IV.1.3.2 Flux de chaleur fournie par la paroi du rotor

Le flux de chaleur total fournie par la paroi du rotor s'obtient par l'intégration, du profil linéaire précédent, sur toute la surface du rotor

$$\phi = 2\pi R_e \int_0^L q(Z) dZ$$

Soit :

$$\phi = \phi_G + \pi \lambda L (R_e^2 - R_i^2) (3AL + 2B)$$

Ou :

ϕ est le flux véhiculé par l'air.

IV.1.3.3 Mesure du coefficient d'échange thermique

Effectuons un bilan d'énergie sur une couronne d'air d'abscisse dZ

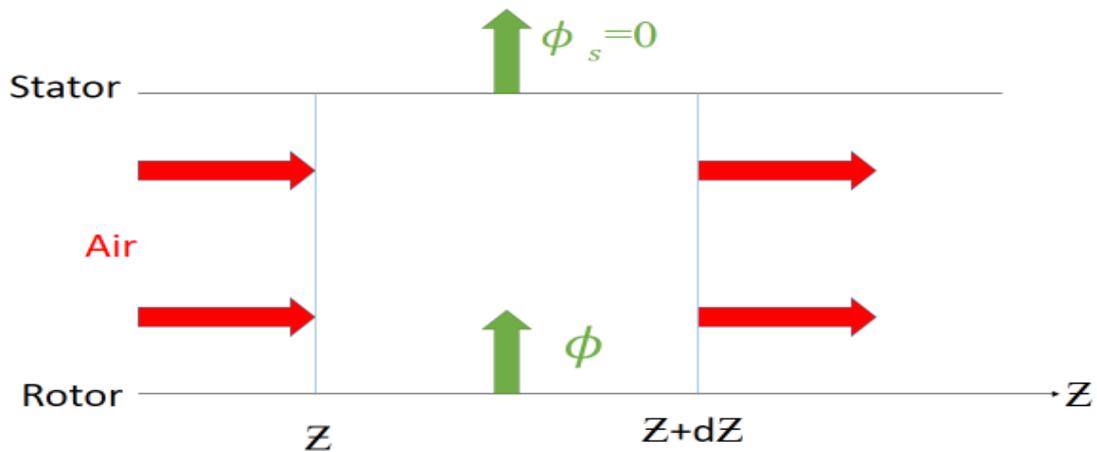


Schéma IV.4. donnant la propagation de la chaleur au niveau de l'entrefer pour un écoulement monophasique

Si $T_{m(Z)}$ est la température du mélange de l'air, le bilan s'écrit :

$$2\pi R_e q(Z) dZ = \phi_s + [T_{m(Z+dZ)} - T_{m(Z)}] M_A C_{PA}$$

$$2\pi R_e q(Z) dZ = \frac{dT_m}{dZ} dZ M_A C_{PA}$$

D'où :

$$\frac{dT_m}{dZ} = \frac{2\pi R_e}{M_A C_{PA}} q(Z)$$

$$M_A = \rho_A \bar{v} \pi [(R_e + e)^2 - R_e^2]$$

Puisque : $e \ll R_e$

Alors :

$$M_A = \rho_A \bar{v} \pi R_e 2e$$

$$\frac{dT_m}{dZ} = \frac{2}{\rho_A \bar{v} \pi R_e d}$$

Température de mélange local :

Si T_{me} est la température mélange à l'entrée du rotor. On a :

$$T_{m(Z)} = T_{me} + \frac{2}{\rho_A \bar{v} C_{PA} d} \int_0^Z \left[\frac{\phi_G}{2\pi R_e L} + \frac{\lambda R_e^2 - R_i^2}{2 R_e} (6AZ + 2B) \right] dZ$$

$$T_{m(Z)} = T_{me} + \frac{2}{\rho_A \bar{v} C_{PA} d} \left\{ \frac{\phi_G}{2\pi R_e L} Z + \frac{\lambda R_e^2 - R_i^2}{2 R_e} (6AZ^2 + 2BZ) \right\}$$

Moyennant les hypothèses de départ il est possible d'accéder, par calcul à la température de mélange de l'air à la sortie du rotor.

Les valeurs $T_{m(Z)}$ calculables dans le domaine $0 < Z < L$ peuvent permettre de déterminer les coefficients d'échange thermique locaux.

Le coefficient d'échange thermique local peut s'écrire :

$$h(Z) = \frac{q(Z)}{T_{p(Z)} - T_{m(Z)}}$$

IV.1.3.4 Mesure du nombre de de Nusselt

Le nombre de Nusselt local se déduit par :

$$Nu(Z) = \frac{h(Z) d}{\lambda_a(T_m)}$$

Par conséquent, on peut avoir le nombre de Nusselt moyen sur la paroi du rotor :

$$\overline{Nu} = \frac{1}{L} \int_0^L Nu(Z) dZ = \frac{d}{L} \int_0^L \frac{h(Z)}{\lambda_a(T_m)} dZ$$

Remarque :

- $T_{(Z)}$ Représente le profil axial de température de paroi du rotor. Déterminer par un polynôme du troisième degré dont les constantes sont définies à partir des indications des quatre thermocouples.
- $\frac{\partial T}{\partial Z}$ et $\phi_c = -\lambda \frac{\partial T}{\partial Z}$ représentent respectivement l'évolution du gradient axial de température de paroi du rotor et de flux de conduction dans le matériau.
- $\frac{\partial^2 T}{\partial Z^2}$ représente l'écart entre la densité de flux créée à la paroi et la densité de flux cédée par la paroi à l'air
- $T_{m(Z)}$ est la température de mélange (calculée) de l'écoulement au passage de l'entrefer

IV.1.4 Mesure du coefficient d'échange thermique et du nombre de Nusselt dans le cas de l'écoulement d'air chargée d'huile

VI.1.4.1 Densité de flux de chaleur et flux thermique fournis par la paroi du rotor

- La densité du flux de chaleur fournie à la paroi est indépendante de la structure de l'écoulement (c'est-à-dire que l'écoulement soit chargé en huile ou non) et elle s'écrit sous la forme suivante

$$q(Z) = \frac{\phi_G}{2\pi R_e L} + \frac{\lambda}{2} \frac{R_e^2 - R_i^2}{R_e} (6AZ + 2B)$$

- Le flux de chaleur totale fourni par la paroi du rotor s'obtient par intégration du profil linéaire précédent sur toute la surface du rotor.

$$\phi = 2\pi R_e \int_0^L q(Z) dZ$$

D'où :

$$\phi = \phi_G + \pi\lambda L(R_e^2 - R_i^2)(3AL + 2B)$$

ϕ est le flux thermique véhiculé par le mélange (Air + Huile)

IV.1.4.2 Température de mélange (air-huile)

Effectuons un bilan d'énergie sur une couronne de mélange air-huile d'abscisse Z et d'épaisseur dZ .

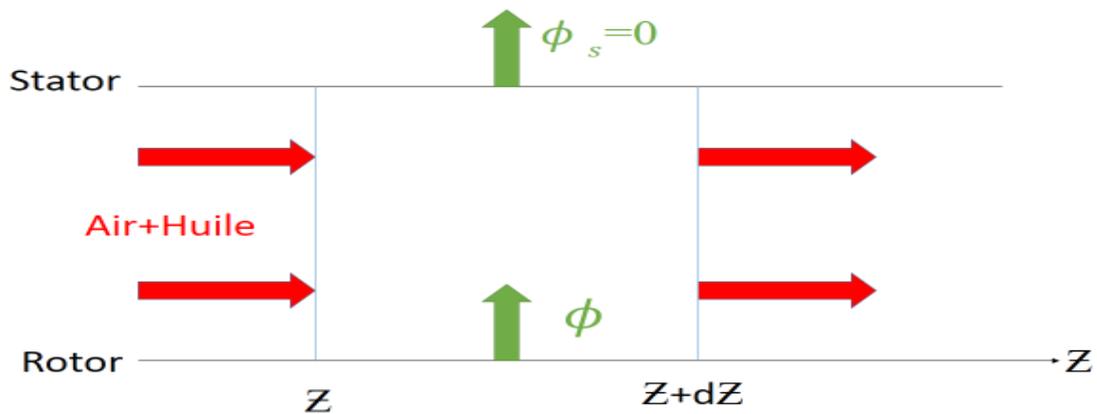


Schéma IV.5. donnant la propagation de la chaleur au niveau de l'entrefer pour un écoulement d'air chargé d'huile

Si $T_{m(Z)}$ est la température de mélange de l'air chargé d'huile, le bilan thermique s'écrit, sachant que le débit massique d'huile suit une loi d'évolution linéaire en Z :

$$2\pi R_e q(Z) dZ = \phi_s + [T_{m(Z+dZ)} - T_{m(Z)}] \left(M_A C_{PA} + M_H C_{PH} \frac{Z}{L} \right)$$

Soit :

$$2\pi R_e q(Z) dZ = dT_{m(Z)} \left(M_A C_{PA} + M_H C_{PH} \frac{Z}{L} \right)$$

$$\frac{dT_m}{dZ} = \frac{2\pi R_e}{\left(M_A C_{PA} + M_H C_{PH} \frac{Z}{L} \right)} q(Z)$$

Or : $M_A = \rho_A \bar{v} \pi [(R_e + e)^2 - R_e^2]$

Puisque : $e \ll R_e$

$$M_A = \rho_A \bar{v} \pi R_e d$$

$$\frac{dT_m}{dZ} = \frac{2\pi R_e}{\left(\rho_A \bar{v} \pi R_e d C_{PA} + M_H C_{PH} \frac{Z}{L} \right)} q(Z)$$

$$\frac{dT_m}{dZ} = \frac{2\pi R_e}{\rho_A \bar{v} \pi R_e d C_{PA}} \frac{1}{\left(1 + \frac{M_H C_{PH}}{\rho_A \bar{v} \pi R_e d C_{PA}} \frac{Z}{L} \right)} q(Z)$$

Or :

$$q(Z) = \frac{\phi_G}{2\pi R_e L} + \frac{\lambda R_e^2 - R_i^2}{2 R_e} (6AZ + 2B)$$

Si :

$$E = \frac{M_H C_{PH}}{\rho_A \bar{v} \pi R_e d C_{PA}}$$

On obtient :

$$\frac{dT_m}{dZ} = \frac{2\pi R_e}{\rho_A \bar{v} \pi R_e d C_{PA}} \frac{1}{\left(1 + E \frac{Z}{L} \right)} \left[\frac{\phi_G}{2\pi R_e L} + \frac{\lambda R_e^2 - R_i^2}{2 R_e} (6AZ + 2B) \right]$$

$$\frac{dT_m}{dZ} = \frac{2}{\rho_A \bar{v} d C_{PA}} \left[\left(\frac{\phi_G}{2\pi R_e L} + \frac{\lambda R_e^2 - R_i^2}{2 R_e} 2B \right) \frac{1}{\left(1 + E \frac{Z}{L} \right)} + \frac{\lambda R_e^2 - R_i^2}{2 R_e} 6A \frac{Z}{\left(1 + E \frac{Z}{L} \right)} \right]$$

C_{PA} et C_{PH} sont fonction de la température et indépendants de Z .

