Université Paris Nanterre
200 av. de la République
92001 Nanterre Cedex
www.parisnanterre.fr

Membre de l'université Paris Lumières

Ecole Doctorale
Connaissance Langage Modélisation
Unité de Recherche
Laboratoire Thermique Interfaces Environnement

Nicolas KERUZORÉ

CARACTÉRISATION THERMIQUE DE L'EQUIPEMENT ROUE ET FREIN AERONAUTIQUE HAUTES PERFORMANCES PAR VOIES THEORIQUE NUMERIQUE ET EXPERIMENTALE

Thèse présentée et soutenue publiquement le 06/12/2018
en vue de l'obtention de doctorat d'Energétique, génie des procédés
de l'Université Paris Nanterre
sous la direction de Najib LARAQI (Université Paris Nanterre)

Jury :

M. ABBOUDI Said	PR, Université de Belfort	Rapporteur
M. ROGEON Philippe	MCF, HDR, Université Bretagne Sud	Rapporteur
M. ROBBE-VALLOIRE François	PR, SUPMECA	Examinateur
M. BAÏRI Abderrahmane	PR, Université Paris Nanterre	Examinateur
M. BAUZIN Jean-Gabriel	MCF, Université Paris Nanterre	Examinateur
M. HOCINE Ali	MCF, Université Paris Nanterre	Examinateur
M. LARAQI Najib	PR, Université Paris Nanterre	Examinateur
M. GAPIN Arnaud	IR, Safran Landing Systems	Examinateur
M. DIEBOLD Jean-François	IR, Safran Landing Systems	Invité

CONFIDENTIEL

THÈSE DE DOCTORAT

Spécialité: Énergétique - Génie des procédés

Préparée au

Laboratoire Thermique Interfaces Environnement (LTIE, EA 4415)
Université Paris Nanterre
Pôle Sciences Pour l'Ingénieur de Ville d'Avray
Ecole Doctorale 139 Connaissance, Langage, Modélisation
sous la direction du Professeur Najib LARAQI

intitulée

CARACTÉRISATION THERMIQUE DE L'EQUIPEMENT ROUE ET FREIN AERONAUTIQUE HAUTES PERFORMANCES PAR VOIES THEORIQUE NUMERIQUE ET EXPERIMENTALE

présentée et soutenue publiquement le 06/12/2018 par

Nicolas KERUZORÉ

en vue de l'obtention du grade de
Docteur de l'Université Paris Nanterre

Composition du jury

ABBOUDI Said	PR, Université de Belfort	Rapporteur
ROGEON Philippe	MCF, HDR, Université Bretagne Sud	Rapporteur
ROBBE-VALLOIRE François	PR, SUPMECA	Examinateur
BAÏRI Abderrahmane	PR, Université Paris Nanterre	Examinateur
BAUZIN Jean-Gabriel	MCF, Université Paris Nanterre	Examinateur
HOCINE Ali	MCF, Université Paris Nanterre	Examinateur
LARAQI Najib	PR, Université Paris Nanterre	Examinateur
GAPIN Arnaud	IR, Safran Landing Systems	Examinateur
DIEBOLD Jean-François	IR, Safran Landing Systems	Invité

Version provisoire

Remerciements

Résumé

Pour l'équipementier qui développe des roues et des freins d'aéronefs, le comportement thermique de l'équipement constitue un point de design majeur intervenant dans la conception. Cette discipline est aujourd'hui au centre des efforts de progression, car le concepteur est challengé sur la diminution de la masse du système. De ce fait, les limites en températures sont plus fréquemment atteintes, ce qu'il faut désormais anticiper dès l'appel d'offre pour éviter les itérations de conception. Cependant, les conditions dans lesquelles opère le système ainsi que son comportement thermique, sont mal connus et mal maîtrisés. Le caractère prédictif des simulations numériques faites pour dimensionner la structure, dépend directement de la précision du modèle et avec laquelle sont introduites, les conditions aux limites imposées en service à la structure.

Aujourd'hui Safran ne dispose pas d'outil, ni de moyen suffisamment fiable pour prédire dès la phase de pré-dimensionnement, le comportement thermique de l'ensemble Roue & Frein. Il est connu que le design du frein et de la roue ont une influence réciproque sur la cinétique thermique de l'ensemble. Savoir prédire le comportement qualitatif du produit, en réponse aux sollicitations demandées par l'avionneur, permet de faire en amont des choix technologiques dont l'impact sur la thermique sera connu. Ainsi, la conception est dé-risquée d'éventuelles itérations de design pouvant retarder de plusieurs années la certification d'un avion.

L'objet de cette thèse, est de proposer des solutions pour reproduire qualitativement la thermique Roue & Frein d'un avion, en prenant en compte des paramètres physiques associés aux solutions technologiques employées. Nous illustrons également que ces outils sont aussi un moyen de connaître les conditions dans lesquelles opère le système, lorsque l'on connaît à l'avance sa réponse en température en prenant le problème de manière inverse.

Abstract

For the equipment manufacturer who develops aircraft wheels and brakes, the thermal behavior of the equipment refers to a major reference design point. This discipline is today at the center of concerns, because the designer is challenged on the system mass improvements. As a result, the temperature limits are more frequently reached, which must now be anticipated as early as possible. The pre-design phase should now also allow avoiding design iterations. However, the conditions under which the system operates and its thermal behavior, are poorly understood and poorly controlled. The predictive nature of the numerical simulations used to design the structure, depends directly on the model's accuracy and on the in service boundary conditions imposed to the system.

Today, Safran does not have any enough reliable tool or means to predict the thermal behavior of the Wheels & Brake assembly right from the pre-design phase. It is known that the design of the brake and the wheel have a reciprocal influence on the thermal kinetics of the system. Knowing how to predict the thermal behavior of the product, in response to stresses requested by the aircraft manufacturer, allows upstream technological choices whose impact on the thermal kinetics will be known. Thus, the design is disregarded of possible design iterations that could delay the aircraft certification by several years.

The purpose of this thesis is to propose solutions to qualitatively reproduce the thermal behavior of an aircraft braking system, taking into account physical parameters associated with technological

solutions. We also illustrate that these tools are also a way of knowing the conditions under which the system operates, when one knows in advance its temperature response by taking the problem in the opposite way.

Table des matières

Résumé 3

Abstract 3

Table des matières 5

Nomenclature 9

Introduction générale 12

Chapitre 1: État de l'art en matière de freinage aéronautique 16

1.1 Introduction 16

1.2 Contexte 17

1.2.1 Enjeux industriel et scientifiques 17

1.2.1.1 Historique 17

1.2.1.2 Caractéristiques de freinages et considérations énergétiques 20

1.2.1.3 Principe de fonctionnement et composition 22

1.2.2 Analyse du besoin et problématique 27

1.2.2.1 Processus de conception des équipements 27

1.2.2.2 Moyens mis en œuvre pour la conception 30

1.2.2.2.1 État des lieux des méthodes 30

1.2.2.2.2 Essais en laboratoire 31

1.2.2.3 Mise en évidence du besoin 32

1.2.2.3.1 Critique de la méthode empirique 32

1.2.2.3.2 Problématique 33

1.2.2.3.3 Paramètres clés identifiés 34

1.2.2.3.4 Plan de réponse au problème 39

1.3 Modélisation 40

1.3.1 Documentation et méthodes internes 40

1.3.1.1 Méthode numérique 3D 40

1.3.1.1.1 Programmes étudiés 41

1.3.1.1.2 Caractéristiques du modèle 42

1.3.1.2 Modèles analytiques 43

1.3.2 Méthodes et outils existants 46

1.3.2.1 Outil analytiques 46

1.3.2.2 Outils numériques 46

1.4 Conclusion 47

Chapitre 2: Analyses de modélisations thermiques 48

2.1 Introduction 48

2.2 Base de données 49

2.2.1 Base de données d'identification 49

2.2.2 Base de données de validation 49

2.3 Identification qualitative 49

2.3.1 Définition 49

2.3.2 Observation 50
2.3.3 Hypothèses 51
2.3.4 Expérimentation ..... **Erreur ! Signet non défini.**
2.3.5 Résultats et interprétation 54
2.3.5.1 Disques de carbone 55
2.3.5.2 Roue 57
2.3.5.3 Tube 60
2.3.5.4 Couronne 63

2.4 Identification quantitative 65
2.4.1 Définition 65
2.4.2 Observation 65
2.4.3 Hypothèses 66
2.4.4 Expérimentation 66
2.4.5 Résultats et interprétation 67
2.4.5.1 Disques de carbone 67
2.4.5.2 Roue 68
2.4.5.3 Tube 70
2.4.5.4 Couronne 72

2.5 Conclusion 74

Chapitre 3: Développement d'outils de simulation directe 77

3.1 Introduction 77

3.2 Température dans un ensemble de disques empilés 78
3.2.1 Description du problème 78
3.2.2 Hypothèses 78
3.2.3 Condition initiales et aux limites 78
3.2.4 Modélisation analytique 79
3.2.5 Modélisation numérique 83
3.2.6 Résultats et comparaison 83

3.3 Modélisation d'un équipement roue et frein aéronautique 1D 89
3.3.1 Description du problème 89
3.3.2 Hypothèses 90
3.3.3 Conditions initiales et aux limites 90
3.3.4 Modélisation numérique 92
3.3.5 Résultat et comparaison 95
3.3.6 Voies d'amélioration 98

3.4 Modélisation d'un équipement roue et frein aéronautique 2D 99
3.4.1 Description du problème 99
3.4.2 Hypothèses 100
3.4.3 Conditions initiales et aux limites 101
3.4.4 Modélisation numérique 102
3.4.5 Résultat et corrélations calculs essais 105
3.4.6 Application au dépôt d'un brevet 106

3.5 Conclusion 107

Chapitre 4: Présentation de méthodes d'identification de Flux 109

4.1 Introduction 109

4.2 Problématique de la fonction directe 111

4.3 Présentation des méthodes inverses 112

4.3.1 Différents problèmes inverses 113

4.3.2 Algorithmes utilisés en méthodes inverses 113

4.3.2.1 Classes de méthodes 114

4.3.2.2 Méthodes de régularisation 116

4.3.2.3 Choix d'un algorithme d'inversion des mesures 119

4.4 Analyse de sensibilité du problème frein 121

4.4.1 Choix d'un paramétrage 121

4.4.2 Étude de sensibilité sur les paramètres considérés 122

4.4.3 Optimisation de la sensibilité 128

4.5 Application à un cas numérique 129

4.5.1 Génération d'une mesure par modèle direct 129

4.5.2 Identification des paramètres par inversion des mesures 132

4.5.3 Influence d'un bruit de mesure simulé 134

4.5.4 Choix d'un nouveau jeu de paramètres 134

4.6 Présentation du processus probabiliste 137

4.6.1 Identification bayésienne 138

4.6.2 Construction du méta modèle 140

4.6.2.1 Génération du plan d'expérience 140

4.6.2.2 Génération du méta modèle 143

4.6.2.3 Optimisation de la qualité 144

4.6.2.4 Exploration préliminaire et sensibilité 146

4.6.2.5 Algorithme d'inversion 150

4.6.3 Application au cas numérique précédent 151

4.7 Conclusion 156

Chapitre 5: Identification des flux aux interfaces à partir de mesures expérimentales 157

5.1 Introduction 157

5.2 Étude expérimentale 157

5.2.1 Présentation du dispositif 157

5.2.2 Instrumentation thermique 158

5.2.2.1 Sondes 158

5.2.2.2 Orientation de l'équipement 159

5.2.2.3 Instrumentation du frein 160

5.2.3 Programme d'essai 165

5.2.4 Acquisition des données 165

5.3 Détermination des paramètres de contact du système 168

5.3.1 Essai suivant l'instrumentation de base Safran 168

5.3.1.1 Paramétrage mécanique 168

5.3.1.2 Paramétrage nouveau 169

5.3.2 Essai suivant le plan d'instrumentation présenté 170

5.4 Conclusion 180

Conclusion et perspectives 181

Table des figures 187

Table des tableaux.....192

Bibliographie 193

Annexe 1: Température dans un disque 201

Annexe 2: Résultats et corrélation calculs essais 208

Nomenclature

Variable	Description	Unité
a	Diffusivité thermique	$[m^2.s^{-1}]$
E_{CD}	Énergie cinétique de l'aéronef à absorber	[J]
E_v	Énergie cinétique du Volant d'inertie	[J]
h	Coefficient d'échange convectif	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
I_{CD}	Moment d'inertie	$[kg.m^2]$
$m_{aircraft}$	Masse de l'aéronef	[kg]
m_{frein}	Masse du système de freinage	[kg]
E_{frein}	Énergie absorbée par le frein	[J]
M	Nombre de points de mesure temporels	[-]
N	Nombre de points de mesure physique (thermocouples)	[-]
N_{wheels}	Nombre de roues freinées	[-]
R_a	Rayon apparent du pneumatique	[m]
R_{ext}	Rayon externe des disques de freinage	[m]
R_{int}	Rayon interne des disques de freinage	[m]
R_v	Rayon du volant d'inertie	[m]
R_C	Résistance de contact	$[m^2.K.W^{-1}]$
S_L	Surface latérale des disques	$[m^2]$
T_0	Température ambiante	[K]
T_c	Température de contact	[K]
T_d	Température adimensionnée	[-]
T_{min}	Température minimum du système	[K]
T_{max}	Température maximum du système	[K]
T	Température calculée	[K]
$\tilde{T}$	Température mesurée	[K]
t	Temps	[s]
t_{max}	Temps auquel le flux maximum est atteint	[s]
t_f	Temps de freinage	[s]
t_d	Temps adimensionné	[-]
V_s	Vitesse de l'aéronef à l'instant du freinage	$[m.s^{-1}]$
z	Abscisse	[m]
α	Coefficient de partage de flux au contact	[-]
β	Vecteur paramètres	[-]
$\hat{\beta}$	Vecteur paramètres estimé	[-]
ΔT	Rédsidus thermiques	[K]
ε	Discrepancy	[%]
ε_L	Émissivité	[%]
φ_g	Flux généré	$[W.m^{-2}]$
φ_d	Flux généré adimensionné	[-]
φ_{max}	Flux maximum généré	$[W.m^{-2}]$
λ	Conductivité thermique	$[W.m^{-1}.^{K-1}]$
Cp	Capacité calorifique	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
ω	Vitesse angulaire de rotation	$[rad.s^{-1}]$
C	Couple instantané de freinage	[N.m]
P	Puissance instantanée dissipée dans les disques de carbone	[W]
F_i	Effort de presse à l'interface i	[N]
F_0	Effort de presse généré par la couronne hydraulique et les pistons	[N]
η	Rendement du frein	[-]
d	Épaisseur d'un disque	[m]
L	Longueur totale de l'empilement de disques (source de chaleur)	[m]
z	Position axiale	[m]

r	Position radiale	[m]
Ω	Position azimutale	[°]
A	Matrice Hessienne	[-]
J	Matrice Jacobienne	[-]
S	Matrice des vecteurs de sensibilités	[-]
p,q	Variable complexe de l'espace de Laplace	[-]
F	Fonctionnelle	[-]
$\hat{F}$	Fonctionnelle approchée (fonction méta)	[-]
σ	Constante de Stephan Boltzmann	[$kg.s^{-3}.K^{-4}$]
i	Identifiant du point, senseur	[-]
j	Identifiant du pas de temps	[-]
k^{th}	Identifiant d'interface	[-]
l	Disque gauche	[-]
r	Disque droite	[-]
S	Surface d'échange	[m^2]

Introduction générale

L'Aéronautique ; Vaste sujet, source inépuisable de questionnement et de recherche. Dans la mythologie Grecque, on parle de la magie du vol ou le rêve d'Icare. Selon l'histoire, Dédale confectionne à son fils des ailes semblables aux oiseaux avec de la cire et des plumes. Grisé par le vol, Icare en oublie les conseils de son géniteur et prend trop d'altitude, si bien que la chaleur fait fondre la cire. Ses ailes le trahissent et il meurt précipité dans les abîmes. Tout au long de la période allant d'Icare au XVIII^{e} siècle, l'homme a toujours cherché à vaincre la troisième dimension. De nos observations sur les oiseaux, nous avons dû faire preuve d'ingéniosité, de courage et d'astuce avant d'arriver à l'avion, moyen de transport emprunté aujourd'hui par des milliers de voyageurs chaque jour.

Nous allons dans cette thèse nous intéresser à l'un des éléments essentiels de sécurité dans un avion : le système de freinage. Nous parlons ici de la roue et du frein d'avion, système simple de prime abord, mais sujet à de nombreuses problématiques et aux drastiques normes du monde aéronautique. Plus précisément, d'un point de vue thermique, la roue et le frein d'avion sont soumis à de très fortes sollicitations de plus en plus rigoureuses en raison d'un trafic aérien croissant, et des demandes clients toujours plus exigeants. Nous exposerons dans ce document quelles sont les différentes contraintes associées à ce système, et comment s'y prendre pour prédire le comportement d'un tel appareillage. Les enjeux industriels sont importants. Réactivité des Ingénieurs conception, souplesse adaptation des études, amélioration des modèles existants sont autant de sujets auquel le travail présenté pourra apporter des réponses, qui pénalisent aujourd'hui la conception du produit. Connaître le comportement thermique du produit permet d'anticiper les problèmes rencontrés lors de la conception et lors de l'utilisation, pour ainsi réduire ses coûts d'exploitation.

Les résultats issus de ce travail peuvent permettre de mettre à plat les aprioris et hypothèses initiales, que l'on considérait comme acquises et bien maîtrisées. Selon la démarche expérimentale il convient de poursuivre et recommencer, jusqu'à ce qu'il n'existe plus aucun doute sur la façon de penser, modéliser et concevoir les équipements et systèmes.

Cette thèse porte donc sur la caractérisation du comportement thermique de l'équipement roue et frein aéronautique, par approche théorique, numérique et expérimentale. Plus particulièrement, ce travail abordera des notions de modélisation pour répondre à un besoin précis en conception du Groupe Safran, dans le cadre d'un contrat CIFRE en partenariat avec l'ANRT et le Laboratoire Thermique Interfaces Environnement. Nous aurons aussi l'opportunité d'aborder le sujet de l'optimisation sous diverses méthodes, et d'appliquer ces travaux à la confrontation de données expérimentales.

« Il faut toujours viser la lune, car même en cas d'échec, on atterrit dans les étoiles. »

Oscar Wilde.

Contexte industriel

Dans ce travail, on s'intéresse au pré-dimensionnement thermique de l'équipement Roue & Frein aéronautique, et notamment à la prédiction du comportement thermique du système en réponse à une sollicitation mécanique de freinage. Il convient de commencer par présenter le produit sur lequel porte l'étude, l'équipement Roue & Frein pour avion. Il fait partie du système d'atterrissage composé du train de la roue et du frein. Les systèmes d'atterrissages permettent principalement :

- D'absorber l'énergie d'atterrissage (efforts dynamiques).
- De permettre les évolutions au sol (diriger, freiner).
- De supporter la masse de l'avion au sol (efforts statiques).

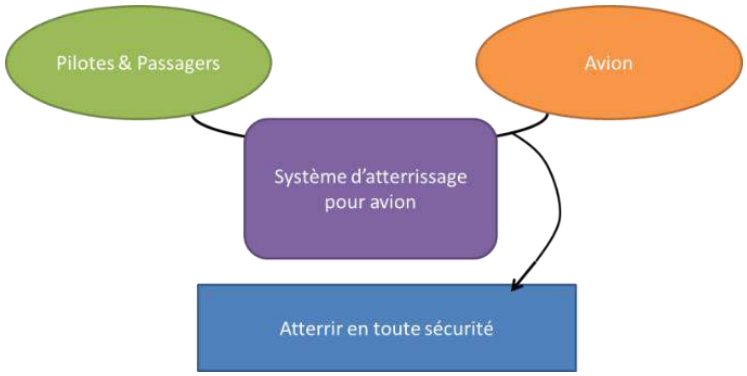


Figure 1 : Définition, bête à corne du système d'atterrissage

Pour tous les aéronefs actuels, qu'ils soient civils ou militaires, il existe plusieurs moyens de freiner leur course [1] :

- Les moyens aérodynamiques, comme les aérofreins, ou les spoilers, maximisant la trainée de l'appareil. Les inverseurs de poussée sont également utilisés.
- Les moyens mécaniques, à savoir les freins.