- La conservation du débit massique d'air ($\rho_A \bar{v} s = cste$) implique (sachant que $S=cste$ que $\rho_A \bar{v}$ se conserve axialement.

Si T_{me} est la température de mélange à l'entrée du rotor, on a :

$$T_{m(Z)} = T_{me} + \frac{2}{\rho_A \bar{v} d C_{PA}} \left\{ \left(\frac{\phi_G}{2\pi R_e L} + \frac{\lambda R_e^2 - R_i^2}{2 R_e} 2B \right) \int_0^L \frac{dZ}{\left(1 + E \frac{Z}{L}\right)} + \frac{\lambda R_e^2 - R_i^2}{2 R_e} 6A \int_0^L \frac{Z dZ}{\left(1 + E \frac{Z}{L}\right)} \right\}$$

d'où après intégration on obtient :

$$T_{m(Z)} = T_{me} + \frac{2}{\rho_A \bar{v} d C_{PA}} \left\{ \left(\frac{\phi_G}{2\pi R_e L} + \frac{\lambda R_e^2 - R_i^2}{2 R_e} 2B \right) \frac{L}{E} \log\left(1 + E \frac{Z}{L}\right) + \frac{\lambda R_e^2 - R_i^2}{2 R_e} 6A \frac{L}{E} \left[Z - \frac{L}{E} \log\left(1 + \frac{EZ}{L}\right) \right] \right\}$$

En particulier à $Z=L$ on obtient

$$T_{m(Z)} = T_{me} + \frac{2}{\rho_A \bar{v} d C_{PA}} \left\{ \left(\frac{\phi_G}{2\pi R_e L} + \frac{\lambda R_e^2 - R_i^2}{2 R_e} 2B \right) \frac{L}{E} \log(1 + E) + \frac{\lambda R_e^2 - R_i^2}{2 R_e} 6A \frac{L}{E} \left[L - \frac{L}{E} \log(1 + E) \right] \right\}$$

Moyennant les hypothèses de départ, il est possible d'accéder par calcul. A la température de mélange de l'air chargé d'huile à la sortie du rotor.

Les valeurs $T_{m(Z)}$ calculables dans le domaine $0 < Z < L$ peuvent permettre de déterminer les coefficients d'échange thermique locaux.

IV.1.4.3 Le coefficient d'échange thermique local cas de l'air chargé d'huile

$$h(Z) = \frac{q(Z)}{T_p(Z) - T_m(Z)}$$

IV.1.4.4 Nombre de Nusselt

$$Nu(Z) = \frac{h(Z) d}{\lambda_a(T_m)}$$

Et enfin le nombre de Nusselt moyen s'écrit :

$$\overline{Nu} = \frac{1}{L} \int_0^L Nu(Z) dZ = \frac{d}{L} \int_0^L \frac{h(Z)}{\lambda_a(T_m)} dZ$$

IV.2 Etudes thermique quantitative du refroidissement de la paroi tournante

IV.2.1 Représentation graphique de différentes figures

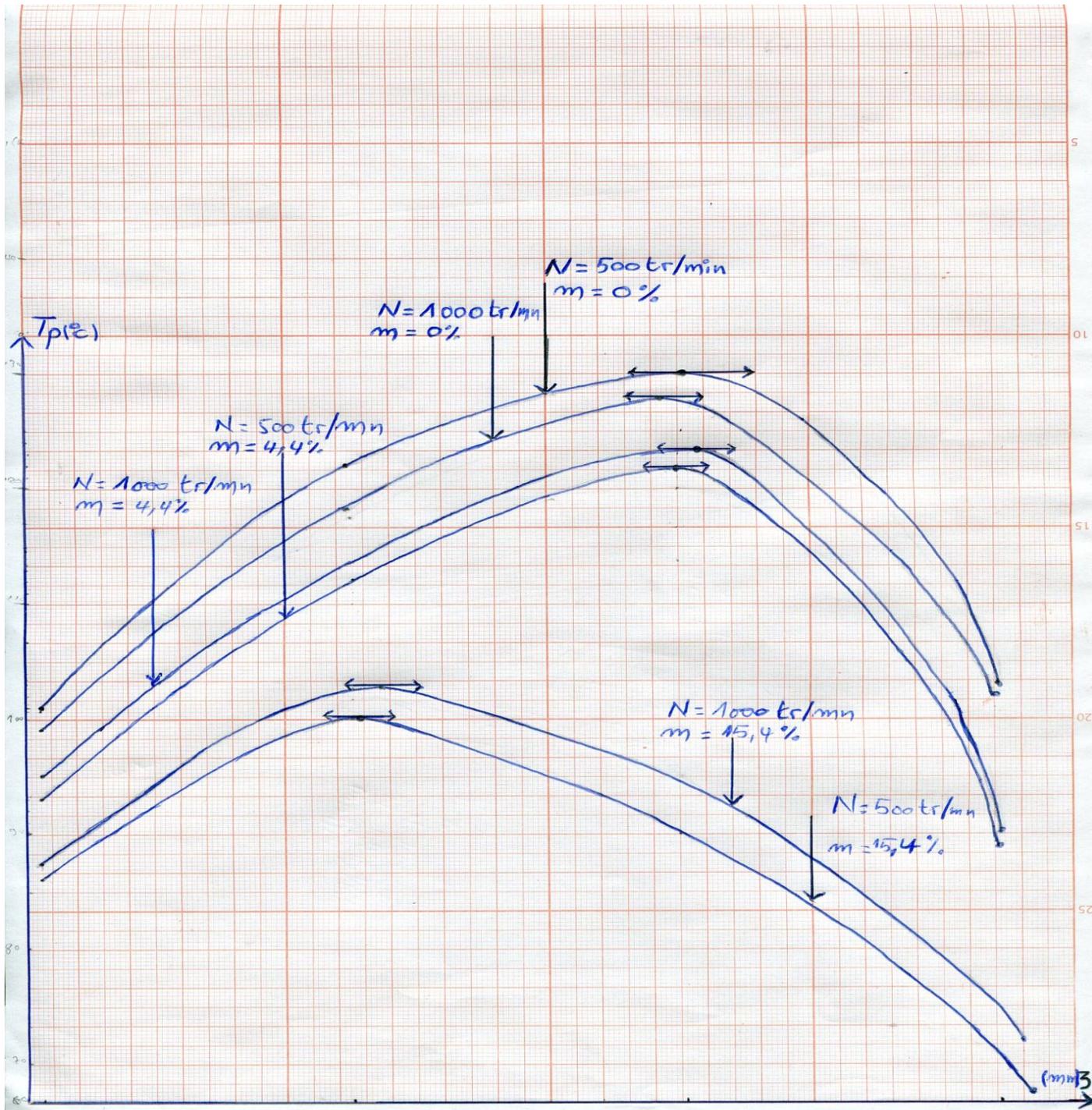
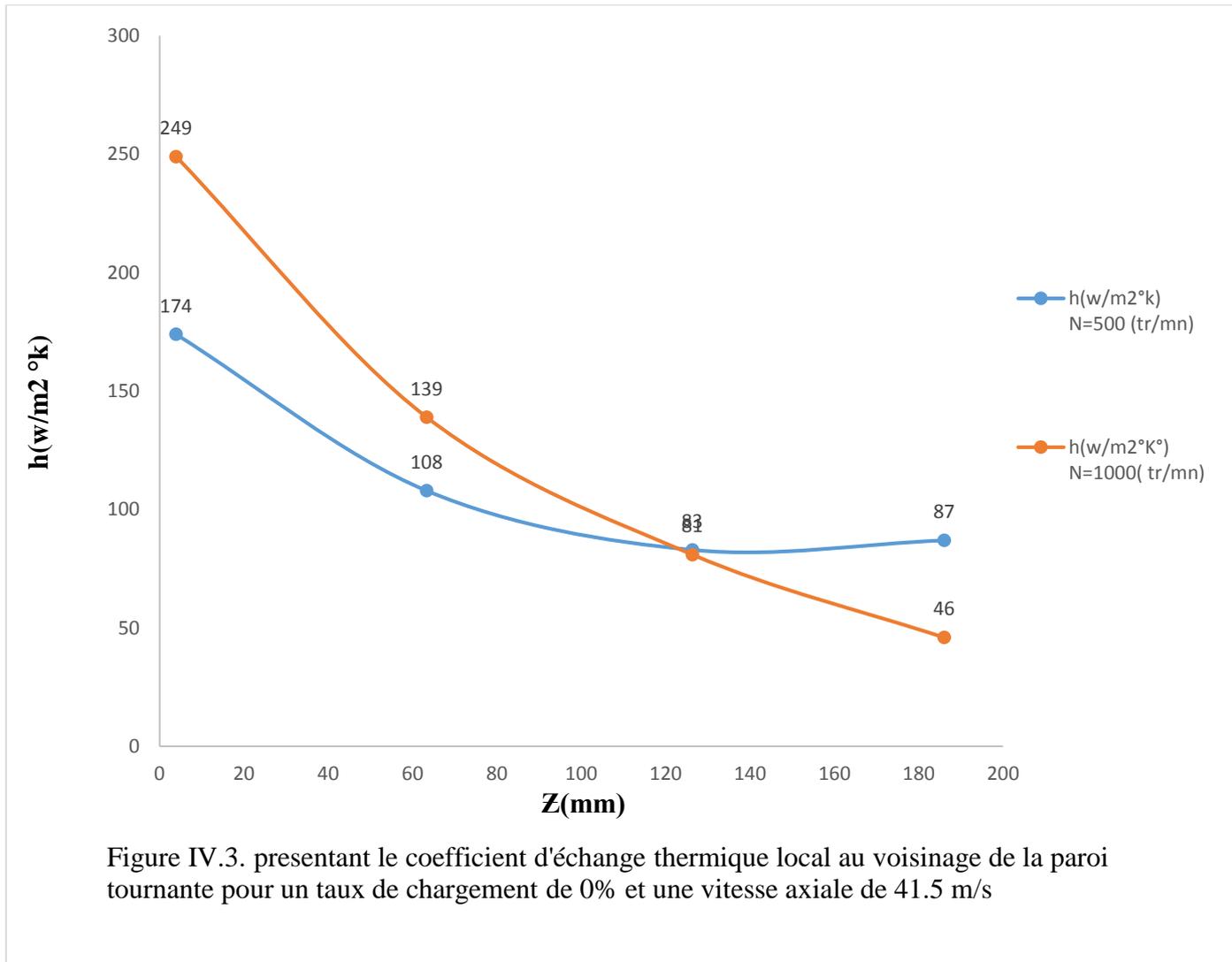


Figure IV.2. présentant les profils type de la température locale sur la paroi du cylindre tournant



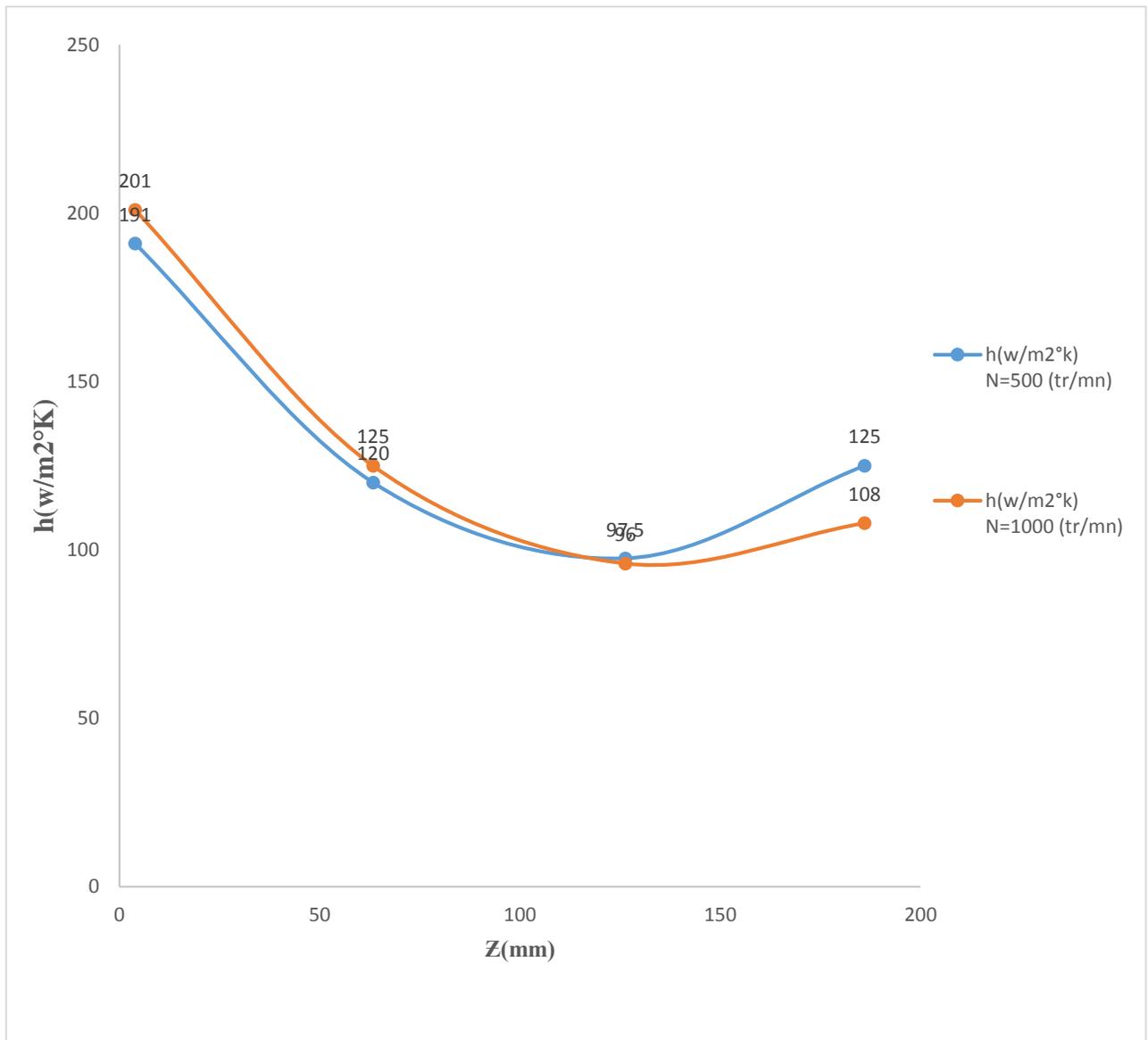


Figure IV.4. présentant le coefficient d'échange thermique local sur la paroi tournante du rotor, pour un taux de chargement de 4.4 %, et une vitesse axiale de 41.5 m/s

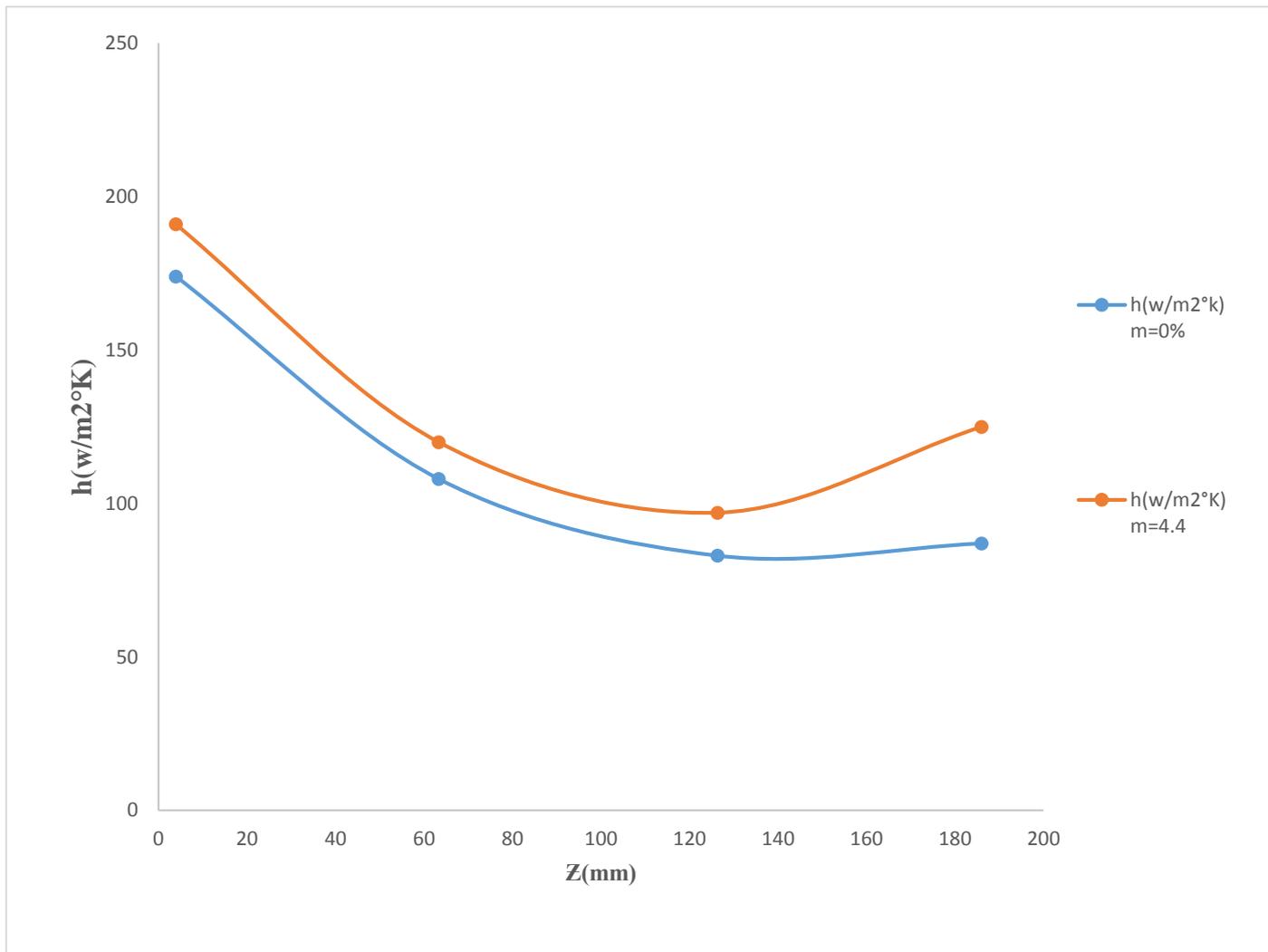
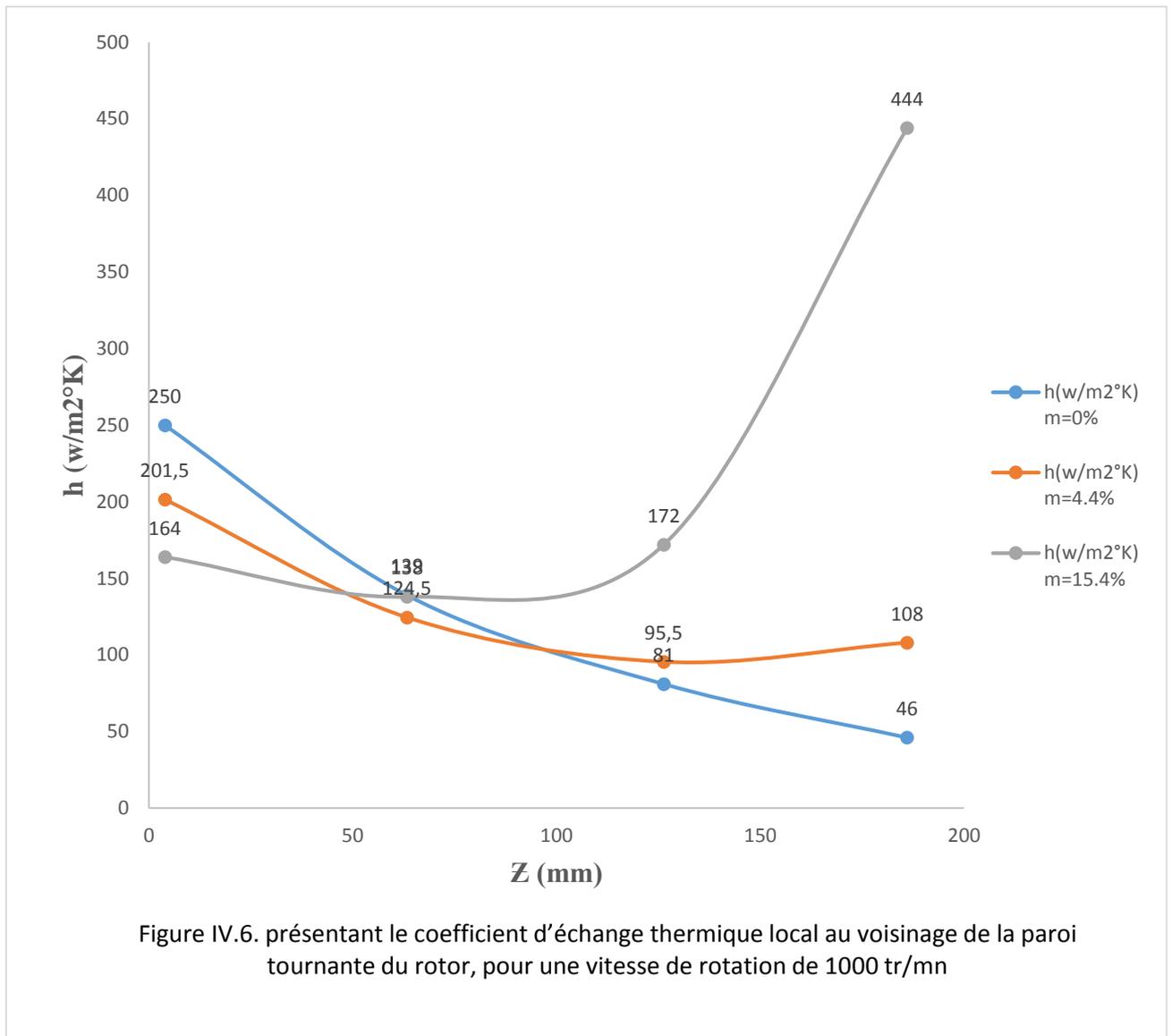