Pour un avion de ligne subissant un atterrissage classique avec une décélération de 0.15 g, la répartition moyenne des différents éléments utiles au freinage peut être résumée de la manière suivante :

- 40% de l'énergie est dissipée par les moyens aérodynamiques.
- 40% par les moyens mécaniques.
- 20% par les inverseurs de poussée. A noter qu'ils ne sont de moins en moins exploités pour rallonger la durée de vie des moteurs avant réparation.

Notons qu'en raison de la décroissance de vitesse de l'avion lors du freinage, l'efficacité des moyens aérodynamique diminue également. Aussi les inverseurs de poussée ne sont pas systématiquement utilisés. Enfin à basse vitesse les systèmes de freinage mécaniques restent l'unique moyen de ralentir l'appareil. Les contraintes d'encombrement et de poids réduits qu'impose l'aéronautique à l'ensemble des systèmes d'atterrissage, conduisent à minimiser le nombre de roues par avion et à adopter des systèmes de freinage originaux par rapport à leurs homologues du monde automobile. Les freins doivent être capables d'offrir des performances très élevées dans des volumes très réduits [2].

Safran Landing Systems est le leader mondial des systèmes d'atterrissage et de mouvement au sol pour aéronefs. C'est un fournisseur de tous les principaux avionneurs civils et militaires. Le groupe est aussi leader de la conception, fabrication et support des trains d'atterrissage, avec plus de 21 500 appareils équipés effectuant plus de 35 000 atterrissages chaque jour. L'activité principale de l'Entreprise est de concevoir des systèmes intégrateurs. Ils apportent excellence et innovation dans le domaine des

fonctions d'atterrissage, d'orientation, de freinage, de surveillance (freins, pneus, trains) et de Green Taxiing®. Ainsi aujourd'hui, les produits créés par Safran Landing Systems équipent plus de 10 000 aéronefs.

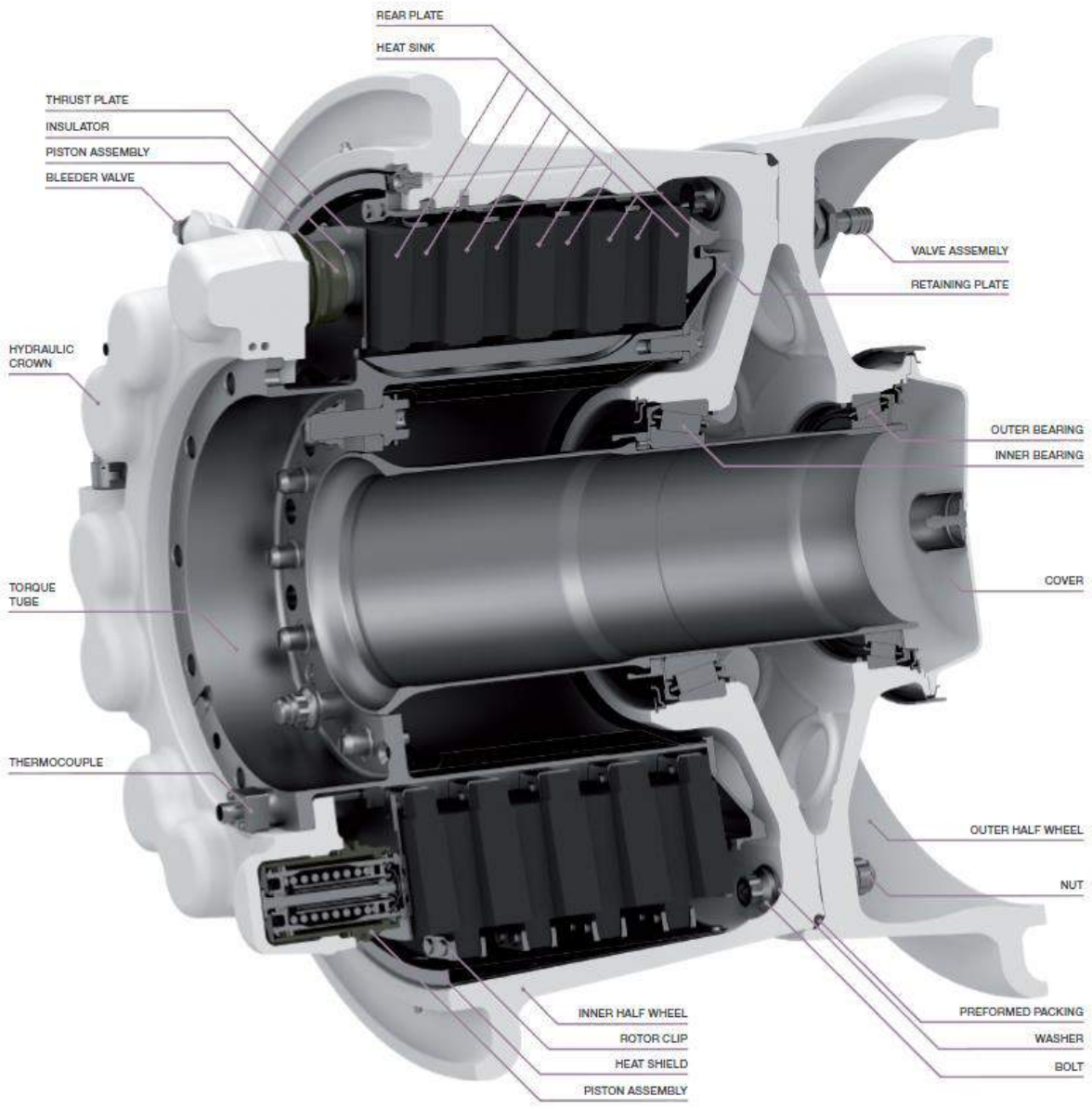


Figure 2 : Vue en coupe de la roue et du frein A320

Contexte scientifique

Peu de travaux se sont concentrés sur la conception thermique des équipements de freinage aéronautique. La principale raison provient du fait que cette discipline n'intervient qu'en dernière position dans la chaine de conception habituelle des équipements aéronautiques, mais aussi car les normes jusqu'alors établies, ne faisaient peu ou pas apparaitre de problématiques liées à la thermique. S'il existe peu de travaux en lien direct avec la problématique identifiée dans ce manuscrit, ils n'en restent pas moins de nombreux sur des applications similaires ou ayant un lien effectif direct avec le besoin.

Généralement, une fois le développement produit avancé, son design est validé au moyen d'une maquette numérique discrétisée et soumise à des contraintes thermiques. La résolution de ce type de problème passe par l'utilisation de solveurs très performants et bien connus du monde industriel. Dans cette configuration, le temps de mise en œuvre de ces méthodes n'est plus adapté aux besoins des

clients Safran Landing Systems, qui demandent une réactivité accrue. De plus, la stratégie d'incorporer la thermique au même niveau que les autres disciplines dans le processus de conception impose un savoir-faire en pré-dimensionnement, où les délais accordés pour répondre aux appels d'offre sont très courts. Par conséquent les méthodes en places ne sont pas adaptées pour assurer le pré-dimensionnement, entrainant des problèmes récurrents d'erreurs dans la conception du produit.

Dans ce travail de thèse, nous avons retenu comme produit la roue et le frein carbone. L'objectif étant de développer des solutions et des algorithmes de calcul de température dans l'équipement sur une plage de fonctionnement allant des freinages de services aux arrêts d'urgence, et pour des cycles de rotation compagnies. Il est aussi question de proposer des solutions technologiques innovantes afin de favoriser le refroidissement des équipements de plus en plus soumis à des problématiques liées à la thermique.

Structure du mémoire

Le premier chapitre de ce manuscrit dresse un état de l'art sur le contexte de cette thèse. On y trouve en particulier la présentation en détail du système complexe de freinage aéronautique, par son historique, ses caractéristiques et son principe de fonctionnement. Par la suite nous faisons apparaître le besoin et la problématique associée à l'équipementier. La dernière partie de l'état de l'art apporte un descriptif sur les méthodes de modélisation en lien avec la problématique du sujet.

Le chapitre 2 présente des analyses de modèles 3D complexes, issus de méthodologies préétablies. Ce travail permet de visualiser et mieux appréhender la thermique associée aux caractéristiques des systèmes de freinage aéronautique. Nous décrivons différents modes prépondérants de transferts thermiques par approche numérique, appliquées sur quatre zones principales de la roue et du frein. Il s'en dégage ainsi des postulats, supposés dans une démarche simplificatrice et que nous avons pu appliquer au chapitre 3.

Dans le chapitre 3, les hypothèses simplificatrices observées dans le chapitre précédent sont appliquées afin de présenter un outil de calcul de température, représentatif du système. Nous avons échelonné cette démarche par étapes, en commençant sur une sous partie du dispositif, pour complexifier ensuite le problème et ajouter d'autres sous-parties.

Le chapitre 4 présente différentes méthodes de résolution de problèmes inverses de conduction de la chaleur. Un premier paragraphe expose les méthodes utilisées usuellement et dites déterministes, tandis que le suivant montre l'utilisation de nouveaux procédés dits probabilistes. Ces deux méthodes sont ensuite appliquées sur un cas concret en lien avec notre problématique.

Ce travail est conclu par la mise en œuvre des modèles et d'une méthode d'identification sur un cas réel, faisant l'objet d'une instrumentation et d'un suivi dans un laboratoire spécialisé. La validation de la méthodologie à lieu et est décrite dans le chapitre 5.

Nous terminons ce manuscrit par des conclusions générales et les perspectives qu'offre cette étude.

Chapitre 1: État de l'art en matière de freinage aéronautique

1.1 Introduction

Le freinage permet de ralentir, voire immobiliser des pièces en mouvement. C'est un phénomène qui s'oppose à la motricité des systèmes mécaniques et qui définit un système dit « frein », par opposition à ce qui est communément appelé un moteur. Dans le domaine du transport, son principe repose sur la dissipation de l'énergie cinétique en chaleur. Dans la majorité des cas, le phénomène de friction est utilisé pour s'opposer au mouvement relatif entre les deux parties en contact du système.

Plus précisément le freinage dans le domaine aéronautique est apparu, alors que la masse, la vitesse et la fréquence de rotation des avions ont augmenté. Les compagnies ont souhaité assurer au maximum leur rentabilité, imposant des cadences de vol toujours plus importantes, tout en limitant la consommation de carburant. Le développement de la capacité des avions en passager ainsi que La puissance des moteurs en constante évolution, ont provoqué la nécessité d'adapter des freins d'abord extrapolés de l'automobile sur les aéronefs. D'abord à tambours ils ont évolué pour devenir des systèmes à disques complexes. Ils permettent d'absorber une forte énergie avec une masse raisonnable grâce à des performances mécanique, thermique et dynamique de haut niveau. Ces freins à disques doivent être capables d'absorber une grande quantité d'énergie, tout en garantissant la protection des équipements et passagers. La maîtrise des temps de refroidissement est également primordiale, pour augmenter la cadence des vols et diminuer le temps d'arrêt au sol des avions entre chaque rotation, afin de diminuer les coûts d'exploitation. C'est dans cette optique que s'inscrit le projet de thèse.

Dans ce chapitre est présenté le contexte et les enjeux scientifiques liés au produit Roue & Frein aéronautique. Seront détaillées différentes généralités sur le fonctionnement du produit, et son évolution historique. Des ordres de grandeurs seront explicités ici, pour permettre de situer le système de freinage aéronautique en termes de performances, par rapport à son homologue automobile ou ferroviaire. Nous nous efforcerons d'analyser le besoin de l'Entreprise, Safran Landing Systems, afin de faire ressortir une problématique liée à cette thèse. La mise en évidence du besoin passe par un critique des méthodes existantes, et l'analyse de leur propension à répondre au problème. Nous apporterons ensuite une stratégie de réponse à la problématique identifiée pour établir une ligne directrice du présent document.

Cette thèse bien qu'orientée vers la thermique du freinage utilise des travaux réalisés dans d'autres domaines comme la mécanique. Nous nous efforcerons dans ce chapitre de faire la bibliographie la plus exhaustive possible, en rapport avec tous les sujets traités, qu'ils soient en lien direct ou non avec la thermique.

L'objectif sera de rassembler les différents aspects techniques de modélisation, par une présentation des outils existants pouvant nous aider à répondre aux problématiques exposées dans ce document. En plus de ce qui est disponible dans la littérature scientifique, l'Entreprise Safran Landing Systems a développé un savoir-faire et des connaissances qui seront exposées.

1.2 Contexte

1.2.1 Enjeux industriel et scientifiques

1.2.1.1 Historique

L'accroissement du trafic aérien ces 40 dernières années a provoqué plusieurs sauts technologiques sur les équipements de freinage aéronautique [4].

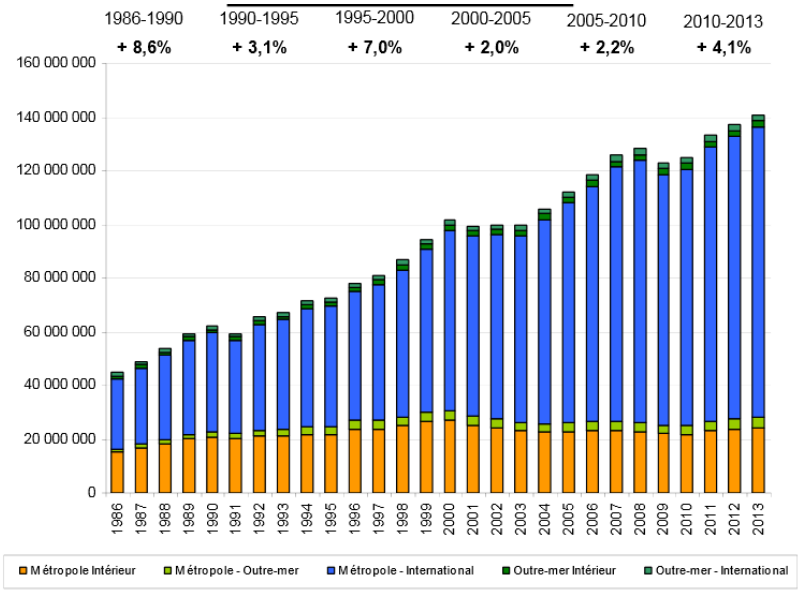


Figure 3 : Évolution du transport aérien sur les 30 dernières années

Si la roue n'a que très peu évolué depuis sa création vers 3000 ans avant J.C, on ne peut pas en dire autant de la notion de freinage tout aussi ancienne. La partie frein a subi plusieurs ruptures technologiques [3] [5] [6], comme nous l'exposons ci-dessous :

Différentes technologies :

Les premiers avions, motorisés par hélice, n'avaient pas besoin de freins puissants compte tenu de leur faible vitesse. On a pu ainsi retrouver l'apparition du frein à tambour commandé par câble sur l'avion VOISIN LAS pendant la première guerre mondiale. Ce bombardier biplace fut commercialisé à 10400 exemplaires.



Figure 4 : Frein à tambour sur VOISIN LAS

Dès l'introduction des turbopropulseurs, les freins sont devenus indispensables et leurs performances ont dû s'adapter aux masses et aux vitesses toujours plus élevées. Les roues n'étant plus capables de supporter les températures générées par le frottement des tambours, la technologie s'oriente vers des freins à disques vers les années 50, similaires à l'architecture automobile.

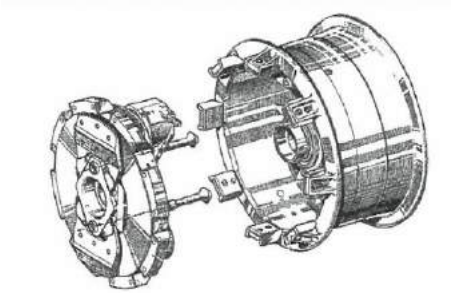


Figure 5 : Disque simple de forte épaisseur (Mirage III)

Dans les années 60, l'avènement du transport de masse dans le domaine civil est marqué par la mise en service en 1959 de la Caravelle et du Boeing 707 en 1960. Les fortes énergies à dissiper devenaient trop intenses pour des garnitures réparties sur deux ou trois secteurs. Pour cela les constructeurs mirent au point une nouvelle architecture : les « sandwichs » de disques. Il s'agissait de garnitures fixées sur toute la circonférence des stators, entre lesquels étaient intercalés des disques en acier appelés rotors. Les disques métalliques, soumis à de fortes températures, étaient segmentés pour éviter un effet de voilage en forme de cône.

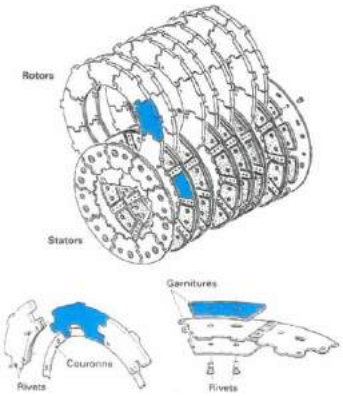


Figure 6 : Disques segmentés (A300-600)

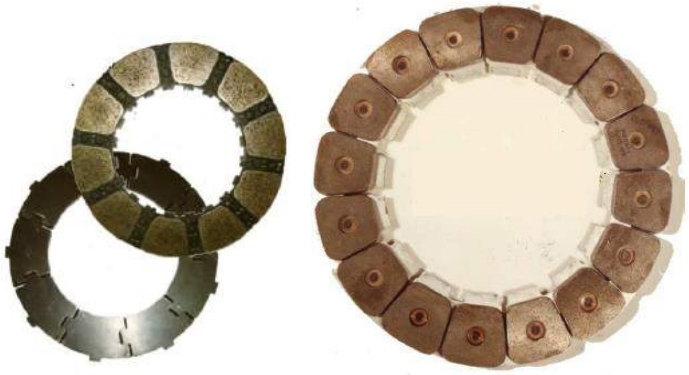


Figure 7 : Stators à patins et rotor à segments articulés

Dans les années 70-80, l'évolution toujours croissante du trafic aérien, combinée à des appareils en service toujours plus imposants (Boeing 747 en 1969), amena les ingénieurs à envisager de nouvelles solutions. Apparurent alors les ensembles de disques empilés, sans segmentation ni patins. Cette technologie fut possible grâce aux nouveaux matériaux tirés de l'aérospatiale.



Figure 8 : Frein électrique du Boeing 787 Dreamliner, à disques de carbone monobloc empilés

<u>Différents matériaux</u> :

Au cours des siècles, divers matériaux comme la pierre, le bois, le fer et tout autre alliage métallique ont été employés pour freiner les systèmes. Dès le début de l'aéronautique, il n'y avait qu'une obsession : la masse des équipements embarqués. C'est d'autant plus le cas des freins, qui ne servent pas lorsque l'avion est en vol. Il fallait donc absolument diminuer la masse des roues et freins, tout en assurant une bonne capacité d'absorption de la chaleur afin de garantir leur intégrité mécanique.

Au cours des années, plusieurs matériaux ont été utilisés dans les systèmes de freinages :

- Rotors cuivre – garnitures organiques (années 50).
- Rotors acier – garnitures organiques (années 60).
- Rotors acier – garnitures frittées (années 70).
- Rotors et patins graphite (années 70).



Figure 9 : Frein à disque : rotor cuivre



Figure 10 : Frein à rotor acier – garnitures organiques

Nous rappelons qu'un frein a pour fonction d'arrêter un objet en mouvement et que d'un point de vue physique, il transforme l'énergie cinétique en énergie calorifique. Selon l'énergie à dissiper, le dégagement de chaleur est plus ou moins important. Le matériau utilisé pour le freinage doit alors être résistant à la température c'est-à-dire réfractaire [7] [8].

Le graphite présentait une usure trop importante et une faible résilience. Ce n'est qu'en 1977, motivé par le programme militaire du mirage 2000, que le premier frein carbone à base de tissus PAN fut développé.

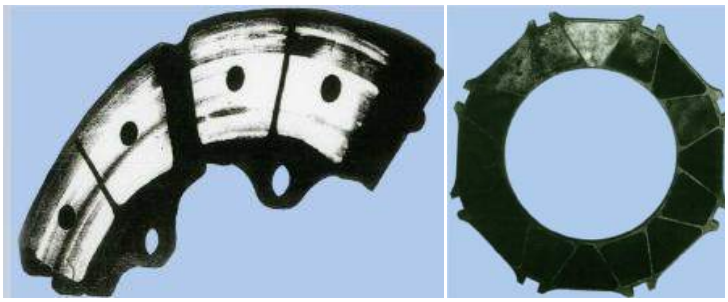


Figure 11 : Rotor et patin de graphite

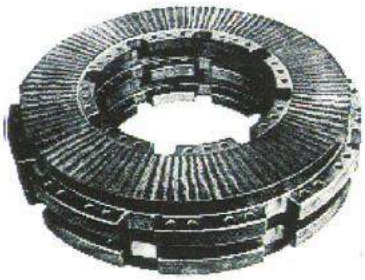


Figure 12 : Frein bi-rotors en alliage Carbone/Carbone

Les composites C/C présentent des caractéristiques particulièrement intéressantes pour la conception des équipements Roue & Frein aéronautique, surtout si l'on considère leur faible masse. En premier lieu ils permettent une exploitation des freins à des températures très élevées :

- Contrairement aux métaux, ils n'ont pas de point de fusion mais un point de sublimation. Il est situé autour des 3000°C.
- Leur efficacité de freinage reste excellente même à haute température (plus de 2000°C), ce qui garantit une sécurité accrue pour les freinages de détresse.

Leur capacité thermique massique est particulièrement élevée et augmente avec la température. A 1000°C, le Cp du carbone est d'environ 1,8 $kJ.kg^{-1}.K^{-1}$, là ou celle de l'acier est autour de 0,5 $kJ.kg^{-1}.K^{-1}$. A frein de masse équivalente, le composite C/C peut donc absorber beaucoup plus d'énergie. Un rapide calcul avec la formule (1.2) (Voir § 1.3) permet de s'apercevoir qu'à énergie de freinage équivalente, la masse du frein carbone est beaucoup plus faible. Enfin ils ne comportent pas de domaine plastique

en température, ce qui évite tout phénomène de voilage au cours des cycles thermiques. Ainsi des disques monobloc de carbone peuvent être employés pour faciliter la fabrication du frein. Cette solution donc les avantages d'être légère, réfractaire et d'avoir d'excellentes propriétés de frottement. C'est un matériau hétérogène et anisotrope dont nous n'aborderons pas ici l'élaboration, sujet pourtant passionnant et cœur du savoir-faire de Safran Landing Systems.

1.2.1.2 Caractéristiques de freinages et considérations énergétiques

L'importance de la thermique sur l'équipement Roue & Frein est soulignée par la présence de zones d'échauffement lors d'un freinage :

- Les disques de carbone, par friction aux interfaces de contact.
- Les roulements, par friction des rouleaux dans la cage.
- Le pneumatique, par déformation mécanique lors du roulage.

L'énergie à dissiper au niveau d'un frein de roue, E_{frein}, est approximativement égale au rapport entre l'énergie cinétique de l'avion E_{avion} et le nombre de roues équipée N_{roues}. L'énergie de l'avion E_{avion} est environ estimée par son énergie cinétique au moment où les roues touchent le sol et que les moyens de freinages aérodynamiques ont déjà été employés. La vitesse V_s et la masse sont généralement définies par l'avionneur. On a ainsi :

$$E_{frein} \sim \frac{\frac{1}{2} \times m_{aircraft} \times V_s^2}{N_{wheel}} \quad [J] \qquad (1.1)$$

L'énergie peut être reliée à la variation d'enthalpie globale de la partie active du frein (les disques de carbone). Plus précisément on peut calculer la variation de température moyenne de l'ensemble frein en considérant le système adiabatique sur la période de freinage et que toute l'énergie est dissipée sous forme de chaleur :

$$E_{frein} \sim m_{frein} \times Cp \times \Delta T_{frein} \quad [J] \qquad (1.2)$$

Pour des raisons de sécurité, notamment vis-à-vis des pièces environnantes, une valeur limite de température est admissible par le frein. Ainsi pour augmenter l'énergie admissible sans augmenter la température moyenne, les leviers d'action porteront sur la masse et la capacité calorifique.

Pour illustrer l'importance de ce constat sur la thermique, deux évènements marquant ont menés aux exigences particulièrement drastiques sur nos équipements [7] [9] :

- Le 4 Septembre 1963 une Caravelle III de Swissair s'écrase 9 minutes après son décollage. L'avion a été victime d'un grave incendie dans la fosse du demi-train principal gauche. Cause attribuée après enquête à une surchauffe des freins durant une longue phase de roulage destinée à reconnaître de visu les conditions de visibilité par temps de brouillard.
- Un DC10 de American Airlines le 21 Mai 1988 effectue un freinage d'urgence et dépasse l'extrémité de piste de 300 mètres. Le freinage défaillant s'est avéré être la cause de la fonte des garnitures frittés sur les rotors aciers, soudant l'ensemble des disques.

Depuis lors, les leçons ont été tirées de ces catastrophes. Le décollage frein chaud est interdit. La température du frein doit être inférieure à 400°C, température à laquelle le fluide hydraulique des pistons s'auto-enflamme. En soute, des fuites du circuit hydraulique de freinage peuvent se produire sur le frein. Pour cela, une sonde de température placée dans le frein à proximité du stator 2 permet d'estimer la température du puits de chaleur et transmet une information sur l'état du frein aux pilotes.

Pour protéger l'équipement des surchauffes, des fusibles thermiques sont disposés à l'intérieur de la jante. Ces matériaux eutectiques fondent à des températures calibrées, pour libérer la pression du

pneumatique en cas de jante trop chaude. A partir de 204°C, le pneumatique peut-être endommagé au niveau de son talon. Également la zone correspondante sur la jante, fortement contrainte avec la pression du pneumatique, peut être déformée en raison des performances mécaniques dégradées par les hautes températures.

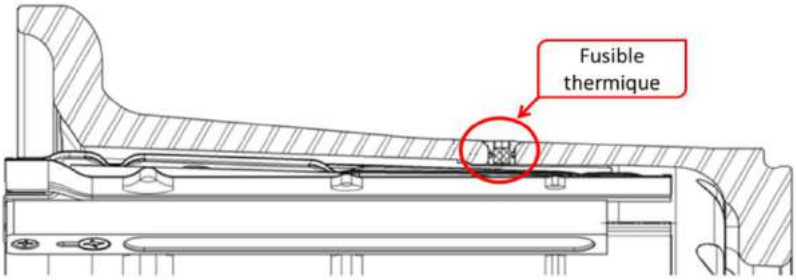


Figure 13 : Illustration du fusible thermique

Les niveaux d'énergie et les puissances mises en jeu dépassent celles du secteur automobile ou ferroviaire. Plus précisément, lors d'un freinage avorté ou Rejected Take Off (RTO), l'avion est à masse maximale et vitesse maximale. L'énergie absorbée par frein dépasse parfois la centaine de méga joules. Cela amène certains disques à une température de plus de 1800°C quelques secondes après le freinage. Les équipements Roue & Frein doivent être conçus et dimensionnés en conséquence. La présence de forts gradients thermiques (1800°C dans les disques, 204°C maximum sur la jante, séparés de 2 centimètres), impose de dimensionner l'équipement en prenant en compte ces aspects. Toutes ces exigences en termes de performances ont mené à l'élaboration de normes et spécifications.

Les freinages sont caractérisés par plusieurs paramètres :

- L'énergie à absorber par roue.
- La vitesse initiale au freinage.
- La décélération moyenne. Elle ne peut en général dépasser 5 $m.s^{-2}$ en raison d'une pression de gonflage importante située autour des 15 bars pour les avions de ligne.
- La distance d'arrêt liée à la longueur de piste.

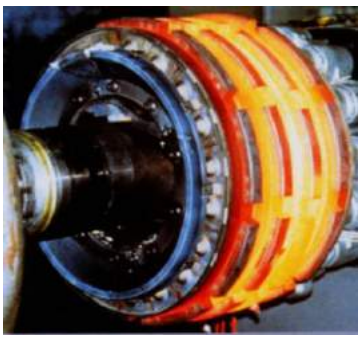


Figure 14 : Frein après un freinage sévère de type RTO

En fonction du niveau d'énergie, de la vitesse initiale de freinage ou de la décélération, on peut distinguer plusieurs grandes configurations de freinage :

- **Le freinage de taxiage**. Ce freinage intervient lors des manœuvres effectuées au sol. Lors de la circulation de la porte d'embarquement à la piste de décollage (taxi-out), ou inversement (taxi-in), la vitesse initiale est faible ainsi que la décélération. L'énergie dissipée est peu élevée.
- **Le freinage de service** (WS) caractérise les freinages classiques effectués par les compagnies. Ces types de freinage sont définis par les avionneurs, et sont généralement mis en œuvre au cours de cycles représentatifs d'utilisation moyenne de l'équipement.
- **Le freinage normal** (WN) est le freinage standard pour lequel l'équipement est défini, pour des normes de vitesse, d'énergie et de décélération. Ce freinage est dimensionnant pour l'équipement, et principalement mis en œuvre lors des essais d'homologation.
- **Le freinage de type surchargé ou Overload**. Ce freinage correspond à des conditions d'atterrissage où l'avion vient se poser peu de temps après son décollage à cause d'une avarie par exemple. Sa vitesse et sa masse sont plus élevée qu'à l'ordinaire. Il en résulte des conditions initiales de freinage plus sévères. Ce freinage est dimensionnant et la fonte fusible ne doit pas être déclenchée malgré les conditions sévères.

- **Le freinage RTO** (Rejected-Take-Off) ou de décollage avorté. En cas d'urgence l'avion doit pouvoir s'arrêter en bout de piste. L'avionneur calcule une vitesse maximale (vitesse de décision), au-delà de laquelle l'avion doit forcément décoller. La décélération requise est généralement supérieure à 3 $m.s^{-2}$. Ce freinage est le plus critique en termes d'énergie dissipée. Les températures atteintes à cœur des disques avoisinent généralement les 2000°C. Ce freinage est dimensionnant également, car l'équipement doit pouvoir assurer l'arrêt de l'appareil, et garder son intégrité pour rouler, le temps de dégager la piste de décollage (3 minutes). Ainsi la fonte fusible ne doit pas intervenir trop tôt ni trop tard.

Paramètres	Avion	Taxi	WS	WN	Surcharge	RTO
Vitesse initiale $[m.\ s^{-1}]$	A300-600	5 à 10	47	66,5	77,6	91,9
	A330	12,4	64	73	81	85
Décélération $[m.\ s^{-2}]$	A300-600	1 à 2	≈2	4,17	4,08	3,24
	A330	≥2	3,04	3,04	4	4
Énergie [MJ]	A300-600	1	14	34	47	81
	A330	1,5	40	52	64	105

Tableau 1 : Paramètres de freinage usuels – A300-600 et A330

1.2.1.3 Principe de fonctionnement et composition

Lors du freinage, une énergie hydraulique (voire électrique) presse l'ensemble des stators (solidaire de la structure du frein) et les rotors (solidaires de la roue). Le frottement généré provoque un couple de freinage et un échauffement, responsable de la décélération de l'aéronef.

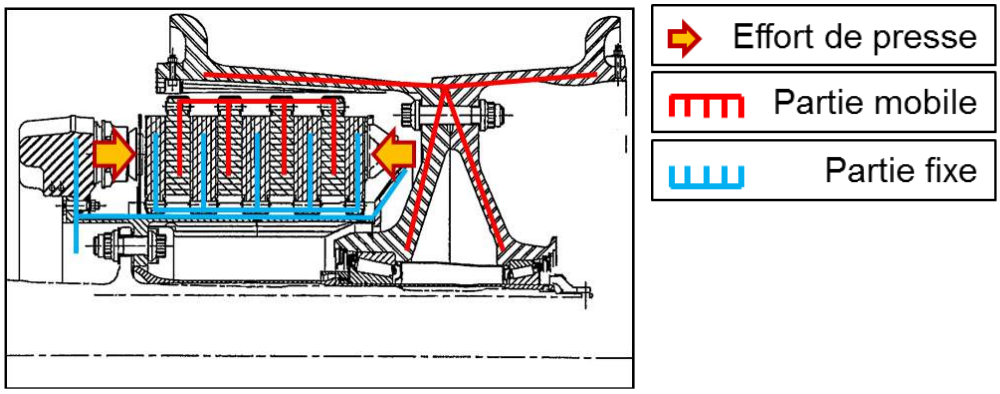


Figure 15 : Principe de fonctionnement du système Roue & Frein

L'ensemble roue-frein est constitué de trois éléments majeurs [6-8] :

- Le **puits de chaleur** formé par les disques de carbone (en gris et noir sur la Figure 16) :
  Les **rotors** entrainés en rotation par la roue et les **stators** fixés à la structure du frein. C'est cette partie qui génère le couple de freinage et qui absorbe l'énergie calorifique générée par le frein. Pour rappel, la chaleur absorbée au niveau du PDC est donnée par l'équation (1.2). Sur une interface de frottement rotor/stator, le flux de chaleur instantané produit ϕ(t) est approximativement égal à la puissance instantanée P(t) soit :

$$\varphi(t) \sim P(t) = C(t) \times \omega(t) \qquad [W] \quad (1.3)$$

Avec ω(t) la vitesse angulaire ($rad.s^{-1}$).
C(t), le couple de freinage instantané moyenné sur la surface (N.m). Celui-ci dépend de l'effort appliqué par les pistons, ainsi que du coefficient de frottement du carbone.
La puissance est maximale lorsque le couple est maximal, c'est-à-dire dans la plupart des cas, 1 seconde après le début du freinage.

Du fait de diverses sources de frottements parasites, l'effort de presse (et donc le couple), diminue au fur et à mesure que l'on s'éloigne du premier stator (voir Figure 20). Cette affirmation peut être vérifiée par des études de visualisation [8] (Figure 17).

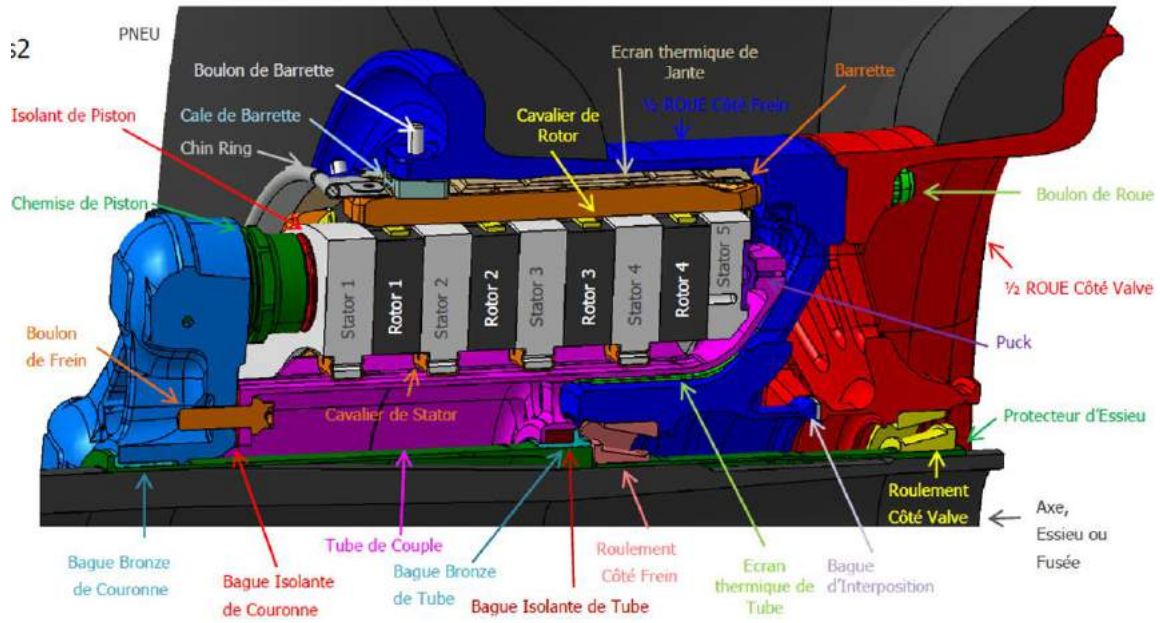


Figure 16 : Vue schématique en coupe et nomenclature des pièces principales Roue & Frein

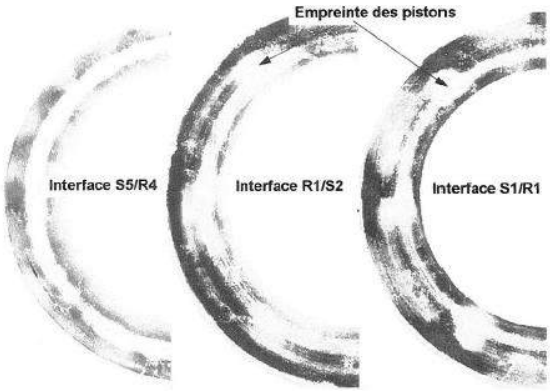


Figure 17 : Visualisation des interfaces de frottement sur disques de frein

Ce problème peut être vu de façon inverse. On sait que l'énergie dissipée par interface diminue à mesure que l'on s'éloigne du stator 1, mais que chacun des rotors tourne à la même vitesse ω(t). L'équation (1.3) nous indique que seul le couple, et donc l'effort de presse est la cause de cette perte de puissance généré aux interfaces de frottement. Les températures maximales à cœur des disques lors d'un freinage, mettent en évidence cette affirmation [8] [10] :

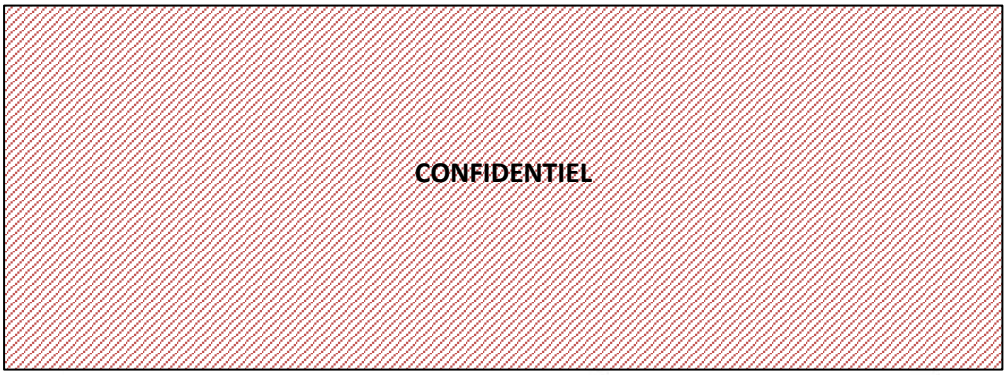


Figure 18 : Température à cœur des disques après un freinage à énergie normale

En utilisant la loi (1.2) associée à la masse et aux propriétés thermiques de chaque disque de carbone, on obtient l'énergie absorbée en considérant chaque disque adiabatique sur la période de freinage (Figure 19). Cette répartition provient d'un calcul mécanique théorique non validé par essai.