Figure IV.5. présentant le coefficient d'échange thermique local au voisinage de la paroi tournante du rotor, pour une vitesse de rotation de 500 tr/mn



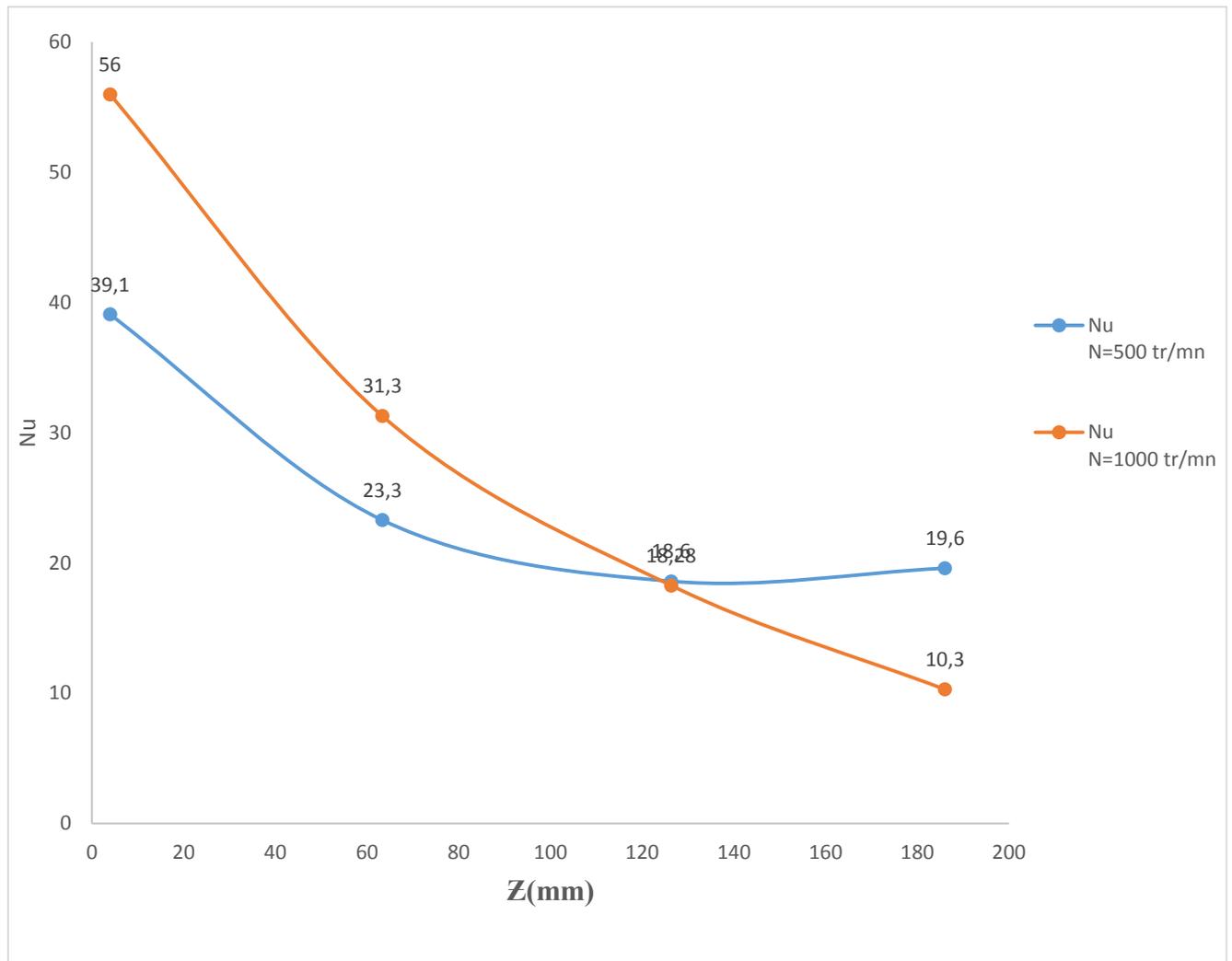
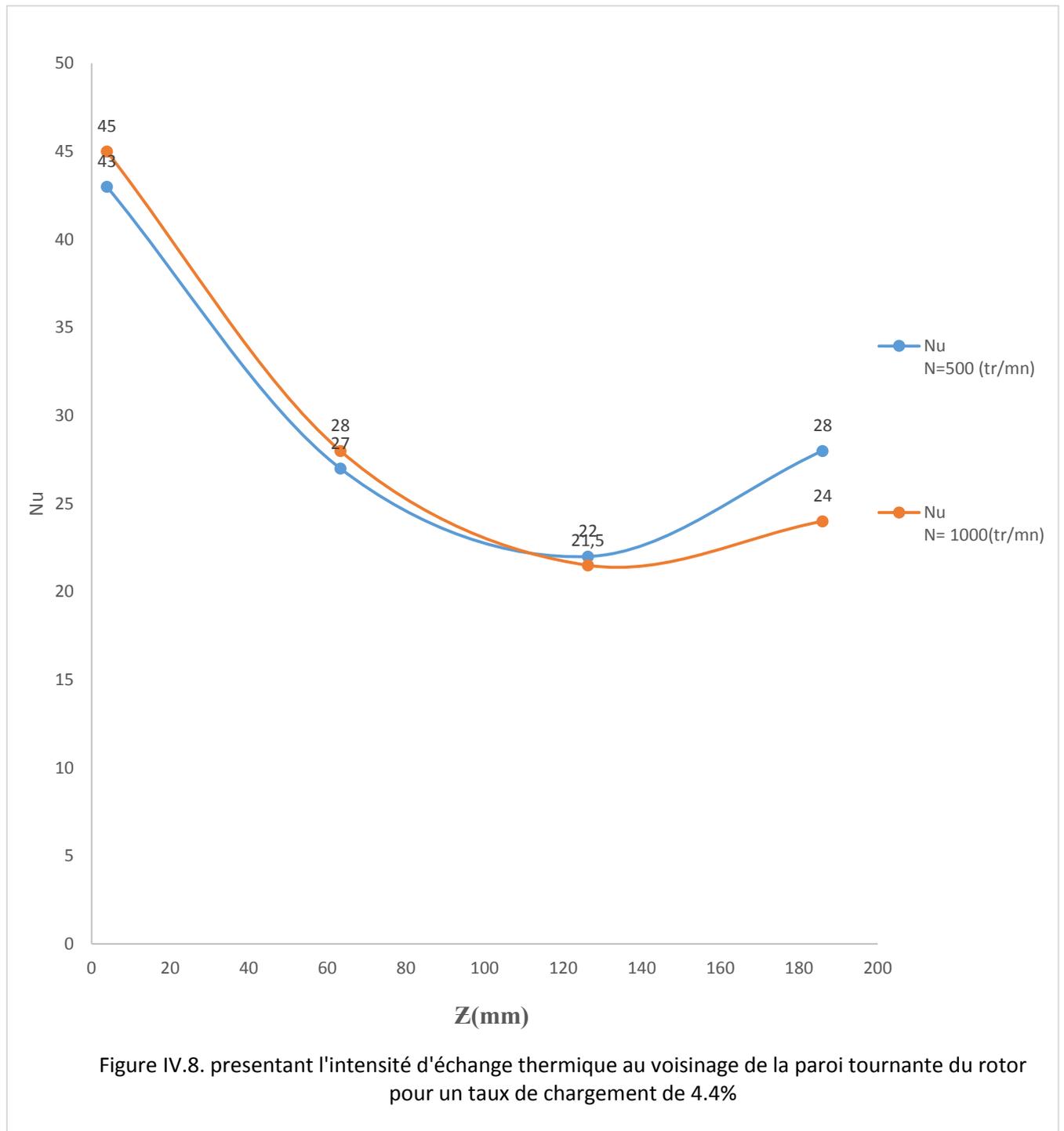


Figure IV.7. présentant l'intensité d'échange thermique local au voisinage de la paroi tournante du rotor pour un taux de chargement de 0 %



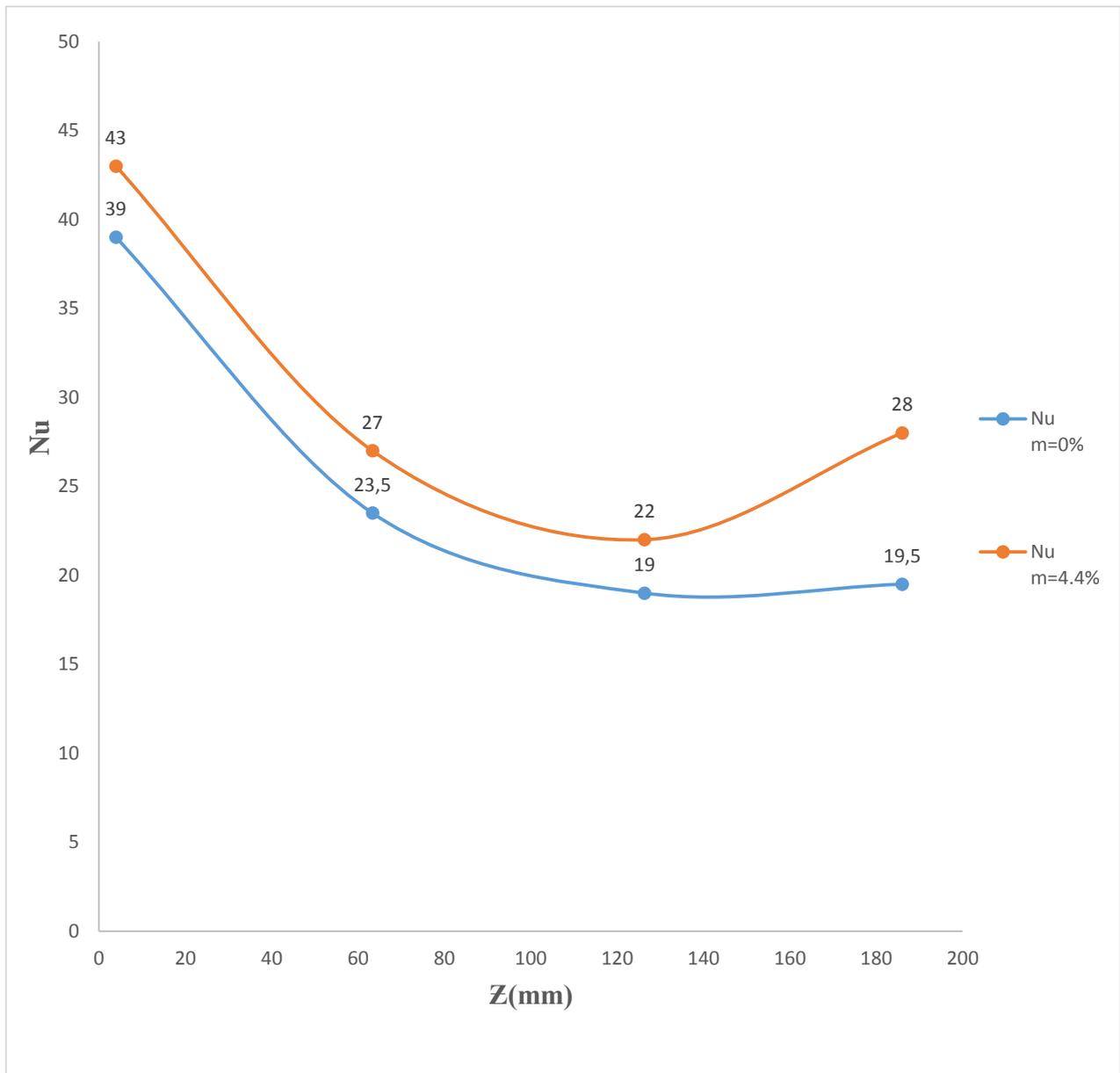


Figure IV.9. présentant l'intensité d'échange thermique local au voisinage de la paroi tournante du rotor, pour une vitesse de rotation de 500 tr/mn