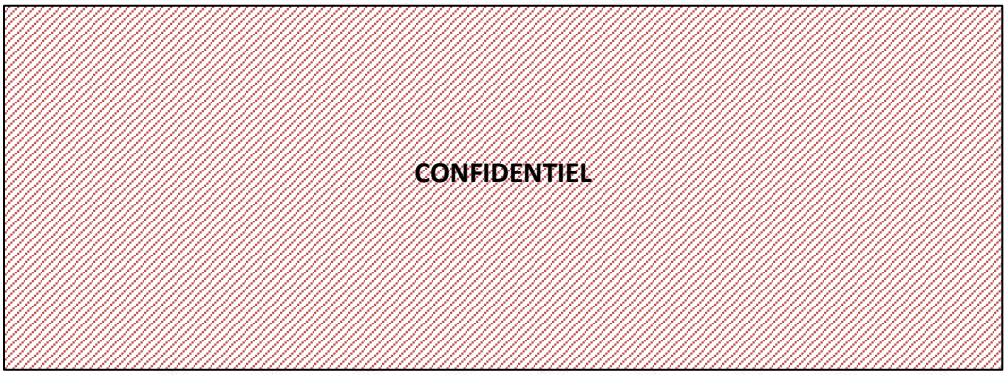


Figure 19 : Energie absorbée par chaque disque après un freinage à énergie normale

Ces constats mettent en avant que l'effort de presse introduit par les pistons diminue progressivement à chaque interface de frottement. Ainsi l'arrière du frein ne reçoit que 50 à 60% de l'effort généré. Cette perte d'effort est caractérisée par le rendement du frein.

Le rendement est défini par :

$$\eta = \frac{F_r}{F_0} \qquad [-] \quad (1.4)$$

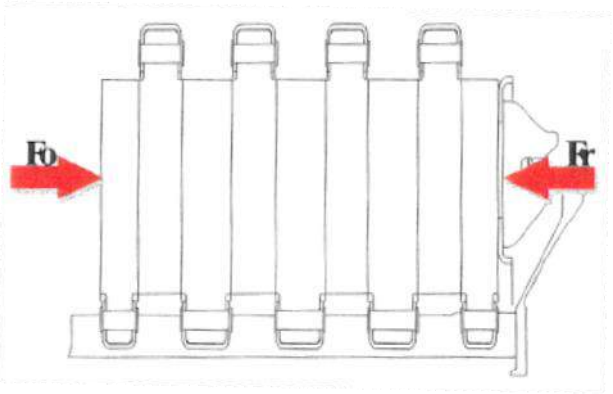


Figure 20 : Illustration de l'effort de presse sur les disques

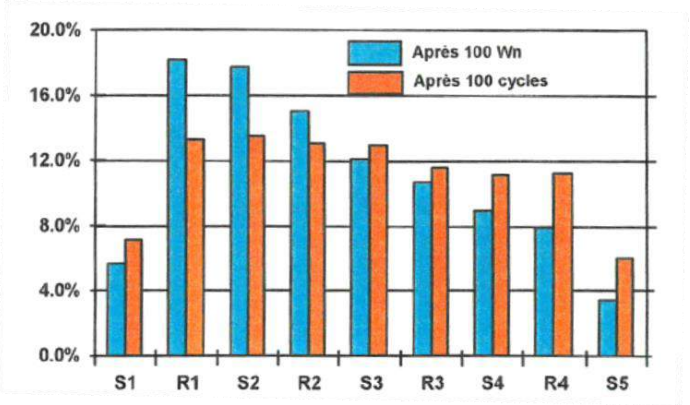


Figure 21 : Répartition des pertes de masses pour chaque disque

Une modélisation simplifiée [8] [10] permet de dire :

CONFIDENTIEL [N] (1.5)

Le rendement va avoir une influence notable sur l'usure des disques, et illustre aussi parfaitement leur travail non homogène.

- La **structure de frein** à proprement parler dont les principaux composants sont [1] [3] [6] :
  - Le **tube de couple** (en rose sur la Figure 16), d'ordinaire en acier et qui permet la reprise des efforts de couple des stators lors du freinage. En raison des efforts très important en torsion qu'il subit il est usiné en acier très résistant 15CDV6 ou parfois usiné en titane.
  - La **couronne hydraulique** (en bleu sur la Figure 16), solidaire du tube de couple, où sont logés les **pistons** (en vert) qui génèrent un effort de presse et ainsi crée un couple de freinage par

frottement. Les efforts de reprise sont ensuite transmis à l'atterrisseur par l'intermédiaire de la couronne.

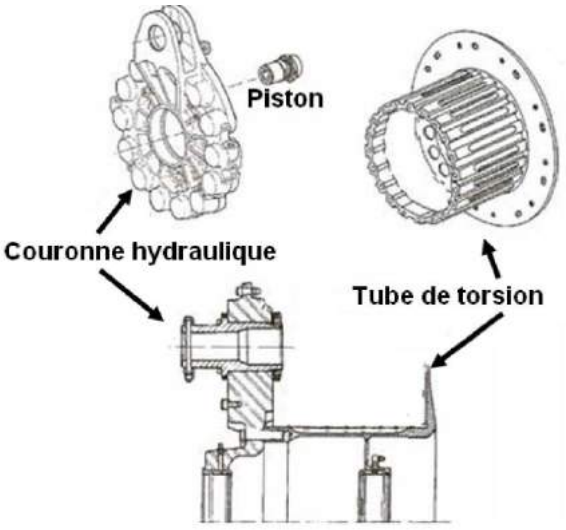


Figure 22 : Illustration des deux parties de la structure de frein

La reprise de couple de freinage doit permettre de maintenir la structure fixe et solidaire du train. Deux solutions existent, détaillées sur la figure 22 :

- Soit la structure du frein est directement fixée à l'essieu par des boulons et des pions de fixation (technologie type « main d'essieu »).
- Soit le couple est repris au niveau d'un axe ajouté sur la couronne (technologie type axe TOC), qui bloque la rotation de l'ensemble.

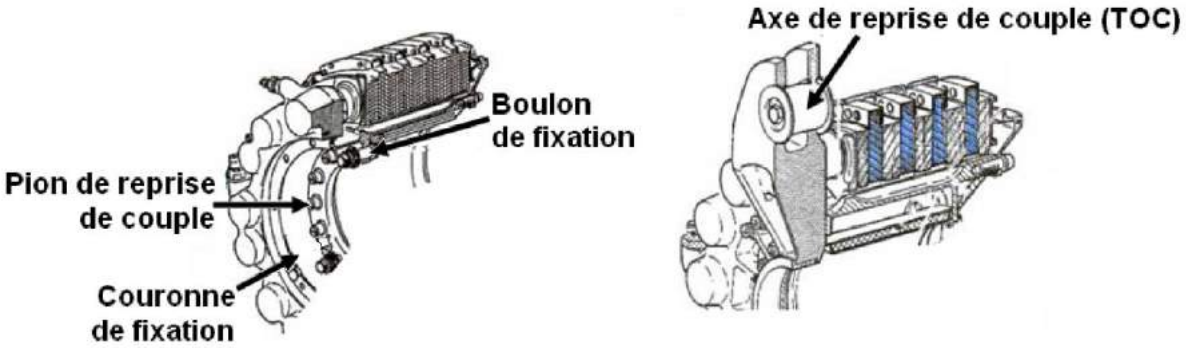


Figure 23 : Illustration des solutions de reprise de couple

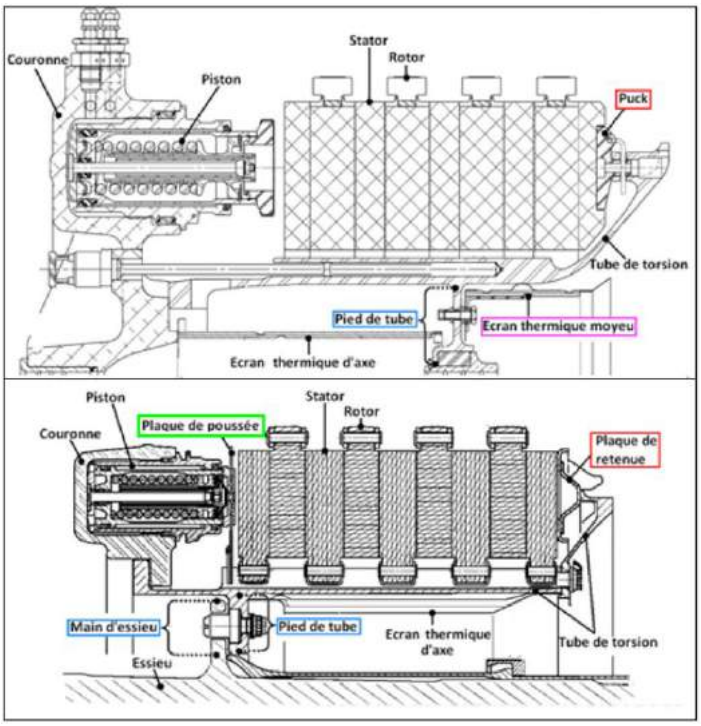


Figure 24 : Différences principales des différentes technologies de frein – Coupes axiales

Il existe également plusieurs types d'éléments assurant la retenue du dernier stator S5 (voir sur la Figure 16).

- Une plaque de retenue couvrant l'intégralité du dernier stator. Cette solution bien que plus simple à mettre en œuvre n'est plus utilisée depuis plus de 20 années, les moyens d'usinage ayant évolués.
- Des pucks, éléments circulaires placés localement sur plusieurs secteurs du dernier stator.

- La **roue**, composée de deux demi-roues : la **roue coté frein** et la **roue coté valve** (en bleu et rouge sur la Figure 16), sur laquelle sont fixées des **barrettes** (en orange sur la Figure 16) qui vont entraîner les rotors.

C'est la rigidité des pneus d'avion qui impose pour leur montage, de pouvoir séparer la roue en deux parties. La demi-roue coté frein est équipée d'écrans thermiques conçus pour protéger du rayonnement thermique direct, l'intérieur de la jante. Sans ces derniers la roue serait exposée à des températures de rayonnement de l'ordre de 1000°C. Ces écrans sont composés de plusieurs tôles d'acier inoxydable poli (généralement deux ou trois). Entre ces tôles on retrouve différent matériaux comme des mousses isolantes ou plus simplement de l'air.

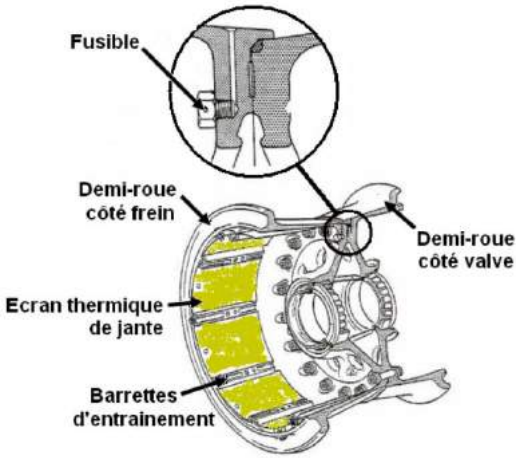


Figure 25 : Vue en coupe axiale de l'ensemble mobile roue

Un élément particulièrement important et spécifique aux équipements aéronautiques, est le fusible. Comme introduit précédemment, son rôle est de permettre le dégonflage du pneu lorsque la température de jante devient trop importante. L'objectif est d'éviter son éclatement du fait de l'augmentation de pression dans le pneu, et des dégradations des performances mécaniques de la roue à haute température. Les fusibles sont réalisés dans un alliage eutectique dont le point de fusion se situe à une température précise bien connue. Les plus utilisés fondent à 183°C.

La figure suivante illustre les deux types de technologies de barrettes qui transmettent le couple de freinage des rotors à la roue :

- Les barrettes encastrées sont fixées directement sur la jante, sur des crans ou tenons usinés dans la roue. Le contact est très important car sur toute la longueur du tenon.
- Les barrettes rapportées qui sont fixées uniquement en leurs extrémités.

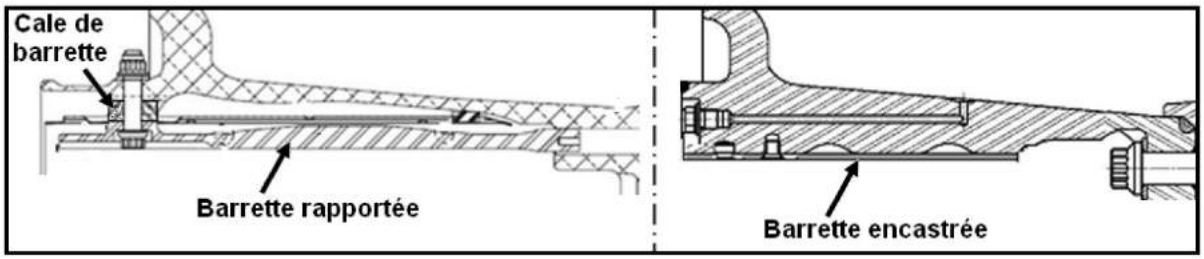


Figure 26 : Illustration des différentes technologies de barrettes

La roue constitue la partie la plus massive de l'équipement. Elles sont réalisées en alliage d'aluminium, tout comme la couronne hydraulique. Les barrettes reprenant des efforts important sont dans des matériaux présentant des caractéristiques similaires à ceux utilisés pour le tube de torsion.

1.2.2 Analyse du besoin et problématique

L'analyse du besoin de l'entreprise est une étape indispensable. C'est sur ce besoin que repose l'intégralité du projet. Une bonne compréhension de ce besoin permet de fournir les résultats et outils adéquats, sans quoi le travail fournit peut se trouver inutilisable voire inutilisé.

1.2.2.1 Processus de conception des équipements

Le dimensionnement des équipements doit avant tout permettre de répondre aux critères de performances formulés par les normes établies par les autorités de contrôle aéronautique. En Europe, il s'agit de l'European Aviation Safety Agency (EASA), qui édite les normes Joint Aviation Requirements (JAR), concernant uniquement l'aviation civile.

La démonstration du respect de ces normes est entérinée au cours de la phase d'homologation de l'équipement. Par exemple, au cours de cette phase, un équipement roue et frein doit subir 100 freinages d'énergie normale (Wn) sans dégradation. Ainsi, l'homologation a uniquement pour objectif d'authentifier les limites à l'intérieur desquelles le matériel peut être utilisé. La démonstration du respect des performances se fait donc par des essais en laboratoires homologués. Ces normes ne couvrent cependant que les performances permettant d'assurer un niveau de sécurité minimal pour l'avion et ses passagers.

Les avionneurs, en plus du respect des règlements officiels, spécifient leurs propres exigences de performances, généralement bien plus drastiques. Nous citerons quelques exigences particulièrement importantes pour le dimensionnement des équipements Roue & Frein au niveau thermique :

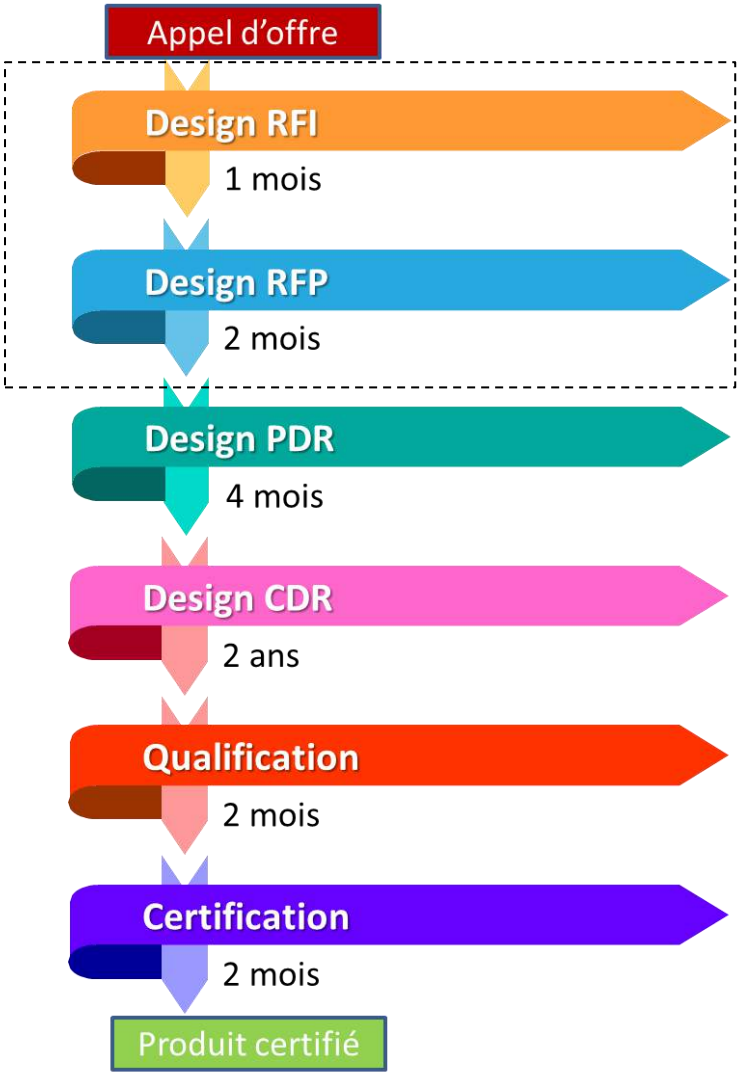
- Prédiction du comportement thermique de l'équipement sur des cycles de freinages représentatifs de la vie en service de l'avion (enchainement du type WS, taxi-in, taxi-out…).
- Le respect des temps de rotation, ou Turn-around time (TAT), exigés par les compagnies. Pour que l'avion puisse repartir de la zone de taxiage, la température moyenne du frein (mesurée par une sonde placée à proximité du PDC appelée BTMS) doit être inférieure à 400°C. Le TAT est donc intrinsèquement lié à la cinétique de refroidissement du PDC. Celle-ci devient donc

un élément critique du dimensionnement et surtout commercial. Le refroidissement est prévu par convection naturelle même si la plupart des compagnies demandent l'installation de ventilateur sur les freins. Ce processus de convection forcée n'est pas préconisé à cause de l'oxydation prématurée du composite C/C. Il est important de noter qu'avec le développement des vols court-courriers ces dernières années (navettes nationales, compagnies low-cost), les TAT exigés par les compagnies sont de plus en plus courts.

- Le passage des freinages de type Fuse Plug No Melt (FPNM). L'énergie FPNM correspond à l'énergie maximale que peut emmagasiner le PDC sans que l'un des fusibles de sécurité ne fonde. Elle est définie par l'avionneur. Ce cycle est composé d'un freinage type Overload suivi de plusieurs taxi-in. L'important est de ne pas dépasser 204°C au niveau du talon de pneu (bead seat) sur la jante, afin de protéger le pneumatique de l'endommagement, mais aussi pour conserver les caractéristiques mécaniques de la roue à leur optimum.

Le respect des exigences formulées par l'avionneur est démontré par des essais au cours de la phase de **qualification**. En dehors de ces lignes directrices, qui fixent les objectifs de dimensionnement vis-à-vis des exigences des avionneurs et des compagnies, les concepteurs doivent aussi s'assurer du maintien de l'intégrité des équipements vis-à-vis des contraintes thermiques. Pour cela, l'échauffement des éléments environnants du PDC ne doit pas dépasser un certain niveau. Ces problématiques concernent principalement les freinages à hautes énergies (FPNM, Overload, RTO). Mais il peut aussi arriver que l'accumulation de chaleur dans les éléments ayant une évolution de température plus lente (roue ou couronne par exemple), liée à l'enchainement de freinages de faibles énergie (freinages de taxiage, WS), provoque des montées en température proches des limites admissibles (notamment pour des faibles TAT imposés).
En outre, les politiques de réduction de la consommation de carburant introduites suite au Grenelle de l'environnement en 2008, ont renforcé les attentes des compagnies concernant la réduction de masse des équipements aéronautiques et notamment des équipements Roue & Frein. Les solutions technologiques mises en œuvre pour répondre à ces objectifs de réduction de masse sont diverses. Toutefois elles ont toutes pour inconvénient potentiel d'augmenter les niveaux de température des pièces environnantes du PDC, comme le démontre la formule 1.2.

Chronogramme de la conception :
Le processus de conception suit un cycle bien défini, de son pré-dimensionnement jusqu'à sa certification [11].



Request For Information : L'avionneur demande des informations sur le futur équipement, sa masse son encombrement, son prix et ses performances générales. Les caractéristiques sont données à titre indicatif.

Request For Proposal : L'avionneur demande des données à titre contracuel. MBD s'engage sur les caractéristiques de l'équipement et soumet sa proposition pour être sélectionné ou non par l'avionneur.