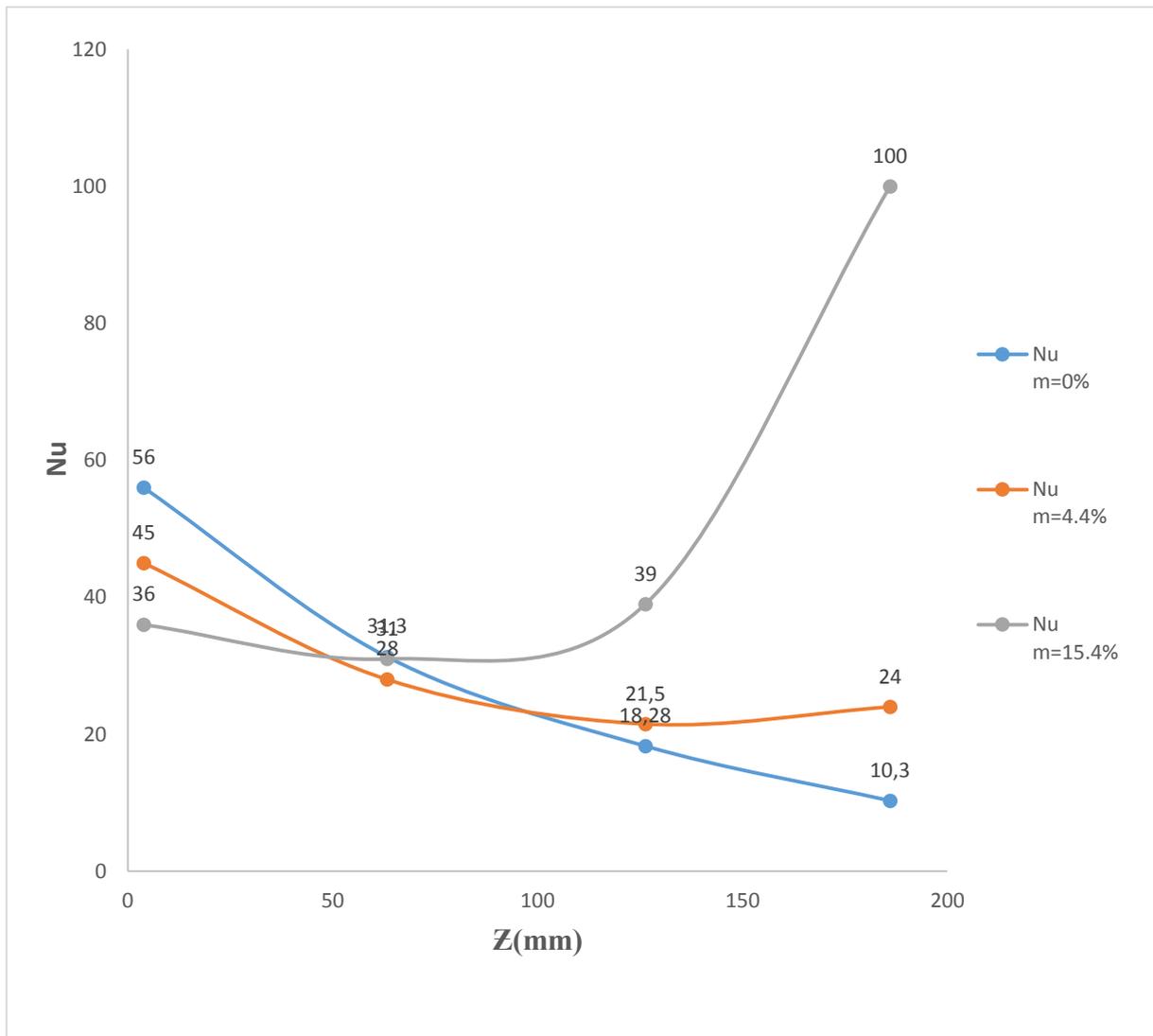


Figure IV.10 présentant l'intensité d'échange thermique local au voisinage de la paroi tournante du rotor, pour une vitesse de rotation de 1000 tr/mn

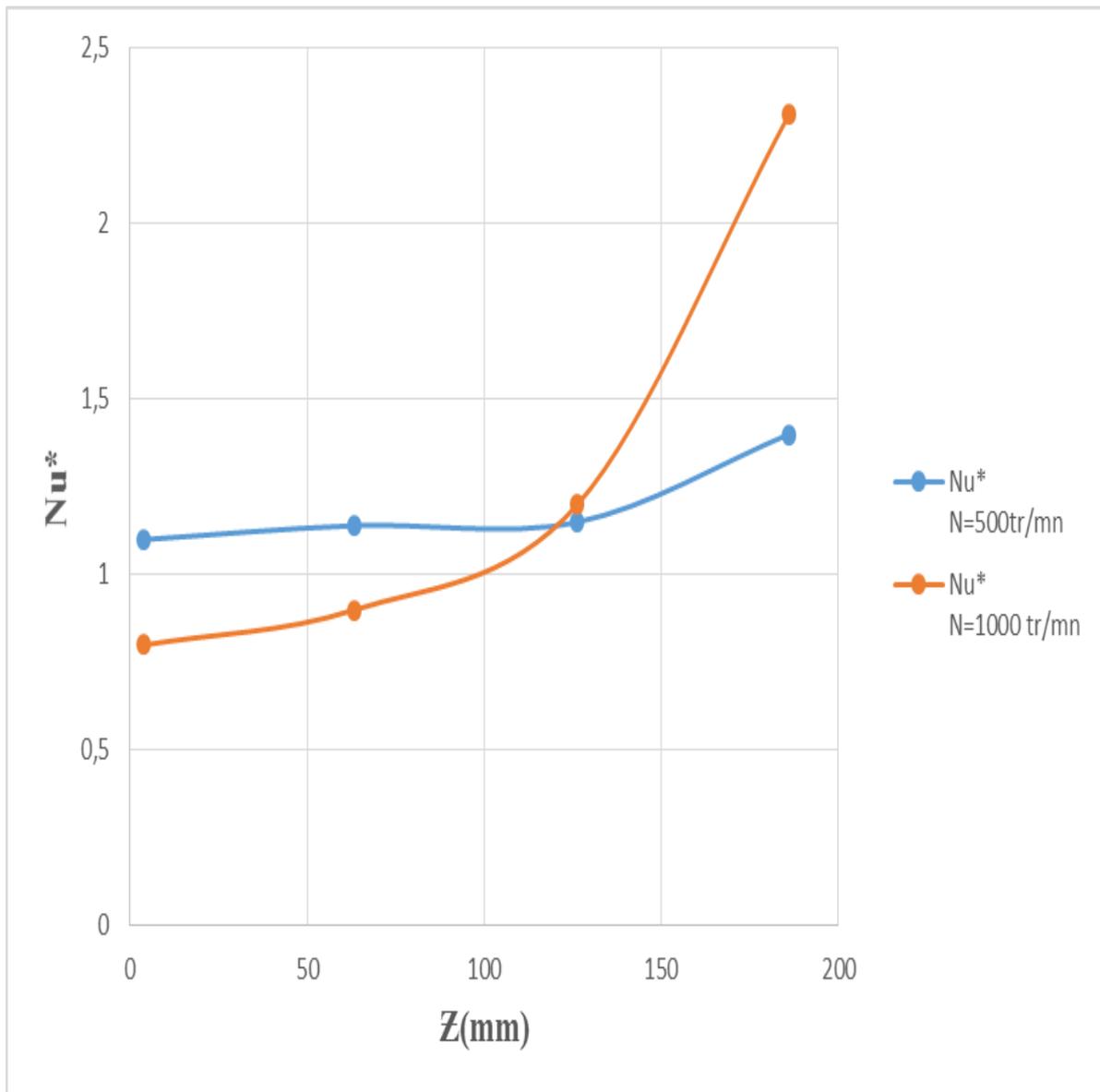


Figure IV.11. présentant l'intensité local réduite de l'échange thermique $Nu^*(Z)$

pour $\dot{m} = 4.4\%$

IV.2.2 Variation de la température pariétale en fonction de la position

La figure VI.2 nous donne la variation de la température pariétale du cylindre en fonction de la position Z , elle illustre l'effet de la position pour les différents taux de chargement.

On constate que pour un t' aux de chargement de 0% le maximum de température t' end vers la partie amont, tandis que pour le taux de chargement de 4.4 et 15.4% le maximum de température t' end vers la partie aval, ce phénomène est dû à la quantité d'huile injecté. Ce qui implique que le refroidissement est meilleur dans la partie aval.

IV.2.3 Variation du coefficient d'échange convectif local $h(Z)$ et de l'intensité d'échange local $h(Z)$ en fonction de la vitesse de rotation

Pour un écoulement d'air seul, on note d'après les figures. IV.3. et IV.7 un coefficient d'échange local $h(Z)$ et une intensité d'échange local $Nu(Z)$ qui décroît de la partie amont jusqu'à l'aval, du cylindre tournant ; cette décroissance est d'autant plus accentuée que la vitesse de rotation N est élevée.

IV.2.4 L'effet du taux de chargement sur le coefficient d'échange convectif local $h(Z)$ et du nombre de Nusselt local $h(Z)$ en fonction de la vitesse de rotation.

En revanche, lorsque l'air est chargé d'huile, les figures IV.4, IV.5, IV.8, IV.9, on observe aussi une diminution de coefficient d'échange local $h(Z)$ et de l'intensité d'échange local $Nu(Z)$ sur les deux premiers tiers de la paroi du cylindre, un passage par une valeur minimale, puis une réaugmentation dans le dernier tiers de ce cylindre, on remarque un meilleur échange thermique de l'ordre de 17% au maximum à la sortie du cylindre et ce à faible vitesse de rotation.

Lorsque l'écoulement est d'avantage chargé d'huile (à 15.4%) on observe, un déplacement du minimum du coefficient d'échange local $h(Z)$ et de l'intensité d'échange local $Nu(Z)$ qui se décale vers la partie amont du cylindre et l'échange thermique obtenu sur les figures IV.6 et IV.10 est nettement sur la seconde moitié (aval) de ce cylindre.