Preliminary Design Review : Les caractéristiques générales doivent êtres figées à la PDR. La production des matricés peut commencer ainsi que les premiers essais en fin de PDR.

Critical Design Review : Des ajustements et itérations de design sont réalisée. Le calcul doit démontrer la tenue mécanique thermique et dynamique du produit. Les caractéristiques doivent êtres figées en fin de CDR.

Qualification : Le produit doit founir la preuve, toujours apportée par des essais, qu'il respecte bien les spécifications avionneur. L'homologation se fait sur la roue seule, puis le frein dans la roue par l'intermédiaire du Technical Standar Order (TSO).

Certification : Autorisation de l'emploi sur avion à l'intérieur des performances globales prouvées par essais. La direction générale de l'Aviation Civile (DGAC), ou la FAA délivrent le certificat de navigabilité.

La phase de pré étude se concrétise par la soumission à l'avionneur d'une proposition technique mentionnant les différentes solutions technologiques envisagées, un planning et des coûts de développement associés. L'idée maitresse étant, pour être concurrentiel, de proposer le meilleur compromis entre le respect des objectifs techniques (masse maximale de l'équipement, entre autre conditionnée par la masse du PDC) et la prise de risques envisagée (dépassement des délais et des coûts de développement).

Cette proposition technique doit être formulée dans un délai particulièrement court (1 mois), ce qui laisse peu de temps pour mener des études. En contrepartie, le niveau de justification exigé dans cette phase est particulièrement faible. Suite à une discussion avec l'avionneur, un processus itératif peut être entrepris alors pour affiner la proposition.

Les informations données en RFI sont indicatives, tandis qu'elles sont contractuelles en RFP. A l'issue de la RFP l'équipementier est sélectionné ou non pour poursuivre ensuite le développement de son produit. Mais il s'engage auprès de son client à respecter en termes d'encombrement, de masse et de coûts les caractéristiques du produit qu'il a annoncé, sous peine de s'exposer à des pénalités.

Suite à cette étape vient la **phase de développement (PDR / CDR)**. Lorsque la proposition technique est entérinée, l'équipementier rentre en phase de développement. La conception d'une CAO démarre et les premières simulations mécaniques, thermiques et dynamiques viennent vérifier le respect des exigences, à l'aide d'essais sur un prototype. Le niveau de justification reste encore faible au début du développement jusqu'à la PDR, ce qui ne rend pas les essais en laboratoire obligatoires à ce stade. A l'issue de la Preliminary Design Review (PDR), des documents de justification sur le design validé par

le calcul sont demandé comme le Thermal Analysis Report. Ainsi l'accord entre le design et le cahier des charges doit être confirmé.
En théorie, le cahier des charges est définitif à ce stade et les entrées sont figées. Le design est alors affiné par un usage intensif des modèles numériques 3D. Aussi des essais en laboratoire en vue du processus de qualification sont souvent réalisés, malgré leur coût. La maturité du design est approuvée par l'avionneur en fin de processus de développement à la Critical Design Review (CDR).

Le cadre de la thèse se limite de la phase RFI jusqu'au début de la PDR. Plus précisément il a été décidé que la thèse ne porterai que sur la création d'outils numériques / analytiques dans les phases très en amont du développement (RFI et RFP).

1.2.2.2 Moyens mis en œuvre pour la conception

1.2.2.2.1 État des lieux des méthodes

Il existe aujourd'hui plusieurs méthodes mises en place pour le pré-dimensionnement et le dimensionnement de l'équipement Roue & Frein du point de vue thermique.

Méthode de pré-dimensionnement empirique :

Cette méthode décrit les étapes à mettre en œuvre pour définir un PDC (nombre de disques, diamètres, masse carbone) tout en prenant en compte les exigences des avionneurs (thermique, performances…) ainsi que les exigences internes Safran Landing Systems. Cette méthode se compose d'une feuille Excel [12], et est utilisée au pré-dimensionnement dans les phases RFI et RFP.

La conception d'un nouveau PdC vise à figer son design, le terme « design » faisant ici référence à sa géométrie. Le pré dimensionnement d'un PdC permet de définir un premier design à partir d'hypothèses. Pour vérifier ces hypothèses, il est parfois nécessaire de réaliser des prototypes pour des essais ou bien de réaliser des simulations numériques. Les hypothèses prises sont naturellement d'une plus grande précision lorsque l'architecture proposée est proche d'un frein existant. Les grandeurs à définir sont :

- Le nombre de disques.
- Les diamètres des stators et des rotors.
- La course d'usure.
- La longueur et la masse des PdC neuf et usé.
- La dimension et le nombre de pistons dans le cas d'un frein hydraulique.
- L'effort de presse dans le cas d'un frein électrique.

Si l'on se restreint à l'aspect orienté thermique de cette méthode, on s'aperçoit que la démarche est linéaire. En pratique il faut souvent faire des itérations pour valider certaines exigences thermiques. Les diamètres des disques sont déterminés de manière empirique par rapport à l'existant.

A partir de l'énergie massique choisie, puis des données cycle avionneur (énergie dissipée dans le frein), on obtient la masse carbone associée. Il s'agit d'une règle de proportionnalité :

$$Masse_{carbone}(kg) = \frac{E_{cycle}}{E_{massique}} \quad \text{[kg]} \quad (1.6)$$

Si cette méthode présente les avantages de dégrossir le champ des possibles et d'être simple et rapide à mettre en œuvre, elle possède des défauts gênant pour la phase de pré-dimensionnement. Il n'existe peu voire pas de retour d'expérience, et il n'y a pas de prise en compte du design dans le dimensionnement de la masse carbone. Nous verrons également par la suite la mise en évidence du risque lié à l'utilisation de cette méthode (voir 1.2.2.3.1).

Méthode 3D de développement :

Safran Landing Systems dispose d'autres moyens de simulation pour permettre le dimensionnement de l'équipement complet. Cette méthode est utilisée en phase de développement, et basée sur une approche par volumes finis avec le solveur Fluent. Cette méthode couvre l'ensemble du cycle de développement de la PDR aux essais en qualification. Après la phase de pré-dimensionnement, la conception d'une CAO permet de réaliser des simulations thermiques. Cette géométrie est maillée généralement via un service de prestation, puis sert pour réaliser des calculs.

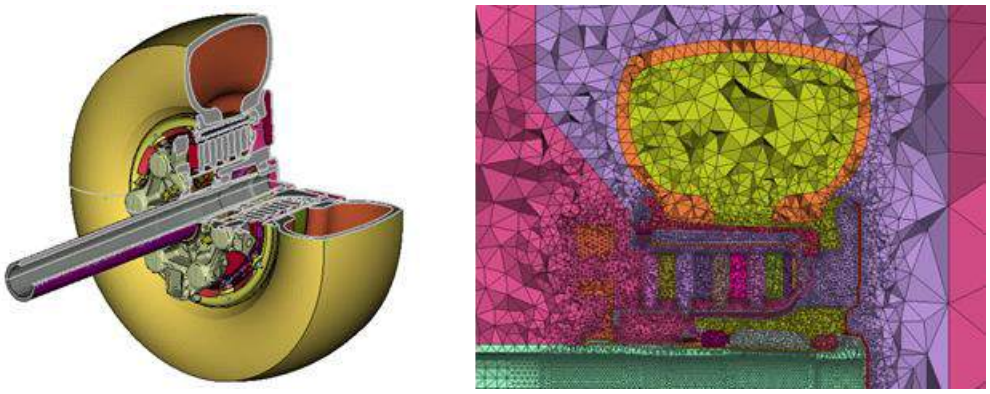


Figure 27 : Vues en coupe d'une CAO et d'un maillage utilisés en développement

Lors de ce type de calcul les échanges thermiques entre les solides mais aussi entre solides et l'air ambiant sont modélisés. L'écoulement d'air lié à la rotation est également pris en compte. La mise en place des conditions limites, des chargements thermiques et des algorithmes de calcul se fait automatiquement par l'intermédiaire de fichiers journaux [9].

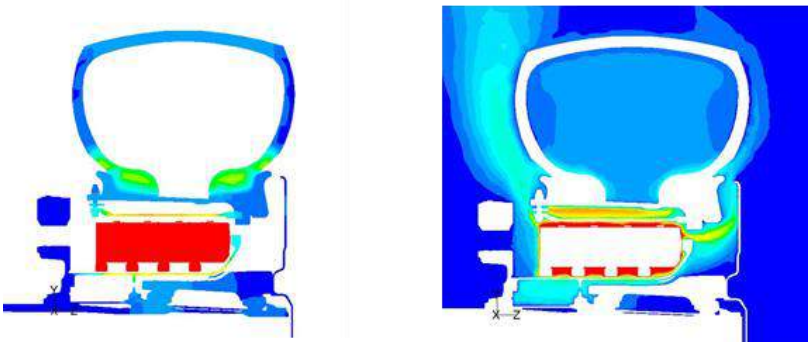


Figure 28 : Vue en coupe du gradient thermique dans l'équipement – Méthode 3D Fluent

La résolution de tous les modes de transfert en fait une méthode précise et robuste. Mais elle n'est pas adaptée pour la phase de pré-dimensionnement où l'avionneur demande une grande réactivité. En effet les délais sont très court et la méthode de développement demande une mise en place minutieuse allant jusqu'à 3-4 mois, avant d'avoir les premiers résultats.

1.2.2.2.2 Essais en laboratoire

Safran Landing Sytems dispose d'un laboratoire d'essai équipé de deux types de bancs : les machines axiales et les machines à volants. Nous nous contenterons de décrire le fonctionnement des machines à volants. L'intérêt principal de ces machines, vis-à-vis des machines axiales, réside dans la possibilité de reproduire la mise en contact du pneu sur la piste lors de l'atterrissage de l'avion. Elles sont donc préférentiellement utilisées pour les essais de qualification de l'équipement complet.

La roue est fixée à un bâti amovible en translation. Les volants d'inertie sont mis en rotation à grande vitesse et, au moment de l'essai, le chariot translate dans la direction *Z*, comme l'illustre la figure

suivante. La roue est donc mise en contact avec les volants avec une certaine charge dirigée suivant l'axe Z, sens de la charge avion.

Lors de cette mise en rotation sous charge, un échauffement se produit au niveau des roulements et de certaines zones du pneumatique. Lors du freinage, les volants d'inertie sont découplés du moteur qui les faisait tourner et la roue doit les arrêter. Un asservissement est mis en place pour maintenir une décélération constante lors du freinage. Deux techniques d'asservissements peuvent être envisagées :

- En maintenant constante la pression du fluide hydraulique dans les pistons (contrôle en pression).
- En faisant varier cette pression de manière à conserver un couple de freinage constant (contrôle en couple).

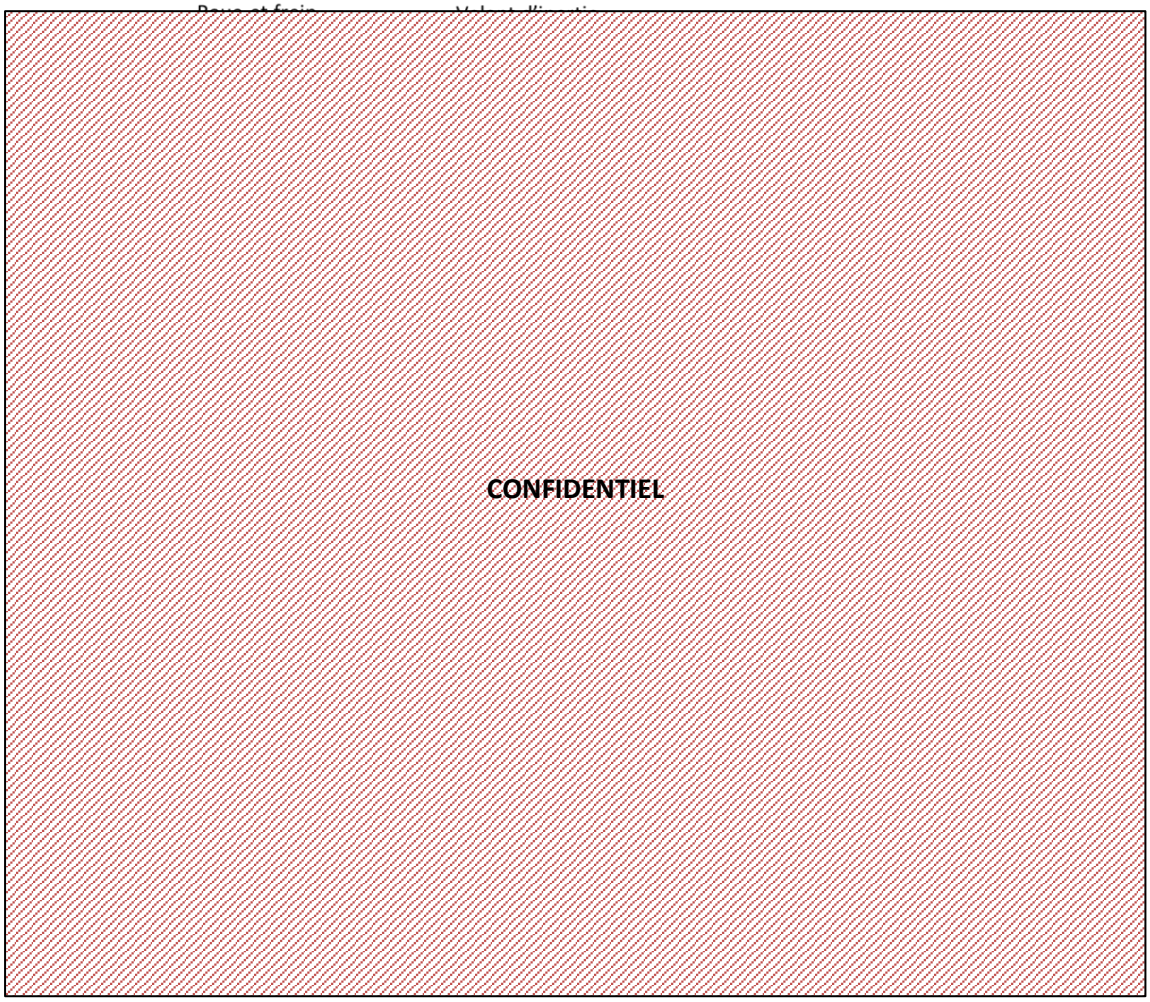


Figure 29 : Principe d'essai - Banc d'essai de Vélizy

1.2.2.3 Mise en évidence du besoin

1.2.2.3.1 Critique de la méthode empirique

La méthode employée aujourd'hui à Messier-Bugatti-Dowty pour dimensionner le puits de chaleur du point de vue thermique, se base l'analyse des ratios « masse/énergie » nécessaire pour répondre aux cas critiques connus sur des programmes existants en service (voir 1.2.1.2 et 1.2.2.3.3).

L'absence de contrôle constitue un point gênant majeur lié à l'utilisation de la méthode empirique. A l'issue de l'estimation de la masse carbone du futur équipement, aucun calcul de température ne permet de valider la masse carbone prédite. Également lors des phases RFI et RFP, la faible marge en temps ne permet pas de mettre en place des essais de validation sur prototype, ou de faire des calculs

numériques 3D. On ne sait donc pas si les solutions techniques envisagées permettent de respecter les exigences avionneur.

Le second point gênant à l'utilisation de cette méthode est sa forte imprécision. Il y a recours aux programmes approchants, mais qui ne sont pas en tout point identiques en dimensions, design et matériaux. Ainsi un appel à une règle de proportionnalité implique une trop grande approximation de la masse carbone. Les températures atteintes sur la jante, si l'utilisateur se donne la peine de les estimer, sont trop éloignées de la réalité.

Enfin, le processus indiqué pour le pré-dimensionnement est sujet à la subjectivité. La méthode donne une enveloppe de masse dans laquelle le futur équipement doit être situé avec une certaine imprécision. Le choix est alors donné à l'utilisateur pour figer cette masse. Le résultat est fonction de son raisonnement, de la stratégie employée et de son expérience (agressif sur la masse pour vendre, prudent sur la masse pour respecter les exigences…).

L'exemple ci-dessous montre que pour un même programme, et avec les mêmes données d'entrée, la masse carbone diffère selon l'utilisateur. Cela induit des niveaux de température atteint différents au bead seat (zone ou sied le talon du pneumatique) allant jusqu'à 15°C d'écart. Ces écarts en température ne sont pas compatibles avec les besoin en pré-dimensionnement. Il y'a donc un risque lié à l'utilisation de la méthode. Risque pouvant mener à un redesign produit, qui coûte cher en temps, en argent et en satisfaction client.

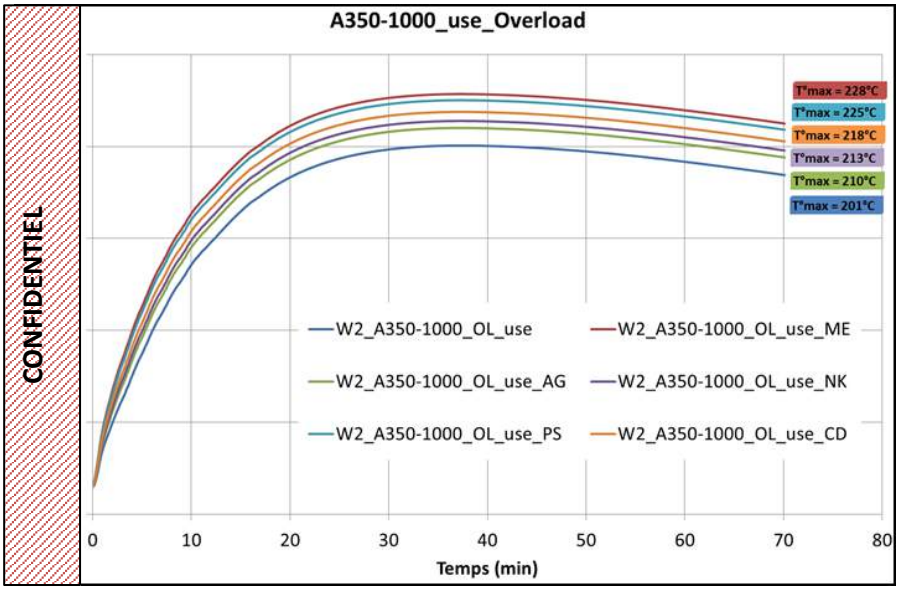


Figure 30 : Écart en température au bead seat avec les masses de carbone calculées par différents utilisateurs

Pour terminer, le peu de retour d'expérience sur les programmes en service ne permet pas de retracer les raisons liées aux échecs de pré-dimensionnement ayant provoqué un redesign produit. Il est possible aujourd'hui de mettre en avant quelques solutions permettant d'améliorer le refroidissement, mais souvent utilisées en plan de secours après des calculs/essais ratés. Le coût en itérations et temps de développement est donc élevé, et l'historique de la conception de certains programmes peut être retracé [13].

1.2.2.3.2 Problématique

Lors des phases de conception RFI/RFP, la masse de carbone à implémenter dans l'équipement roue et frein est évaluée au moyen d'une feuille de calcul type « Excel ». Ce calcul de pré-dimensionnement

se base sur de l'analyse empirique et ne prend pas en compte l'impact de l'architecture de l'équipement roue et frein.

D'après une étude d'influence, les résultats obtenus auprès des différents utilisateurs (c'est-à-dire la détermination de la masse carbone) mènent à des écarts de température au bead seat importants (voir Figure 30) et démontre par-là, la faible robustesse de cette approche. De plus, à ce stade de développement du produit, aucun essais de validation n'est réalisé faute de temps.

La masse de carbone du puits de chaleur (PdC) obtenue à l'aide de la feuille de calcul type « Excel » est évaluée mais n'est pas validée. En effet, aucune température en zone critique n'est fournie (les zones critiques se concentrant essentiellement sur la demi-roue interne côté frein). Par conséquent, il n'est pas possible de vérifier si la masse de carbone évaluée pour répondre aux exigences est valide ou non. De plus, compte tenu du peu de temps disponible pour réaliser une étude thermique, il n'est pas possible d'effectuer un calcul 3D tels qu'en phases de conception PDR et CDR. Ces deux précédents points incitent les utilisateurs du fichier de calcul Excel à recourir aux relations de proportionnalité entre programmes approchants pour estimer les températures. Cependant, cette approche génère une importante imprécision de +/- 24°C, là où la précision requise devrait être inférieure +/- 10°C.

Ainsi la problématique suivante est posée :
Comment valider thermiquement le design de l'équipement, dès la phase de pré-dimensionnement ?

L'approche proposée consiste à valider la masse carbone au moyen d'une prédiction fiable de la température dans les zones clés, impliquant la création de modèles. La valeur ajoutée s'apparente à une vraie différentiation par rapport à l'existant par les points suivants :

- ⇨ Calcul rapide inférieur à 30 min.
- ⇨ Calcul des niveaux de température de manière transitoire, en différentes zones du système.
- ⇨ Prise en compte des différentes technologies de roues et de freins et représentation de la structure du design.

1.2.2.3.3 Paramètres clés identifiés

Comme cela a été identifié dans la problématique, il est nécessaire de disposer de l'information « température » dans les zones clés de l'équipement roue et frein, mais également pour des cas critiques et en tenant compte d'un certain nombre de paramètres clés.

Zones clés

Par ordre d'importance nous avons défini une liste de zones dans lesquelles les températures sont très surveillées. Cela peut provenir d'exigences de la part de l'avionneur, ou de Safran Landing Systems. Leur localisation est spécifiée sur la Figure 31 :

- **Température au bead seat (1)**. Cette température est systématiquement contrôlée afin de ne pas dépasser le seuil maximal de 204°C. Au-delà la tenue en température du matériau de la jante ne peut être garantie. En raison de la forte pression exercée par le pneu sur la jante, et des hautes températures atteintes en ce point, un risque d'explosion de l'équipement est à prévoir.
- **Température du tubewell / bolted area (2) (généralement l'intérieur de la jante au point haut)**. Pour pallier au problème de sécurité et de dégradation du matériel, des fusibles thermiques sont disposés dans cette zone. La fonte de l'eutectique étant calibrée, il est important pour connaître son emplacement optimal et sa température de fonte optimale, de connaître la température sur l'ensemble de l'intérieur de la jante.

- **Température du puits de chaleur (3)**. Connaître la cinétique en refroidissement du PdC est important. Il en découle le TAT de l'équipement qui est un des critères majeur de sélection du produit par le client. Il doit être le plus court possible. La température à cœur doit être connue afin de prédire les niveaux d'oxydation du carbone. La résistance à l'oxydation constitue un des plus grands défis à l'avenir et la maîtrise de la température de peau doit être acquise.
- **Température du Tube (4)**. La température de la sonde BTMS, logée dans le tube est l'information relayée aux pilotes pour connaître l'état des freins et la possibilité d'amorcer le décollage. La maîtrise de cette température permet de donner la bonne information aux pilotes.
- **Température du moyeu de roue (5)**. Cette température ne doit pas dépasser un seuil critique. Le risque est de dépasser 220°C au niveau du joint ce qui provoque la dégradation de l'élastomère fluoro-carboné des roulements. Également le pare-graisse et la graisse sont sensibles aux températures dépassant les 177°C.
- **Température du fluide hydraulique, des EBA (6)**. La durée de vie du fluide ou des EBA peut être impactée par les niveaux de température atteints. Ces niveaux sont souvent spécifiés par l'avionneur, mais souvent dépassés.
- **Température de l'axe (7)**. Les niveaux de température sont surveillés sur l'axe sous la couronne, le tube et les roulements. Ces températures ne doivent pas dépasser un seuil critique spécifié par la division LG et l'avionneur. Les équipements LG situés dans l'axe de la roue peuvent être sensibles aux hautes températures. Ces niveaux sont rarement atteints.

  La modélisation devra permettre de suivre la température dans ces zones. De cette manière en fonction du design choisi, ses caractéristiques pourront être validées ou soumises à des modifications avant proposition au client.

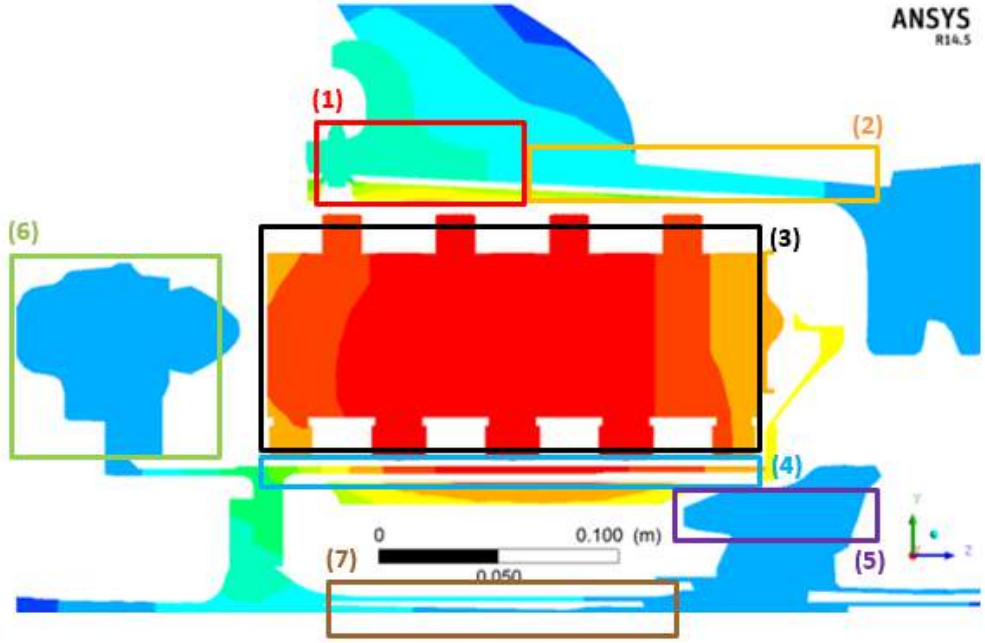


Figure 31 : Zones clés de disposition de l'information température (en jaune)

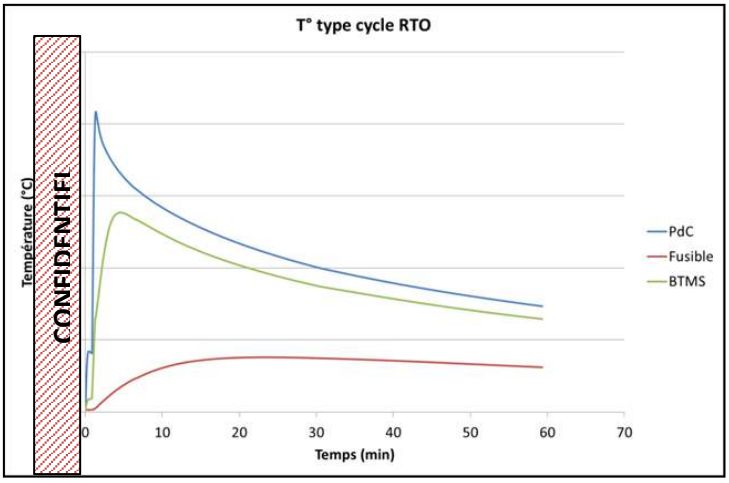
Cas clés

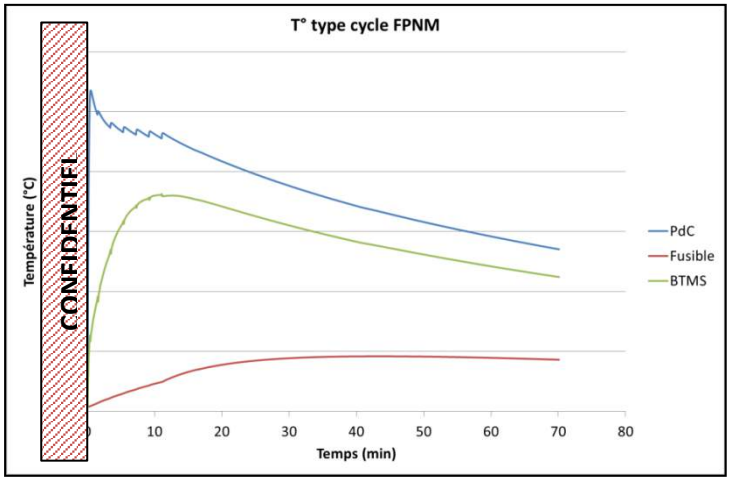
Les cycles dimensionnants sont les cycles qui font l'objet d'une demande sur la tenue mécanique, thermique, vibratoire (dynamique) et de performances de l'équipement par l'avionneur. Un échec aux essais en qualification sur l'un de ces cycles est un motif du refus du produit. D'un point de vue thermique, par ordre d'importance les cycles critiques sont répertoriés suivant :

- **Le cycle FPNM/Overload**. Cycle avec un freinage de type surchargé. Le FPNM se différentie du single stop Overload par une série de taxis suivant le freinage principal. Ce cycle représente l'énergie maximale admissible par l'équipement sans fonte fusible, ni détérioration du produit. Les caractéristiques des cycles sont propres à chaque avionneurs et programmes. C'est le cas le plus dimensionnant (en frein usé systématiquement).
- **Le cycle RTO**. Le cycle RTO correspond à un décollage avorté. L'avion sur le point de décoller possède sa masse et sa vitesse maximale. Un freinage d'urgence peut être provoqué par une panne de moteur, une avarie sérieuse ou un ordre de la tour de contrôle. Ici le temps de fonte fusible exigé doit être respecté, ainsi que la tenue en température des matériaux jusqu'à la fonte du fusible.
- **Le cycle Daily Cycle**. Correspond au cycle journalier observé sur avion en service, tel qu'il est utilisé par les compagnies aériennes. Ce cycle est composé d'une répétition d'un groupe de phases : un atterrissage suivi des manœuvres d'entrée, parking à la gate, manœuvres de sorties et d'un vol. Cette période peut être répétée 5 à 6 fois dans une journée.
- **Le cycle Wn**. Coïncide avec l'énergie maximale admissible par le frein avant d'avoir une oxydation prononcée du carbone.
- **Le cycle Ws**. Coïncide avec l'énergie de service du programme. Ce cycle n'est constaté dimensionnant pour aucun programme, mais il figure toujours dans les exigences avionneur.

Le modèle thermique simplifié doit permettre le suivi de la température, quel que soit le cycle mentionné par la compagnie ou l'avionneur ci-dessus. Cette fonctionnalité doit permettre de vérifier l'influence de paramètres non pas uniquement sur les cycles critiques, mais aussi sur une utilisation prolongée du produit, ou sur des freinages moins sévères.

Ci-dessous, des exemples de données de températures calculées par un code 3D, pour la zone des disques de carbone, le fusible de roue et la sonde de monitoring. Ces températures sont données en fonction du temps, pour différents cycles évoqués ci-dessus. Nous pouvons noter une grande diversité, tant sur les niveaux de température atteints que sur la cinétique globale du système en réponse à une succession ou non de freinages.





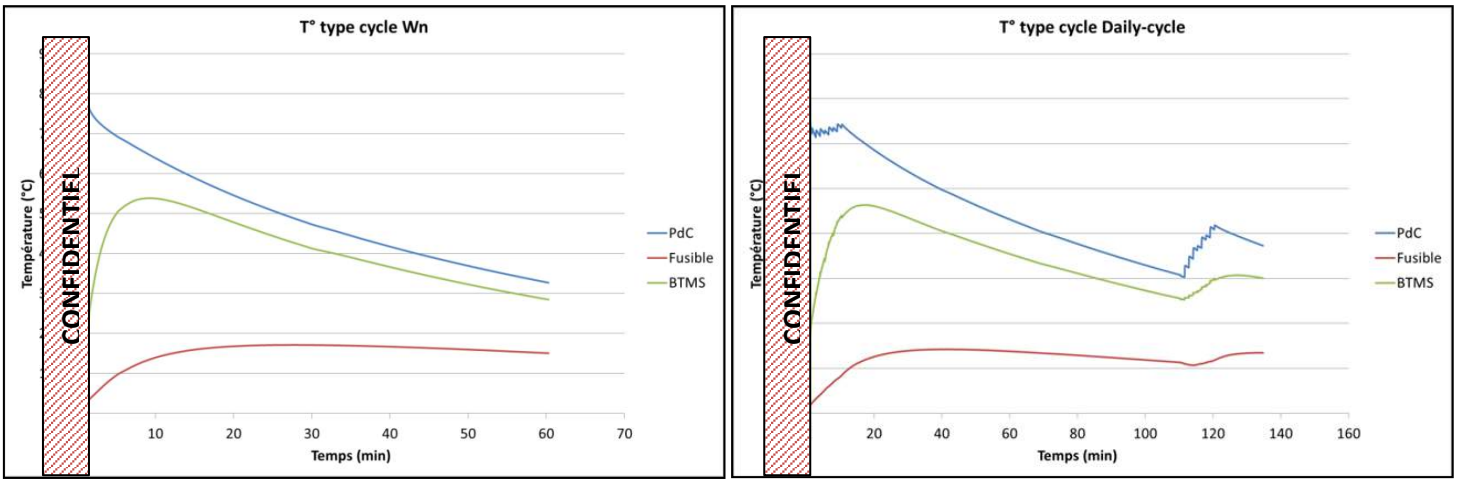


Figure 32 : Exemples de données température sur les trois cycles thermiques clés

Caractéristiques clés

Les caractéristiques de l'équipement sont importantes tels que les choix technologiques de conception (type et nombre de barrettes, nombre de disques, diamètres roue/frein, présence ou non de cale ou d'alvéoles…). Dans cette partie sont listés les éléments ayant un impact significatif sur la thermique de l'équipement.

- **Les pièces de l'équipement** :
  - **Les disques de carbone**. C'est le principal point de départ de l'énergie. Elle est générée par frottement aux interfaces des disques avec un ordre de grandeur de 10^7 W/m². Ils transmettent leur énergie par les trois modes de transfert (conduction, convection, rayonnement) vers le reste de l'équipement. Ils agissent comme un réservoir d'énergie lors du freinage, pour la diffuser ensuite.
  - **Le pneumatique**. Il agit comme une source de chaleur lors de l'atterrissage par déformation mécanique. Le type de pneu (BIAS ou RADIAL) à une influence certaine sur la génération d'énergie au talon du pneu, en contact avec la zone du bead seat. C'est un puits de chaleur pour l'équipement, une fois l'aéronef arrêté.
  - **Les roulements**. C'est aussi une source d'énergie, par friction des billes lors du roulage de l'avion. Le roulage influe sur la quantité d'énergie générée au roulement, en contact avec le moyeu. C'est également un puits de chaleur pour l'équipement, une fois l'aéronef arrêté.
  - **La jante**. Cette zone est considérée fortement critique et ses caractéristiques vont jouer sur la thermique de l'équipement. Le nombre d'alvéoles et leur taille, entre autres.
  - **L'écran de jante**. L'écran de jante constitue la pièce maîtresse de la protection thermique de l'équipement. Il permet de contenir le rayonnement du puits de chaleur au niveau du frein. De sa conception et son placement, vont dépendre les températures atteintes sur la roue.
  - **Les barrettes**. Les barrettes constituent le pont thermique entre la jante et le puits de chaleur. L'ensemble de la conduction se fait par le biais de ces pièces. De leur nombre et leurs caractéristiques dépendront les températures de la jante.
  - **Le tube de couple**. La forme générale de tube, le nombre de tenons, leur taille impactera la thermique du puits de chaleur.
  - **Les pistons / La couronne**. Le nombre des pistons, leur taille et leur forme aura un impact sur la température de la couronne et plus précisément du fluide. Les éléments

composant la couronne équipée étant complexes, l'impact sur la thermique du fluide est significatif.

- **Les autres écrans**. La présence d'un écran de tube, d'un écran de couronne ou d'une plaque d'interposition entre les pistons et le premier stator, aura un impact significatif sur la thermique du frein et de la roue.

- **Les dimensions** :
  Les dimensions des zones précédemment citées auront forcément un impact significatif sur la thermique, car la masse des pièces en dépend. Certaines grandeurs comme le diamètre frein/jante peut avoir des effets très important sur la cinétique thermique de refroidissement.
- **Les matériaux** :
  Les matériaux employés auront une incidence sur la masse de l'équipement et leur comportement en réponse à un gradient thermique. Il vient de prendre en compte les propriétés suivantes décrites ci-dessous. Ces propriétés peuvent également être anisotropes.
  - La conductivité thermique.
  - La capacité thermique massique.
  - La masse volumique.
  - Les émissivités.
  - Les propriétés de contact (résistances de contact).
- **La technologie** :
  La technologie Roue & Frein est primordiale car elle conditionne la répartition des flux thermiques et leur intensité. Il est important de prendre en compte :
  - La technologie des écrans (présence ou non, nombre de couches).
  - La technologie des barrettes (encastrées, rapportées, présence de cales, bagues).
  - La technologie de poussée (plaque d'interposition).
  - La technologie de la roue (bi-voiles, mono-voile, sans boulons).
  - La technologie du tube (pied de tube ou non, bagues).
  - La technologie de reprise de couple (axe toc ou main d'essieu).
  - La technologie de couronne (pied de couronne ou non, bagues).

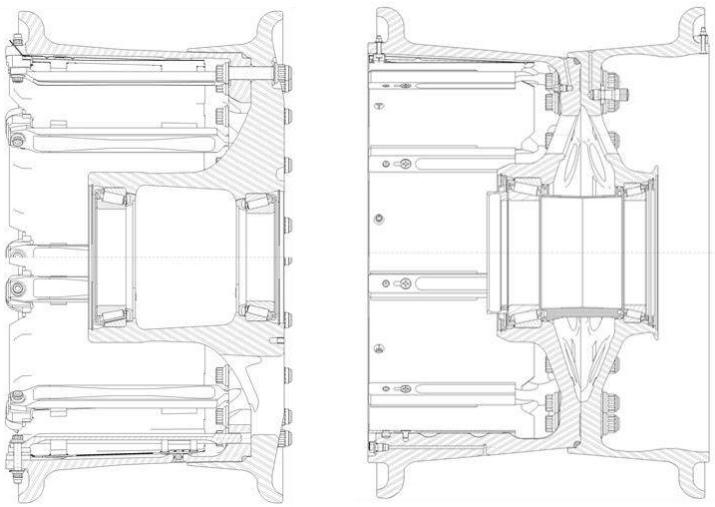


Figure 33 : Exemple de deux technologies de roue (mono-voile et bi-voile).

Cet ensemble de points listés ci-dessus montre le grand nombre de paramètres que doit pouvoir intégrer la modélisation pour être représentative de la réalité. Ce grand nombre de paramètres nous incite naturellement à vérifier la possibilité de faire des simplifications de dimensions à prendre en compte, ou de phénomènes thermiques à modéliser. L'analyse thermique de l'équipement doit se poursuivre au travers de moyens plus poussés comme les outils de simulation 3D.

Exigences clés

Certaines exigences avionneur ou internes sont celles qui dimensionnent l'équipement du point de vue thermique. Nous citerons en exemple, les points suivants :

- **La tenue en température de la jante**. La jante ne doit pas dépasser la température maximale de 204°C au bead seat. Au-delà ses performances mécaniques sont dégradées et il existe un risque de dégradation du matériel. La tenue mécanique de la roue n'est plus suffisamment performante pour contenir la pression du pneumatique, pouvant entrainer l'explosion de la roue. La fonte du fusible évite cette dégradation, entrainant un dégonflement du pneumatique pour un abattement de la pression. Une maintenance prématurée de l'équipement est à effectuer dans ce cas.
- **L'oxydation du puits de chaleur**. L'exigence de résistance à l'oxydation est de plus en plus sévère à mesure que les avionneurs demandent une meilleure durée de vie du carbone. L'arrivée du carbone SEPCARB IV, ainsi que l'utilisation plus fréquente et prononcée des systèmes de freinage font de l'oxydation le nouveau défi de la thermique. Il devient important de pouvoir prédire efficacement la température du carbone afin de mettre en place de nouvelles Protections Anti-Oxydation (PAO) plus performantes.
- **La tenue au feu de l'équipement**. En cas de RTO, il est demandé à Safran Landing Systems que les flammes ne dépassent pas le bourrelet de la jante coté frein. Cela évite l'éclatement du pneumatique lors de l'intervention du personnel professionnel du feu au sol.