On constate que l'intensité d'échange thermique diminue dans la partie amont puis elle augmente dans la partie aval cela est dû à l'augmentation du taux de chargement d'huile dans la seconde partie du cylindre.

IV.5 L'effet de la vitesse de rotation sur l'intensité d'échange réduite (Nu^*)

La Figure VI.11 nous donne l'intensité réduite d'échange thermique local en voisinage de la paroi tournante. On constate que l'intensité réduite d'échange reste quasiment constante dans la partie amont, et prend les valeurs croissantes dans le dernier tiers du cylindre, et ce comprise entre 1 et 2.5

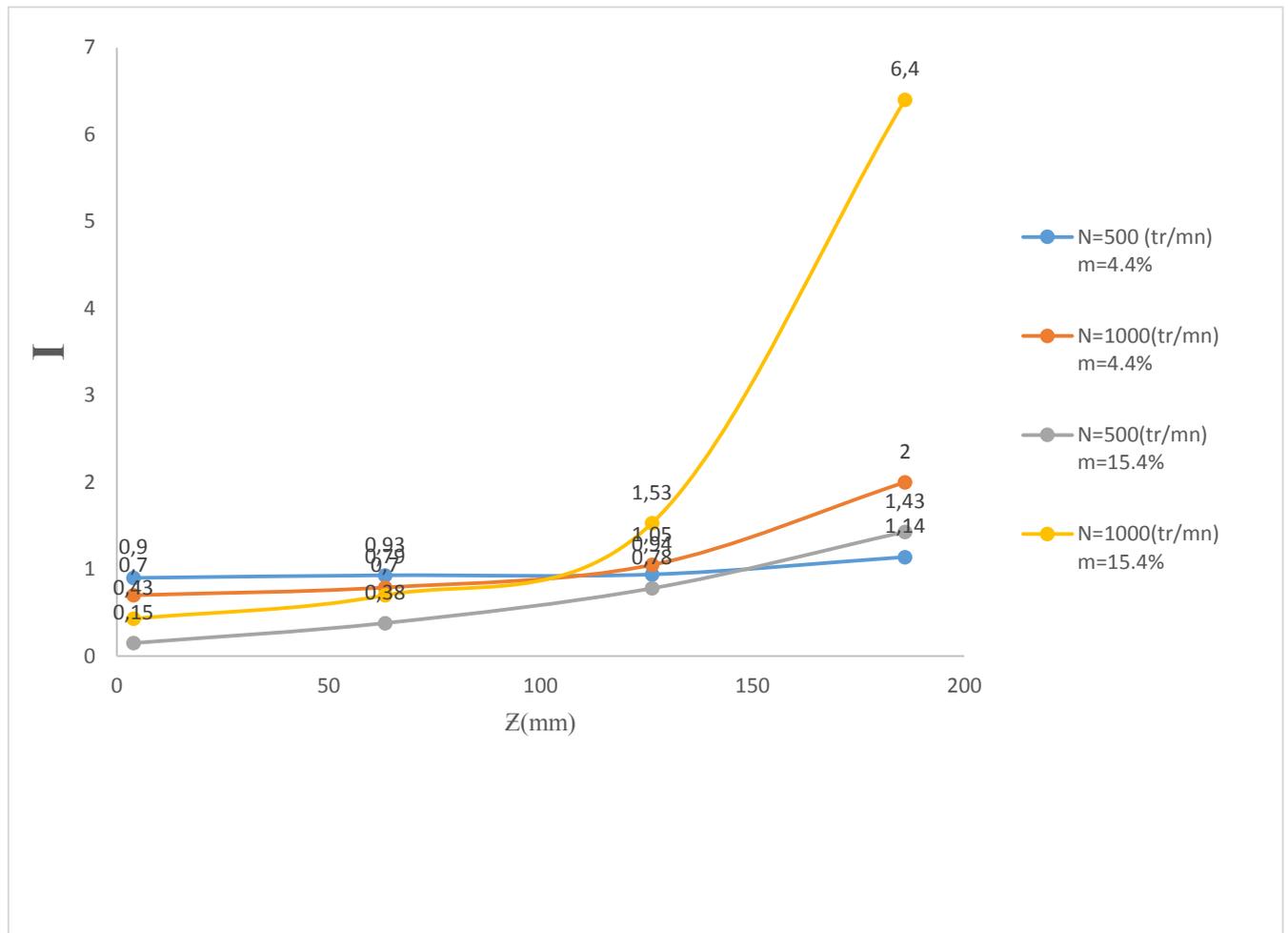


Figure IV. 12. Présentant l'indice local de la qualité du procédé du refroidissement par injection radiale de l'huile

IV.6 L'indice local de la qualité du procédé du refroidissement par injection radiale de l'huile

Les résultats obtenus montrent que l'indice de qualité reste quasiment constant dans les deux premiers tiers du cylindre et prend des valeurs continuellement croissantes dans le dernier tiers de ce cylindre, l'indice et d'autant plus important que le taux de chargement est élevé.

D'après les résultats obtenus en particulier à $N=1000$ (tr/mn) ($T_a=400$), et $m = 18\%$ et pour lequel l'indice I de qualité de refroidissement prend des proportions importantes au niveau aval du cylindre tournant, par conséquent ce procédé d'impact radial d'huile conviendrait naturellement pour les machines électriques de grande longueur.

Conclusion

Conclusion

Notre contribution nous a permis de mener; une étude dynamique des pertes de charge de l'écoulement d'air chargé ou non d'huile au passage d'une paroi tournante à faible vitesse et une étude thermique sur le refroidissement de cette paroi sur la base du calcul du coefficient d'échange et de l'intensité d'échange thermique local, en tenant compte de la vitesse de rotation du rotor, la vitesse axiale de l'écoulement et le taux de chargement du fluide.

Les principaux résultats obtenus lors de cette contribution sont :

- ✓ Le frottement augmente avec la vitesse axiale de l'écoulement, et reste quasiment constant pour les faibles vitesses de rotation.
- ✓ Le frottement augmente avec la variation du taux de chargement jusqu'à une valeur de 25%
- ✓ L'échange thermique augmente avec le taux de chargement au voisinage de la paroi tournante ainsi qu'avec la vitesse de rotation de cette dernière.
- ✓ Pour un écoulement d'air seul, l'échange thermique décroît de la partie amont jusqu'à la partie aval, cette décroissance est plus accentuée que la vitesse de rotation N plus élevée.
- ✓ L'intensité d'échange réduite reste quasiment constante dans la partie amont, et prend les valeurs croissantes dans le dernier tiers du cylindre.
- ✓ L'indice de la qualité du refroidissement par injection radiale de l'huile reste constant dans les deux premiers tiers du cylindre et prend des valeurs continuellement croissantes dans le dernier tiers de ce cylindre.

L'étude du refroidissement d'une paroi tournante avec un écoulement d'air et par impact radial d'huile, pourrait avoir application industrielles, notre travail a été complété par l'introduction d'un indice de qualité de refroidissement liant l'intensité d'échange réduite au coefficient de frottement réduit, les résultats acquis nous montrent que ce procédé d'impact radial d'huile conviendrait naturellement pour les machines électriques de grande longueur.

Annexes

ANNEXE I

✓ Pertes de charge régulières de l'écoulement d'air (chargé d'huile)

Tableau.1. présentant les pertes de charge Δp (mmCE) avec $Q_v = 8.2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$

V_A (m/s) N (tr/mn)	15	30	45	55
0	13	40	83	109
60	18	48	87	115
160	18	47	87	116
750	20	46	82	111

Tableau.2. présentant des pertes de charge Δp (mmCE) avec $V_A=55\text{m/s}$.

Q_v (L/h) N(tr/mn)	29,5	32	51,3	78,7	93,3
0	109	112	119	120	112
60	115	120	140	140	140
160	116	120	140	138	138
750	109	113	131	130	129

- ✓ Coefficient de frottement axial de l'écoulement d'air chargé d'huile au passage de la paroi tournante.

Tableau.3. présentant les valeurs de Λ_A pour $Q_v = 8.2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$

V_A (m/s) Ta	Re_A			
	15	30	45	55
	5356	10713	16069	19640
0	1	0,77	0,7	0,623
24	1,381	0,92	0,74	0,656
64	1,381	0,9	0,74	0,662
300	1,535	0,88	0,67	0,622

Tableau.4. présentant les valeurs de Λ_A pour $Q_v = 8.2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$

N (tr/mn) Ta	Re_A			
	0	60	160	750
	0	24	64	300
5357	1	1,381	1,381	1,535
10713	0,770	0,92	0,990	0,88
16070	0,70	0,740	0,740	0,670
19641	0,623	0,657	0,663	0,623

✓ Pertes de charge régulières de l'écoulement d'air chargé d'huile

Tableau.5. présentant les pertes de charge ΔP (mmCE) avec $N=60\text{tr/mn}$

V_A (m/s) Q_v (l/h)	15	30	45	55
29,5	18	48	87	115
32	18	51	91	120
51,3	55	67	107	140
78,7	63	71	110	140
93,3	64	70	110	140

✓ Coefficient de frottement axial de l'écoulement au passage de la paroi du cylindre tournant

Tableau 6. Présentant les valeurs de Λ_A pour ($V_A=15$ m/s) avec $Re_A=5357$.

N (tr/mn) Ta $\dot{m}(\%)$	0	60	160	750
0	0	24	64	300
14,1	1	1,381	1,381	1,535
17,1	1,151	1,382	1,458	1,458
22,1	2,533	4,222	3	3,3
30,3	2,61	4,83	3,6	3,38
34	2,61	4,913	3,761	3,3

Tableau.7. présentant le coefficient de frottement réduit Λ_A^* pour une vitesse axiale de $V_A=45$ m/s

$\dot{m}(\%)$	N=500 (tr/mn)	N=1000 (tr/mn)
	Δp (mmCE)	Δp (mmCE)
	Λ_A^*	Λ_A^*
0	70	74
	1	1
4.4	84	85
	1.22	1.14
15.4	105	105
	1.5	1.41

Annexe II

- Etudes thermique quantitative sur le refroidissement de la paroi tournante

Tableau 1. présentant les profils “ type “ sur le cylindre chauffant pour un taux de chargement de 0% et une vitesse axiale de 41.5 m/s et N=500 tr/mn

Z (mm)	Tp (°C)	$\left \frac{dT}{dZ} \right _Z$	$\frac{d^2T}{dZ^2}$	Tm (°C)
3.9	101.1	469	-1636	46.36
63.3	122.2	320	-3385	50
126.3	125.3	48	-5240	53
186	103.6	-317	-7000	55

Tableau 2. présentant la température locale à la paroi du cylindre tournant

N (tr/mn)	Z(mm)				
	m(%)	3.9	63.3	126.3	186
500(tr/mn)	0	102°3	122°2	125°3	103°6
	4.4	93°4	112°6	113°2	89°1
	15.4	86°7	99°5	89°7	67°9
1000(tr/mn)	0	99°2	117°3	123°1	102°8
	4.4	95°	113°4	114°6	90°9
	15.4	87°6	101°3	95°6	72°3

Tableau 3. Donnant le coefficient d'échange et l'intensité d'échange thermique local pour un taux de chargement de 0 %, et une vitesse axiale de 41.5 (m/s).