La modélisation simplifiée doit permettre le suivi transitoire de la température afin de valider le respect des exigences internes et de l'avionneur. La température doit être contenue au-dessous seuil défini au bead seat, l'oxydation du carbone limitée au maximum par un refroidissement performant, et les gradients thermique minimisés pour limiter le feu de pneumatique.

1.2.2.3.4 Plan de réponse au problème

- Objectif principal

L'outil de modélisation doit fournir l'information « température » dans les zones clés de l'équipement roue et frein, pour des cas critiques et en tenant compte d'un certain nombre de paramètres clés.

La détermination de la température dans la roue (du bead seat au fond de roue) passe par la compréhension et la maitrise du trajet parcourue par l'énergie. Bien que les phénomènes thermiques mis en jeu soient connus de manière macroscopique, il n'en reste pas moins que les résistances thermiques de contact et les flux entre les différentes interfaces soient mal connus. En effet, après un freinage, l'énergie accumulée dans le puits de chaleur (90% à 95% de l'énergie cinétique de l'avion) est dissipée dans l'équipement roue et frein suivant trois modes :

- La conduction (transfert d'énergie au sein d'un même matériau ou de solide à solide).
- La convection (transfert d'énergie entre un gaz et un solide).
- Le rayonnement (transfert d'énergie par émission d'ondes électromagnétiques d'un solide vers un autre ou vers un gaz et vice-versa).

L'énergie va donc progresser du puits de chaleur (la partie la plus chaude) vers la roue (la partie la plus froide) au travers des pièces de l'équipement et de l'air environnant. Mais, si le chemin que parcourt l'énergie parait évident en premier lieu, il peut en être tout autre en fonction de l'architecture choisie (barrettes rapportées/encastrées, diamètre roue/frein). En effet, le changement d'architecture modifie les chemins se présentant au parcours de l'énergie. L'équipement roue et frein a pour conséquence un comportement thermique différent, suivant son design.

- Deuxième objectif

La génération d'énergie constitue une grande inconnue, et les conditions aux limites de flux aux interfaces des disques sont mal maîtrisées. Constituant le point de départ de l'énergie, mal connaître cet aspect conduit à la mauvaise modélisation de l'ensemble de la réponse thermique. C'est la raison pour laquelle, il nous est apparu important de mettre l'accent, entre autre durant cette thèse, sur la caractérisation des paramètres de contact du puits de chaleur. La vérification de la bonne prise en compte de l'ensemble de ces éléments par l'outil de modélisation, passera par une confrontation à des essais thermiques spécialement réalisés dans ce but.

Cet objectif concerne la qualité des résultats numériques obtenus et la précision associée. Pour y parvenir, l'outil sera construit sur la base de modèles physiques (équation de la chaleur, résistances thermiques aux interfaces de différentes natures, conditions aux limites caractérisées…).

- Troisième objectif

Ce dernier objectif concerne le temps de réalisation des calculs. En effet, celui-ci devra être le plus faible possible pour favoriser au maximum la re-jouabilité des différents scénarii. Aussi, ce temps de restitution ne doit pas excéder 1 heure pour satisfaire cette exigence. C'est une des raisons pour lesquelles nous nous sommes basés sur un outil simplifié.

1.3 Modélisation

1.3.1 Documentation et méthodes internes

1.3.1.1 Méthode numérique 3D

De-Crescenzo et Chazeaubénit de Safran Landing Systems, ont mis en place une méthode par volumes finis basée sur le solveur Fluent pour résoudre les problématiques thermiques [8]. Lors de ce type de calcul, les échanges thermiques entre les solides (conduction et rayonnement), mais aussi avec l'air ambiant (convection) sont modélisés. Cette méthode est robuste et compatible avec les besoins en développement. Elle apporte un niveau de précision suffisant pour dimensionner l'équipement. Le fonctionnement de cette méthodologie est d'avantage présenté au paragraphe 1.2.2.2.1.

Le modèle thermique utilisé pour les besoin en développement est représentatif de la réalité et conservatif [15]. Des corrélations calcul-essais permettent de quantifier l'écart entre la simulation et la réalité à l'aide d'indicateurs :

$$Précision_{max} = \frac{T_{max}^{calcul} - T_{max}^{essai}}{T_{max}^{essai}} \quad [\%] \qquad (1.11)$$

$$Précision_{cinétique\ max} = \frac{t_{Tmax}^{calcul} - t_{Tmax}^{essai}}{t_{Tmax}^{essai}} \quad [\%] \qquad (1.12)$$

$$Précision_{cinétique\ refroidissement} = \frac{T_i^{calcul} - T_i^{essai}}{T_i^{essai}} \quad [\%] \qquad (1.13)$$

Le tableau suivant donne la précision moyenne entre calculs et essais, quelle que soit l'énergie de freinage, l'usure du puits de chaleur et le programme. Notons que les rotors ne sont pas mentionnés car très rarement instrumentés lors des essais pour la difficulté et le coût d'instrumentation induit. Les températures sont prise à cœur de chaque stator, et selon les zones spécifiées [15] :

		Précision moyenne sur les maxima	Précision moyenne du temps à Tmax	Précision moyenne de la température en refroidissement
Puits de chaleur	CONFIDENTIEL			
Tube				
Barrette				
Couronne				
Roue CF				
Roue CV				
Axe				

Tableau 2 : Précision du modèle thermique Fluent

Il semble pertinent d'analyser les résultats ce modèle pour plusieurs programmes, afin de déterminer dans le temps et pour plusieurs technologies :

- La répartition de température.
- Les modes d'échanges privilégiés.
- Les chemins empruntés par l'énergie.

Une étude basée sur Fluent peut permettre de mettre en lumière les différents phénomènes physiques importants à décrire, et ceux qui peuvent être négligés. De même, les zones qui doivent être modélisées ou qui peuvent être ignorées peuvent être identifiées. L'analyse permet également de déterminer quelles sont les dimensions à prendre en compte.

L'objectif est de savoir quels sont les équations à mettre en place dans un modèle simplifié pour décrire au mieux la physique, sans obtenir une simulation complexe et lourde à mettre en place.

1.3.1.1.1 Programmes étudiés

Les programmes A320L, 787-8 et A400M forment un florilège représentatif de l'ensemble des technologies (barrettes encastrées/rapportées), de dimensions (petit à gros programme), et de domaine d'utilisation (civil/militaire). L'analyse détaillée au chapitre III porte sur ces trois programmes, dont les résultats de simulation Fluent sont connus, maîtrisés et validés par rapport aux essais en qualification. Les zones étudiées ont été mise en avant dans le premier chapitre du présent document. Parmi elles on compte le puits de chaleur, la jante, le tube et la couronne.

1.3.1.1.2 Caractéristiques du modèle

Pour tous les calculs, les paramètres solveur ont été définis par De-Crescenzo et Chazeaubénit, ainsi que par ANSYS [9] :

Type de solveur	Pressure-based
Temps	Transient
Turbulence	k-ε realizable
Traitement de la paroi	Enhanced wall treatment
Rayonnement	Surface to Surface (S2S)
Discrétisation spatiale	Least square cell based
Contrôles	Ecoulement
	Turbulence
	Energie

Tableau 3 : Caractéristique du solveur du modèle

Le flux surfacique imposé aux contacts rotors/stators est supposé uniforme sur toute la surface de contact, représentée par une couronne. Il dépend de l'effort de pression lui-même variant le long du puits de chaleur. Soit F_0 l'effort de pression imposé par les pistons :

$$F_0 = \left(P_{freinage} - P_{inefficace}\right) \times S_{piston} \quad [N] \quad (1.14)$$

Dans le cas d'un fonctionnement dynamique parfait $F_r = F_0$ et l'effort se propage sans pertes dans le puits de chaleur. Les essais ont montré que le fonctionnement du système n'est pas parfait et la notion de rendement fait son apparition. Les hypothèses suivantes sont faites pour simplifier le modèle :

- L'effort normal est uniformément réparti sur la surface des disques.
- Le coefficient de frottement carbone/carbone μ_c est identique en tous points de toutes les faces frottantes.

Pour rappel des équations (1.4) et (1.5), on a donc η le rendement du frein :

$$\eta = \frac{F_r}{F_0} \quad [-] \quad (1.15)$$

Et on considère que l'effort de presse décroit linéairement jusqu'à F_r, l'effort de résultante au niveau de la plaque de retenue ou des pucks selon la technologie. On admet aussi que l'effort décroit linéairement à chaque interface de frottement. Pour un puits de chaleur à N rotors, l'effort à chaque interface devient [8] [10] :

[N] (1.16)

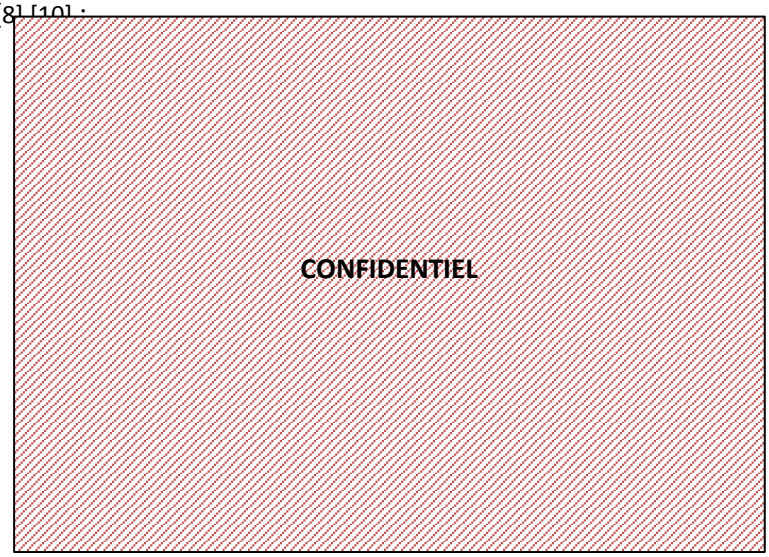


Figure 34 : Illustration du rendement dans le puits de chaleur

Le coefficient d'efficacité du frein μ_e est donné par l'expression :

CONFIDENTIEL [-] (1.17)

Hypothèses :

- Le flux φ_{max} est obtenu lorsque la pression de freinage est maximum. Après analyse d'essai, elle varie linéairement et atteint sa valeur maximale après une seconde de freinage.
- Le flux induit est identique sur les deux surfaces en contact aux interfaces rotors/stators, car les matériaux sont similaires, ce qui nous permet de supposer le coefficient de partage à 0.5 [14].

Le flux φ_{max} dépendant de l'interface est alors calculé à partir de :

CONFIDENTIEL [W/m²] (1.18)

Avec :

CONFIDENTIEL [-] (1.19)

Et :

[-] (1.20)

Pour un freinage quelconque de 20 secondes, le flux surfacique pour une interface peut être représenté dans le temps suivant le graphe ci-dessous. Le maximum atteint dépend de chaque interface :

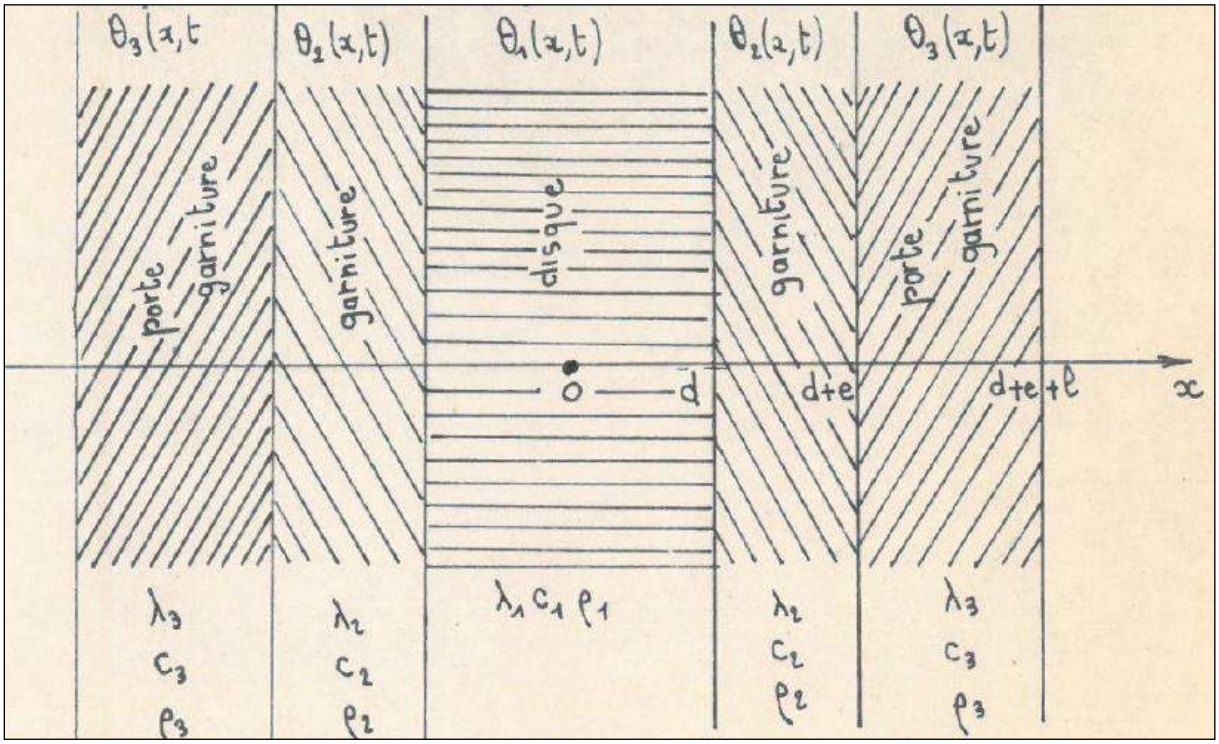
CONFIDENTIEL

Figure 35 : Évolution du flux surfacique à une interface de contact R/S au cours du temps

1.3.1.2 Modèles analytiques

Peu ou pas d'analyses ont pu être publiées pour les ensembles de disques de freinage aéronautique. La plupart des études concernent l'évolution de température dans des systèmes de freinage plaquette disque [16] ou encore pion-disque [17] [18], largement utilisés dans les véhicules automobiles ou ferroviaires. Il existe aussi des études concernant l'évolution des températures causées par la friction des roulements [19]. La plupart de ces modèles utilisent des formulations analytiques. En général ces méthodes sont restrictives du fait qu'elles se limitent à des problèmes aux conditions aux limites particulières.

Mazet, Davit et Lebedeff [20] ont pu traiter le problème de la conduction de la chaleur dans les freins d'avion. Les anciens freins Safran Landing Systems étant tri-bloc, avec un disque et deux garnitures, l'analyse s'approche de celle d'un frein d'automobile comme ont pu le faire Majcherczak [21], Belhocine [22], Nguyen-Tajan [23]. L'étude porte sur un frein de Mirage IV entré en service en 1964.



A parti de l'équation de la chaleur et de la transformée de Laplace, on obtient :

$$\frac{d^2\overline{\theta}}{dx^2} - \frac{p}{a}\overline{\theta} = 0 \qquad [-] \quad (1.21)$$

Et la solution est :

$$\overline{\theta} = \frac{\varphi_0}{\lambda}\left(\frac{1}{p} - \frac{1}{p^2 T}\right)\frac{ch\,(qx)}{q \times sh\,(qd)} \qquad [-] \quad (1.22)$$

Avec

$$q = \sqrt{\frac{p}{a}} \qquad [-] \quad (1.23)$$

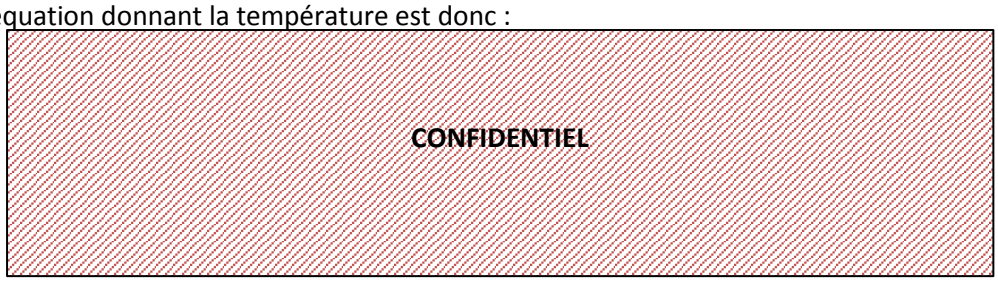
En exprimant les fonctions hyperboliques à l'aide de la fonction exponentielle et employant la formule du binôme, la température Θ peut être obtenue à chaque instant à l'endroit désiré, à l'aide des tables de Carslaw et Jaeger [25] :

CONFIDENTIEL [-] (1.24)

On pose :

$$x = sd\ (0 < s < 1), z = {}^{d}/_{\sqrt{4aT}} \qquad [-] \quad (1.25)$$

L'équation donnant la température est donc :



[-] (1.26)

Mazet [20] a pu mettre en place une méthode analytique afin de prédire le comportement thermique d'un frein d'avion multi-disques dans sa phase de freinage. A noter que l'analyse se fait en considérant chaque disque indépendant, et non comme faisant partie d'un ensemble de disques. L'intérêt de cette méthode est que la formulation analytique est très efficace pour la compréhension des phénomènes, pour des estimations rapides de températures.

La méthode est basée sur l'intégration de la chaleur en conduction avec des séries de Fourier. Ainsi il est possible de connaître l'augmentation d'un point d'abscisse z (sens de l'épaisseur du disque) et à l'instant t en fonction de :

- L'épaisseur du demi-disque.
- La conductibilité du matériau.
- La diffusivité du matériau.
- La loi de flux de chaleur sur la peau (z=0).

En supposant les températures uniformes dans les sens tangentiels et radiaux, l'équation de la chaleur est réduite à une seule variable dans le sens de l'épaisseur du disque (z). Les échanges avec l'extérieur sont négligés et la température initiale est uniforme. Le flux varie linéairement en fonction du temps selon la forme $\varphi(t) = \varphi_0 - a.t$. Les propriétés thermiques sont également considérées constantes sur la plage de température, point le plus critiquable de la méthode.

Grâce aux séries de Fourier on obtient une formule simplifiée, déduite de la formule analytique générale en limitant les séries à un terme, de l'augmentation de température dans le disque :

$$\Delta T(z,t) =$$ 

[K] (1.27)

Avec :

z (m) : l'abscisse par rapport à la face frottante (peau).

l (m) : l'épaisseur du disque (pour un stator latéral) ou d'un demi disque (stator central).

λ (W/m.K) : la conductivité thermique du carbone dans la direction de z.

$m = \frac{\pi^2}{l^2} D$, D la diffusivité du carbone dans la direction de z.

t (s) : le temps de freinage.

L'augmentation de température de peau est alors déterminée à partir de (2.41), pour z = 0 :

CONFIDENTIEL

$$\Delta T(z,t) = \text{CONFIDENTIEL} \quad [K] \quad (1.28)$$

L'augmentation de température à cœur des disques est de manière similaire calculée pour z = l ((stators et rotors centraux) (2.43), ainsi que pour z = l/2 (stators latéraux) (2.44) :

$$\Delta T(z,t) = \text{CONFIDENTIEL} \quad [K] \quad (1.29)$$

$$\Delta T(z,t) = \text{CONFIDENTIEL} \quad [K] \quad (1.30)$$

Ces formules peuvent être utilisées afin d'évaluer les températures à cœur et de peau à partir du flux, ou inversement déterminer le flux à l'interface à partir de la température à cœur mesurée lors des essais. On peut également exprimer la température de peau en fonction de la température à cœur, en calculant ϕ_0 à partir de (1.29 et 1.30), et en l'injectant dans l'équation (1.28). Ce constat est valable pour les stators/rotors centraux, et les stators latéraux.