Z (mm)	h (w/m²°K)	
	Nu₁	Nu₂
	N=500 (tr/mn)	N=1000 (tr/mn)
3,9	174	249
	39.1	56
63,3	108	133
	23.3	31.3
126,3	83	81
	18.6	18.3
186	87	46
	19.6	10.3

Tableau 4. Donnant le coefficient d'échange et l'intensité d'échange thermique local pour un taux de chargement de 4.4 %, et une vitesse axiale de 41.5 (m/s) avec une variation de la vitesse de rotation

Z (mm)	h (w/m²°K)	
	Nu₁	Nu₂
	N=500 (tr/mn)	N= 1000 (tr/mn)
3,9	191	201
	43	45
63,3	120	125
	27	28
126,3	97,5	96
	22	21.5
186	125	108
	28	24

Tableau 5. Donnant le coefficient d'échange et l'intensité d'échange thermique local pour une vitesse de rotation de 500 tr/mn, et une vitesse axiale de 41.5 m/s.

Z (mm)	h (w/m²°K)	
	Nu₁	Nu₂
	ṁ=0 (%)	ṁ=4.4 (%)
3,9	174 39	197 43
63,3	108 23.5	120 27
126,3	83 19	97 22
186	87 19.5	125 28

Tableau 6. Donnant le coefficient d'échange et l'intensité d'échange thermique local Pour une vitesse de rotation de 1000 tr/mn, et une vitesse axiale de 41.5 m/s

Z (mm)	h (w/m²°K)		
	Nu₁	Nu₂	Nu₃
	ṁ=0 (%)	ṁ=4.4 (%)	ṁ=15.4 (%)
3,9	250 56	201,5 45	164 36
63,3	139 31.3	124,5 28	138 31
126,3	81 18.3	95,5 21	172 39
186	46 10.3	108 24	444 100

Tableau7. Présentant l'intensité d'échange thermique local réduite Nu^* (Z)

N (tr/mn)	$\dot{m}(\%)$	Nu_1 Nu_1^*	Nu_2 Nu_2^*	Nu_3 Nu_3^*	Nu_4 Nu_4^*
500	0	39.1 1	23.3 1	18.6 1	19.6 1
	4.4	43 1.1	27 1.14	22 1.15	28 1.40
	15.4	9 0.23	13 0.57	22 1.17	41 2.15
1000	0	56 1	31.3 1	18.3 1	10.3 1
	4.4	45 0.8	28 0.9	21.5 1.20	24 2.31
	15.4	36 0.64	31 1	39 2.16	100 9

Tableau8. Présentant l'indice local de qualité du procédé du refroidissement par injection radiale de l'huile

$\dot{m}(\%)$	$I_1(500tr/mn)$ $I'_1(1000tr/mn)$	$I_2(500tr/mn)$ $I'_2(1000tr/mn)$	$I_3(500tr/mn)$ $I'_3(1000tr/mn)$	$I_4(500tr/mn)$ $I'_4(1000tr/mn)$
0	1 1	1 1	1 1	1 1
4.4	0.90 0.70	0.93 0.79	0.94 1.05	1.14 2
15.4	0.15 0.45	0.38 0.70	0.78 1.53	1.43 6.4

La simulation pour les coefficients A, B, C, D Pour un taux de chargement égale à 0% et une vitesse de rotation de 500 tr/mn par un logiciel Maple 17

The screenshot shows the Maple 17 software interface. The window title is "G:\mon memoire\coefficient\0.500.mw - [Server 6] - Maple 17". The interface includes a menu bar (Fichier, Édition (E), Affichage (V), Insertion, Format, Tableau, Dessin, Graphique, Feuille de calcul (S), Outils, Fenêtre (W), Aide (H)), a toolbar, and a workspace with a command line and a display area.

The command line shows the following commands:

```

> restart;
> Tz := A z^3 + B z^2 + C z + D;
> TZ1 := subs(z=0.0039, Tz);
> TZ2 := subs(z=0.06333, Tz);
> TZ3 := subs(z=0.1263, Tz);
> TZ4 := subs(z=0.186, Tz);
> solve({TZ1 - 101.3, TZ2 - 122.2, TZ3 - 125.3, TZ4 - 103.6}, [A, B, C, D]);

```

The display area shows the resulting equations (1) through (6) and the solution for A, B, C, and D:

$$Tz := Az^3 + Bz^2 + Cz + D \quad (1)$$

$$TZ1 := 5.9319 \cdot 10^{-8} A + 0.00001521 B + 0.0039 C + D \quad (2)$$

$$TZ2 := 0.0002539969280 A + 0.0040106889 B + 0.06333 C + D \quad (3)$$

$$TZ3 := 0.002014698447 A + 0.01595169 B + 0.1263 C + D \quad (4)$$

$$TZ4 := 0.006434856 A + 0.034596 B + 0.186 C + D \quad (5)$$

$$[[A = -4906.493864, B = -1521.397604, C = 474.9226880, D = 99.47123302]] \quad (6)$$

The interface also shows a sidebar with mathematical expressions and a status bar at the bottom indicating "Prêt" and system information.

La simulation pour les coefficients A, B, C, D Pour un taux de chargement égale à 4.4% et une vitesse de rotation de 500 tr/mn par un logiciel Maple 17.

G:\mon memoire\coefficient\4.4.500.mw - [Server 7] - Maple 17

Fichier Édition (E) Affichage (V) Insertion Format Tableau Dessin Graphique Feuille de calcul (S) Outils Fenêtre (W) Aide (H)

0.1000.mw 4.4.1000.mw 15.4.1000.mw 0.500.mw 4.4.500.mw 15.4.500.mw

Texte Math Dessin Graphique Animation Masquer

2D Input Times New Roman 12 B I U

```

> restart;
> Tz := A*z^3 + B*z^2 + C*z + D;
                                     Tz := A*z^3 + B*z^2 + C*z + D
                                     (1)
> TZ1 := subs(z=0.0039, Tz);
                                     TZ1 := 5.9319 10^-8 A + 0.00001521 B + 0.0039 C + D
                                     (2)
> TZ2 := subs(z=0.0633, Tz);
                                     TZ2 := 0.000253636137 A + 0.00400689 B + 0.0633 C + D
                                     (3)
> TZ3 := subs(z=0.1263, Tz);
                                     TZ3 := 0.002014698447 A + 0.01595169 B + 0.1263 C + D
                                     (4)
> TZ4 := subs(z=0.186, Tz);
                                     TZ4 := 0.006434856 A + 0.034596 B + 0.186 C + D
                                     (5)
> solve({TZ1 - 93.4, TZ2 - 112.6, TZ3 - 113.2, TZ4 - 89.1}, [A, B, C, D]);
                                     [[A = -4418.768024, B = -1707.946441, C = 456.8699122, D = 91.64444732]]
                                     (6)
>

```

Prêt

G:\mon memoire\coefficient Mémoire: 4.18M Temps: 0.04s Mode Math

15:48
28/05/2015

La simulation pour les coefficients A, B, C, D Pour un taux de chargement égale à 15.4% et une vitesse de rotation de 500 tr/mn par un logiciel Maple 17.

G:\mon memoire\coefficient\15.4.500.mw - [Server 8] - Maple 17

Fichier Édition (E) Affichage (V) Insertion Format Tableau Dessin Graphique Feuille de calcul (S) Outils Fenêtre (W) Aide (H)

0.1000.mw 4.4.1000.mw 15.4.1000.mw 0.500.mw 4.4.500.mw 15.4.500.mw

Texte Math Dessin Graphique Animation Masquer

2D Input Times New Roman 12 B I U

Expressions

$\int f dx$ $\int_a^b f dx$ $\sum_{i=k}^n f$
 $\prod_{i=k}^n f$ $\frac{d}{dx} f$ $\frac{\partial}{\partial x} f$
 $\lim_{x \rightarrow a} f$ $a+b$ $a-b$
 $a \cdot b$ $\frac{a}{b}$ a^b
 a_n a_n \sqrt{a}
 $\sqrt[n]{a}$ $a!$ $|a|$
 e^a $\ln(a)$
 $\log_{10}(a)$ $\log_b(a)$
 $\sin(a)$ $\cos(a)$ $\tan(a)$
 $\binom{a}{b}$ $f(a)$ $f(a,b)$
 $f := a \rightarrow y$
 $f := (a,b) \rightarrow z$
 $f(x) \begin{cases} -x & x < a \\ x & x \geq a \end{cases}$

Unités (SI)

Prêt

G:\mon memoire\coefficient - Mémoire: 4.18M - Temps: 0.04s - Mode Math

15:46
28/05/2015

```

> restart;
> Tz := A z^3 + B z^2 + C z + D;
                                     Tz := A z^3 + B z^2 + C z + D
                                     (1)
> TZ1 := subs(z=0.0039, Tz);
                                     TZ1 := 5.9319 10^-8 A + 0.00001521 B + 0.0039 C + D
                                     (2)
> TZ2 := subs(z=0.0633, Tz);
                                     TZ2 := 0.000253636137 A + 0.00400689 B + 0.0633 C + D
                                     (3)
> TZ3 := subs(z=0.1263, Tz);
                                     TZ3 := 0.002014698447 A + 0.01595169 B + 0.1263 C + D
                                     (4)
> TZ4 := subs(z=0.186, Tz);
                                     TZ4 := 0.006434856 A + 0.034596 B + 0.186 C + D
                                     (5)
> solve({TZ1 - 86.7, TZ2 - 99.5, TZ3 - 89.7, TZ4 - 67.7}, [A, B, C, D]);
                                     [[A = 7116.088578, B = -4408.366498, C = 481.3520755, D = 84.88935604]]
                                     (6)
>

```

La simulation pour les coefficients A, B, C, D Pour un taux de chargement égale à 0% et pour une vitesse de rotation de 1000 tr/mn par un logiciel Maple 17.

C:\Users\samsung\Desktop\mon memoire\coefficient\0.1000.mw - [Server 1] - Maple 17
 Fichier Édition (E) Affichage (V) Insertion Format Tableau Dessin Graphique Feuille de calcul (S) Outils Fenêtre (W) Aide (H)

0.1000.mw 4.4.1000.mw 15.4.1000.mw 0.500.mw 4.4.500.mw 15.4.500.mw

Texte Math Dessin Graphique Animation Masquer

2D Input Times New Roman 12 B I U

> restart;

> $Tz := A z^3 + B z^2 + C z + D;$

$$Tz := A z^3 + B z^2 + C z + D \quad (1)$$

> $TZ1 := \text{subs}(z=0.0039, Tz);$

$$TZ1 := 5.9319 \cdot 10^{-8} A + 0.00001521 B + 0.0039 C + D \quad (2)$$

> $TZ2 := \text{subs}(z=0.0633, Tz);$

$$TZ2 := 0.000253636137 A + 0.00400689 B + 0.0633 C + D \quad (3)$$

> $TZ3 := \text{subs}(z=0.1263, Tz);$

$$TZ3 := 0.002014698447 A + 0.01595169 B + 0.1263 C + D \quad (4)$$

> $TZ4 := \text{subs}(z=0.186, Tz);$

$$TZ4 := 0.006434856 A + 0.034596 B + 0.186 C + D \quad (5)$$

> $\text{solve}(\{TZ1 - 99.2, TZ2 - 117.3, TZ3 - 123.1, TZ4 - 102.8\}, [A, B, C, D]);$

$$[[A = -9798.098455, B = 158.5928954, C = 335.8841505, D = 97.88822083]] \quad (6)$$

>

Prêt C:\Users\samsung\Desktop\mon memoire\coefficient Mémoire: 4.18M Temps: 0.09s Mode Math 28/05/2015

La simulation pour les coefficients A, B, C, D Pour un taux de chargement égale à 4.4% et une vitesse de rotation de 1000 tr/mn par un logiciel Maple 17.

C:\Users\samsung\Desktop\mon memoire\coefficient\4.4.1000.mw - [Server 3] - Maple 17

Fichier Édition (E) Affichage (V) Insertion Format Tableau Dessin Graphique Feuille de calcul (S) Outils Fenêtre (W) Aide (H)

0.1000.mw 4.4.1000.mw 15.4.1000.mw 0.500.mw 4.4.500.mw 15.4.500.mw

Texte Math Dessin Graphique Animation Masquer

2D Input Times New Roman 12 B I U

$$Tz := A z^3 + B z^2 + C z + D; \quad Tz := A z^3 + B z^2 + C z + D \quad (1)$$

$$TZ1 := \text{subs}(z=0.0039, Tz); \quad TZ1 := 5.9319 \cdot 10^{-8} A + 0.00001521 B + 0.0039 C + D \quad (2)$$

$$TZ2 := \text{subs}(z=0.0633, Tz); \quad TZ2 := 0.000253636137 A + 0.00400689 B + 0.0633 C + D \quad (3)$$

$$TZ3 := \text{subs}(z=0.1263, Tz); \quad TZ3 := 0.002014698447 A + 0.01595169 B + 0.1263 C + D \quad (4)$$

$$TZ4 := \text{subs}(z=0.186, Tz); \quad TZ4 := 0.006434856 A + 0.034596 B + 0.186 C + D \quad (5)$$

$$\text{solve}(\{TZ1 - 95, TZ2 - 113.4, TZ3 - 114.6, TZ4 - 90.9\}, [A, B, C, D]); \quad [[A = -5576.671695, B = -1296.050389, C = 420.6655401, D = 93.37944812]] \quad (6)$$

Prêt

C:\Users\samsung\Desktop\mon memoire\coefficient Mémoire: 4.18M Temps: 0.04s Mode Math

28/05/2015

La simulation pour les coefficients A, B, C, D Pour un taux de chargement égale à 15.4% et pour une vitesse de rotation de 1000 tr/mn par un logiciel Maple 17.

C:\Users\samsung\Desktop\mon memoire\coefficient\15.4.1000.mw - [Server 5] - Maple 17

Fichier Édition (E) Affichage (V) Insertion Format Tableau Dessin Graphique Feuille de calcul (S) Outils Fenêtre (W) Aide (H)

0.1000.mw 4.4.1000.mw 15.4.1000.mw 0.500.mw 4.4.500.mw 15.4.500.mw

Texte Math Dessin Graphique Animation Masquer

2D Input Times New Roman 12 B I U

Expressions

$\int f dx$ $\int_a^b f dx$ $\sum_{i=k}^n f$
 $\prod_{j=k}^n f$ $\frac{d}{dx} f$ $\frac{\partial}{\partial x} f$
 $\lim_{x \rightarrow a} f$ $a+b$ $a-b$
 $a \cdot b$ $\frac{a}{b}$ a^b
 a_n a_n \sqrt{a}
 $\sqrt[n]{a}$ $a!$ $|a|$
 e^a $\ln(a)$
 $\log_{10}(a)$ $\log_b(a)$
 $\sin(a)$ $\cos(a)$ $\tan(a)$
 $\binom{a}{b}$ $f(a)$ $f(a,b)$
 $f := a \rightarrow y$
 $f := (a,b) \rightarrow z$
 $f(x) \Big|_{x=a} \begin{cases} -x & x < a \\ x & x \geq a \end{cases}$

Unités (SI)

Prêt

C:\Users\samsung\Desktop\mon memoire\coefficient Mémoire: 4.18M Temps: 0.03s Mode Math

28/05/2015

```

> restart;
> Tz := A z^3 + B z^2 + C z + D;
                                     Tz := A z^3 + B z^2 + C z + D
                                     (1)
> TZ1 := subs(z=0.0039, Tz);
                                     TZ1 := 5.9319 10^-8 A + 0.00001521 B + 0.0039 C + D
                                     (2)
> TZ2 := subs(z=0.0633, Tz);
                                     TZ2 := 0.000253636137 A + 0.00400689 B + 0.0633 C + D
                                     (3)
> TZ3 := subs(z=0.1263, Tz);
                                     TZ3 := 0.002014698447 A + 0.01595169 B + 0.1263 C + D
                                     (4)
> TZ4 := subs(z=0.186, Tz);
                                     TZ4 := 0.006434856 A + 0.034596 B + 0.186 C + D
                                     (5)
> solve({TZ1 - 87.6, TZ2 - 101.3, TZ3 - 95.6, TZ4 - 72.3}, [A, B, C, D]);
                                     [[A = 988.8439679, B = -2814.837395, C = 415.5754584, D = 86.02201073]]
                                     (6)
>

```

Référence bibliographique

- [1] **A. AMESSIS & H. LOUNIS**, contribution au refroidissement d'une paroi cylindrique par impact d'air (projet de fin d'étude Université Abderrahmane Mira-Bejaia promotion 2003)
- [2] **M. MEBARKI & L. MOKRANI**, contribution à l'étude du refroidissement de paroi chauffante par jet de fluide
- [3] **KAUFFELD, M. CHRISTENSEN, K.G. LUND, S. HANSEN, T.M.** « Experience with ice slurry » First IIR Workshop on Ice Slurries - May 27-28 – 1999 - Yverdon-les-Bains – Switzerland -pp 42-73
- [4] **K. JAVAHRDECH, R. DEVIENNE**, transfert thermique pour l'écoulement en canalisation cylindrique de fluide a seuil : cas du refroidissement à coefficient d'échange constant, journal of heat and mass transfert 42 (1999) 3861-3871, LEMTA UMR 7563 et Université Henri Poincaré, Vandoeuvre les-Nancy cedex, France.
- [5] **M.R. GUECHI, P. DESEVAUX, P. BAUCOUR**, Etude numérique du refroidissement d'une surface métallique par pulvérisation (spray cooling), 20ème Congrès Français de Mécanique, Institut FEMTO-ST, Département ENISYS, Parc Technologique, 2 Avenue Jean Moulin, 90000 BELFORT, 2011.
- [6] **Issa R.J**, Numerical modeling of the dynamics and heat transfer of impacting sprays for wide range pressures, PhD Thesis, University of Pittsburgh, (2003)
- [7] **Chang Y.W. and Yao S.C**, Studies of water mist cooling on heated metal surfaces, Proceedings of NHTC'00, 34th National Heat Transfer Conference, 2000.
- [8] **GHAZALI.F**, (couplage du refroidissement interne externe des aubes de de turbine à gaz. Thèse de doctorat en sciences spécialité Energétique (Université de Mohamed Boudiaf Oran)
- [9] **GAO,Z.& HAN J.C**, influence of film-hole chape and angle on showerhead film cooling using PSP technique. Journal of heat transfert, 131 (6), 061701.

NOTATIONS, TERMONOLOGIE, UNITES

σ : Tension superficielle	(N/m)
r, θ, z : Coordonnées cylindriques	
σ_{ARR} : Arrachement de la tension superficielle	(N/m)
P_{int} : Pression dans le film (air-liquide)	(Pa)
P_{ext} : Pression de l'air à l'interface	(Pa)
V_A : Vitesse axiale de l'écoulement du fluide	(m/s)
Q_V : Débit volumique	(m ³ /s)
Δp : Pertes de charge au niveau de la paroi du rotor	(mCE)
Λ_A : Coefficient de frottement de l'écoulement d'air	
Λ_A^* : Coefficient de frottement réduit de l'écoulement d'air	
R_e : Rayon extérieure du rotor	(m)
R_i : Rayon intérieur du rotor	(m)
e : Epaisseur de l'entrefer	(m)
d : Diamètre hydraulique	(m)
L : Longueur du rotor	(m)
w : Vitesse angulaire	(tr/s)
T_p : Température de paroi	(°C)
T_m : Température du mélange	(°C)
T_{me} : Température mélange à l'entrée du rotor	(°C)
ρ : Masse volumique du fluide	(kg/m ³)
μ : Viscosité dynamique du fluide	(kg/ms)
ν : Viscosité cinématique du fluide	(m ² /s)

C_p : Capacité calorifique du fluide	(j/kg K)
λ_F : Conductivité thermique du fluide	(W/m K)
λ_s : Conductivité thermique du rotor	(W/m K)
h : Coefficient d'échange thermique local	(W/m ² K)
h_f : Coefficient d'échange thermique du film	(W/m ² K)
h_m : Coefficient d'échange thermique du mélange	(W/m ² K)
$Nu(Z)$: Intensité d'échange thermique local en voisinage de la paroi	
$Nu^*(Z)$: Intensité local réduite de l'échange thermique	
\overline{Nu} : Nombre de Nusselt moyen	
Re : Nombre de Reynolds ($\rho \bar{v}d / \mu$)	
Pr : Nombre de Prandtl ($C_p \mu / \lambda$)	
Ta : Nombre de Taylor ($\omega d D/v$) (d/D) ^{1/2}	
\dot{m} : Taux de chargement	(%)
R : Résistance thermique de l'air	(Ω)
R' : Résistance thermique total	(Ω)
$q(Z)$: Densité de flux de chaleur fournie par le rotor à l'écoulement	(W/m ²)
ϵ : Epaisseur du film	(m)
A, B, C, D : Constantes du profil axial de température de paroi	
ϕ_G : Flux de chaleur générée	(W)
ϕ : Flux de chaleur véhiculée par l'air	(W)
ϕ_c : Flux de conduction dans le matériau	(W)

Résumé

Cette étude rentre dans le cadre du refroidissement des machines électriques tournantes (faibles vitesse de rotation) et ce, par un écoulement d'air chargé d'huile.

En pratique l'existence d'un film d'huile sur la paroi est impérative pour l'amélioration du transfert thermique, même si elle constitue une résistance thermique supplémentaire à ce transfert.

L'objectif de cette étude est d'améliorer l'efficacité du refroidissement par une pulvérisation radiale d'huile, outre un impact énergétique de cet huile sur la paroi devrais éviter les phénomènes d'engorgement au niveau amont de la paroi jusqu'à des taux de chargement élevés.

Notre travail a été complété par l'introduction d'un indice de qualité de refroidissement liant l'intensité d'échange réduite au coefficient de frottement réduit, les résultats acquis nous montrent que ce procédé d'impact radial d'huile conviendrait naturellement pour les machines électriques de grande longueur.