1.3.2 Méthodes et outils existants

1.3.2.1 Outil analytiques

Il existe une multitude de moyens pour résoudre l'équation de la chaleur dans les solides. Les transformées intégrales s'avèrent être des outils très pratiques à la résolution de ce problème. Ces outils sont très utilisés pour plusieurs aspects :

- ⇨ La solution est exacte.
- ⇨ La solution peut être fonction de la variable temps, mais ne dépend pas de l'instant précédent.
- ⇨ Le temps de calcul est minimal car il ne s'agit pas de processus itératifs.
- ⇨ Elles permettent de réaliser des abaques.

L'utilisation des outils analytiques possède un champ d'application très étendu, tant dans le domaine académique qu'industriel. Ces solutions ont été employées dans divers secteurs, tels que l'aéronautique, l'automobile ou le ferroviaire [24-32]. Ces outils trouvent généralement d'avantage d'application dans le domaine académique [18] [19]. En effet, elles sont loin d'être triviale et peuvent parfois être complexe à manipuler. Il faut également avoir un bon recul scientifique pour décrire les phénomènes mis en jeu, en comparaison des solutions numériques actuelles qui emploient des interfaces graphiques accessibles au plus grand nombre.

1.3.2.2 Outils numériques

Dans certains cas, la résolution des problèmes peut être abordée grâce à des schémas numériques aux différences finies. On peut parler d'outil numérique, dès lors que le calcul est itératif. Dans les modèles directs numériques, la solution à un instant t est toujours calculée à partir d'un état précédent. De plus la solution est toujours calculée pour un élément ou volume élémentaire, du domaine discrétisé à l'aide d'un maillage. Ces solutions présentent donc les avantages suivants :

- ⇨ Elles sont simples et « rapides » à mettre en œuvre.
- ⇨ Il existe de nombreux éditeurs de logiciel, fournissant des solutions clés en main.
- ⇨ Elles permettent de modéliser des systèmes très complexes.

Ces solutions sont généralement préférées dans le monde industriel, car elles sont accessibles à tous grâce aux logiciels du commerce [33]. De plus elles permettent une industrialisation des calculs pour des systèmes différents et appliqués au freinage qu'il n'est pas encore possible de réaliser avec les

solutions analytiques [9]. Dyko et Chung, mais aussi Song, Li et Liang, ont réussi à appliquer ces méthodes à des problématiques de type freinage aéronautique, permettant de prédire le gradient thermique dans un système après une sollicitation [34-35].

Des outils numériques ont été développés dans le cadre d'études sur les freins aéronautiques. Montrol [1] se base sur une analyse purement nodale et non dépendante des technologies, tandis que Rivière [2] se concentre sur les aspects tribologiques du freinage en développant un modèle thermomécanique du frein. Ce dernier est donc considéré adiabatique avec le milieu extérieur, et sur un domaine de définition temporel concernant le freinage uniquement. De ce fait ces outils ne sont pas adaptés pour répondre au besoin analysé.

1.4 Conclusion

Dans cette partie nous avons proposé une synthèse bibliographique autour de la présentation du produit Roue & Frein. L'historique du système, et son fonctionnement auront été présentés. Le besoin aura été analysé au travers d'une mise en évidence d'une problématique. Ainsi un plan de réponse au problème posé a pu être mis en place.

Cette partie aura permis au lecteur de replacer le projet dans son contexte afin d'en comprendre les tenants et aboutissants. Il convient de prime abord de comprendre le fonctionnement du produit et quels sont les problématiques associées à sa conception. Ainsi l'étude du thermique est fondamentale, là où les seuils de températures atteints aujourd'hui arrivent à des niveaux tels qu'ils sont à l'origine de plusieurs défaillances graves. Elle permet aussi de définir les niveaux de température dans des zones stratégiques. Afin de prévoir et ainsi limiter voire éviter ces défaillances, tout comme les re-conception du produit, les Ingénieurs doivent pouvoir simuler le comportement thermique du système, avant même qu'il soit réalisé un prototype et, ou un essai.

Si le contexte industriel est important, le contexte scientifique l'est tout autant. Nous avons donc dans un second paragraphe, décliné l'étude bibliographique sur les différentes connaissances assemblées et associés au sujet de la modélisation de la thermique du freinage. Nombre de moyens sont existants ou appliqués à d'autre problématique. En revanche il n'existe pas encore de références outils ou méthodes dédiés à la simulation thermique d'un équipement Roue & Frein aéronautique.

La compréhension du problème permet de cadrer le projet en premier lieu. Ce cadre défini nous est utile pour jalonner le travail à accomplir au moyen du plan de réponse évoqué. Ce plan permet d'avoir une visibilité séquentielle des tâches à accomplir, dont nous allons débuter l'exécution dans le chapitre suivant.

Chapitre 2: Analyses de modélisations thermiques

2.1 Introduction

La thématique est portée sur l'amélioration du pré-dimensionnement des équipements Roue & Frein en phase amont de conception (RFI et RFP voir 1.2.2.1 du Chapitre I).

La problématique identifiée au paragraphe 1.2.2.3.2 souligne le fait que lors du pré-dimensionnement, la masse des disques de carbone est seulement évaluée. Les méthodes employées pour la phase de pré-étude sont subjectives et dépendent de l'utilisateur et de sa stratégie de conception arbitraire, qu'elle soit prudente ou agressive. La masse n'est donc pas validée, ni par un calcul physique, ni par un essai associé sur un prototype, élément qu'il faudrait pour rendre la conception plus robuste. En phase de pré-étude RFI et RFP, Safran Landing Systems ne dispose pas d'outils basés sur la physique pour déterminer la réponse thermique d'un potentiel futur équipement à un freinage définit par l'avionneur. L'utilisation de méthodes telles que Fluent, bien qu'elles soient précises et basées sur la physique, s'avèrent trop lourdes et complexes à mettre en place dans les délais impartis. En revanche, les outils simplifiés existants, sont rapides mais ne contiennent pas de données physiques. Leurs résultats sont donc dé-corrélés des paramètres tels que la géométrie et le design du produit.

L'ensemble de points listés au paragraphe 1.2.2.3.3 du Chapitre I, montre le grand nombre de paramètres que doit pouvoir intégrer la modélisation pour être représentative de la réalité. Ce grand nombre de paramètres nous incite naturellement à vérifier la possibilité de faire des simplifications des phénomènes thermiques à modéliser. L'analyse thermique de l'équipement doit être effectuée au travers de moyens poussés comme les outils de simulation 3D.

L'étude portera dans un premier temps sur l'identification qualitative et quantitative des modes de transferts thermiques dans l'équipement roue et frein. La simulation numérique et analytique peut avoir plusieurs objectifs. Parmi eux, suivant la précision en comparaison de données observées en conditions réelles d'essais, il est possible d'utiliser les modèles pour faire de l'analyse qualitative ou quantitative de phénomènes physiques. C'est cette possibilité offerte par la modélisation qui sera mise à profit dans cette partie.

La réalisation de l'analyse thermique du produit Roue & Frein, doit nous permettre de générer des hypothèses au regard du comportement thermique du système pour simplifier la complexité du problème. L'objectif est donc d'arriver à synthétiser les modes prépondérants de transfert de chaleur dans le système Roue et Frein. Par la suite, la possibilité de les retranscrire dans un modèle dit simplifié, nous est offerte. Ce modèle ne contiendra pas l'ensemble des manifestations physiques observables, mais devra rester suffisamment représentatif de la réalité, au terme de comparaisons avec des essais ou d'un modèle numérique 3D.

La simulation thermique des équipements Roue et Frein est un moyen d'approcher le comportement thermique dynamique du système, en réponse à une sollicitation définie par l'avionneur. Le problème est que l'on ne maîtrise pas toujours les conditions aux limites de ce système. Il faut donc rester vigilant quant à l'utilisation des outils existants, et des analyses qui en sont faites.

2.2 Base de données

2.2.1 Base de données d'exploration

Ce qu'on appelle base de données d'exploration constitue notre point de départ. Comme énoncé dans la partie 1.3.1.1 du chapitre I, il n'existe qu'un type de modèle physique à disposition. Ce modèle numérique basé sur les volumes finis, repose sur l'utilisation du solveur Fluent. Cependant les données générées par ce modèle suivant plusieurs programmes, sont validées et maîtrisées par le pôle conception du Groupe Safran. C'est un modèle dans lequel est placée une certaine confiance, et qui donne des résultats en accord avec les essais, pour des besoins en développement produit. Cette méthode fait l'objet d'un degré de maturité TRL5, ce qui confirme son positionnement en tant qu'outil de développement au sein du Bureau d'Études.

Naturellement, ce modèle s'affirme en tant que candidat le plus crédible à une analyse thermique qualitative, en comparaison à des données d'essais. Les raisons sont évoquées suivant la liste d'arguments ci-dessous :

- ⇨ Le solveur présente la modélisation de tous les phénomènes liés à la thermique et à la mécanique des fluides. La physique est donc présente dans la modélisation.
- ⇨ Les données obtenues sont validées par rapport aux données issues des essais. La physique y est donc représentée de manière crédible, aussi bien qualitativement que quantitativement.
- ⇨ Le calcul numérique 3D permet d'accéder facilement à de nombreuses données (profils, vues en coupe, flux), alors que seuls quelques points de mesure sont accessibles en essai.
- ⇨ Il est possible de faire un calcul rapidement, et à moindre coût en comparaison d'un essai.

Ainsi la modélisation 3D Fluent est choisie en tant que base d'analyse qualitative et quantitative pour l'élaboration d'un socle d'hypothèses pour le développement d'un outil de simulation numérique ou analytique. Elle sert donc de base d'identification des phénomènes thermiques.

2.2.2 Base de données de validation

Ce qu'on appelle base de données de validation constitue notre point d'arrivée. Au terme des travaux réalisés au cours de cette thèse, les données générées et obtenues seront confrontées aux données de la base de validation. En aéronautique, la réglementation impose pour les dispositifs ATA32 la validation du design par essais sur banc suivant des conditions et un chargement défini par l'avionneur. Les essais sont réalisés sur place, ou chez un prestataire sélectionné (1.2.2.2.2).

A l'issue des essais de qualification, la température est enregistrée en des points clés de l'équipement définis lors de la phase d'instrumentation. Safran Landing Systems dispose donc d'une quantité importante de données correspondant aux températures d'un florilège d'équipements aux designs différents, pour des chargements différents. D'autres manipulations sont à prévoir dans le cadre de cette thèse, tant pour enrichir la base de données existante, que pour accéder à des informations non référencées d'ordinaire pour permettre à l'analyse de se développer d'avantage.

2.3 Analyse qualitative

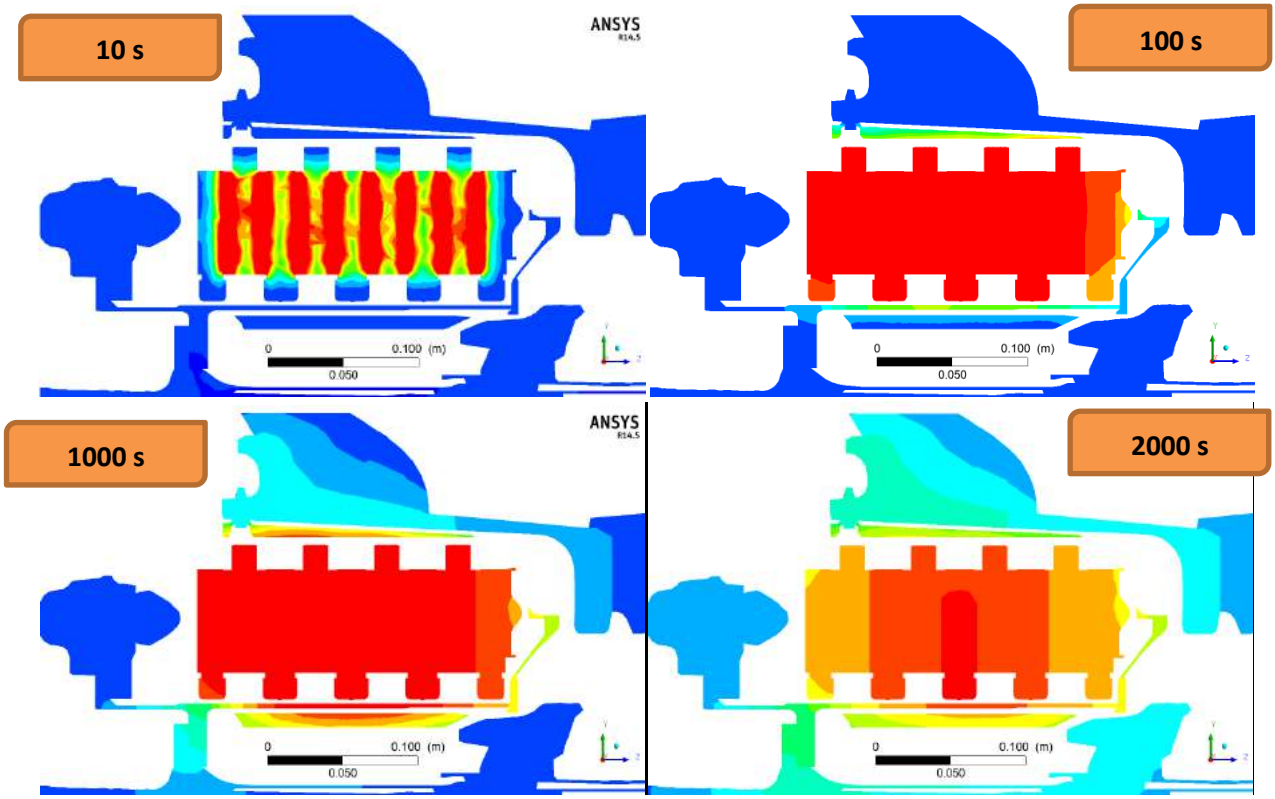
2.3.1 Définition

L'analyse qualitative repose sur la base de données d'identification. Elle consiste à isoler les principales directions de propagation de l'énergie dans l'équipement Roue & Frein lors d'un freinage. Suivant les gradients observés, il nous revient le choix de prendre en compte leurs conséquences au travers d'une modélisation ou d'ignorer leur influence sur le système en les simplifiant. Par cette analyse, on entend

ici mettre en évidence le nombre de dimensions choisies pour la modélisation simplifiée. Par qualitative, on signifie que seules les plus importantes sont sélectionnées pour la modélisation. Pour cette partie, nous entendons par instrumentation le placement de sondes numériques dans le calcul pour avoir un tracé de la température en fonction du temps.

2.3.2 Observation

On constate sur les vues isométriques, que l'énergie se propage suivant les trois directions de l'espace selon le gradient de température et la conductivité thermique du milieu, comme le montrent la Figure 36 et la Figure 37. A priori, on suppose qu'il n'y a pas de direction privilégiée, et que l'énergie se propage dans tout l'équipement, suivant les différents milieux qu'elle rencontre.



CONFIDENTIEL

Figure 36 : Observation du gradient de température sur une vue en coupe de l'équipement.

Les disques de carbone constituent le point de départ de l'énergie, conséquence de la friction entre les disques servant à dissiper l'énergie cinétique de l'aéronef. Ils agissent tels un réservoir d'énergie, pour la diffuser ensuite aux autres pièces de la structure, de manière étalée dans le temps. Les niveaux de température et les gradients apparents dans les différentes zones de l'équipement, sont liés aux propriétés des matériaux employés, ainsi que des caractéristiques physiques propres à chaque sous-ensemble. Différentes vues isométriques permettent de rendre compte de l'aspect des gradients thermiques présents dans l'équipement (voir Figure 37).

CONFIDENTIEL

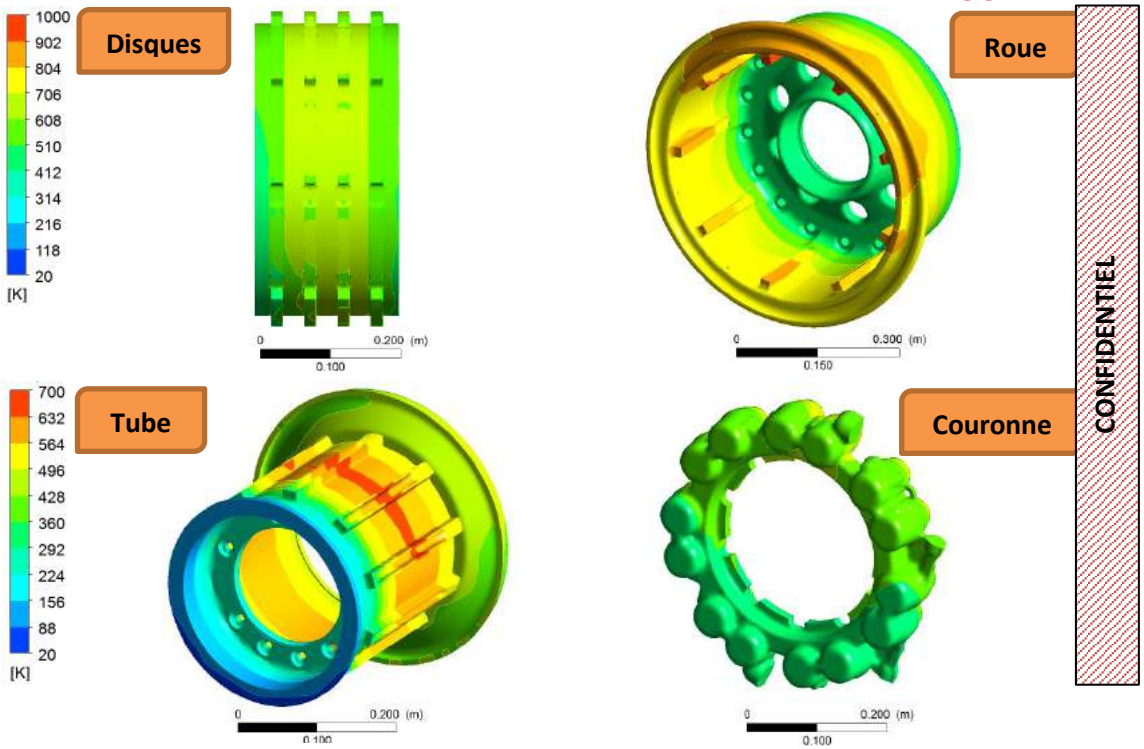


Figure 37 : Observation du gradient de température sur vue isométrique des quatre pièces principales à 1000s.

2.3.3 Hypothèses et expérimentation

L'observation de la Figure 36 et la Figure 37 tend à nous faire supposer que dans le cas d'une modélisation simplifiée, toutes les directions de l'espace n'ont pas à être représentées. Ainsi les modèles à développer seront en accord avec les sens de propagation de l'énergie, à moins de trois dimensions.

Cette hypothèse peut se révéler utile au regard des ressources de calcul. La problématique nous rappelle qu'il est indispensable de mettre en place un moyen rapide de calcul pour fournir des réponses dans un laps de temps court. Elle nous incite alors à vérifier par expérimentation numérique, la possibilité d'émettre des hypothèses simplificatrices, telles qu'une modélisation 2D ou 1D.

La mise en œuvre de l'analyse qualitative se fait au moyen de calculs Fluent. A partir de ces calculs, nous avons pu réaliser l'identification sur les quatre pièces les plus importantes (dans l'ordre massique et de proximité avec le carbone), ayant un impact conséquent sur la thermique du système :

- ⇨ La source de chaleur, disques de carbone.
- ⇨ La roue.
- ⇨ Le tube de torsion.
- ⇨ La couronne hydraulique.

Les vues isométrique et en coupe du gradient de température permet de localiser les points chauds, le sens privilégié de propagation de l'énergie. L'exemple Figure 37 montre le gradient de température sur les zones principales, à un instant donné. Ce genre de données peut difficilement être accessible lors des essais même avec une caméra thermique. Les profils quant à eux permettent avec plus de précision que les vues 3D, de calculer les différents gradients afin d'en faire la comparaison et d'établir un choix de simplification lors de notre sélection. Le déroulement d'un calcul s'opère de la manière suivante :

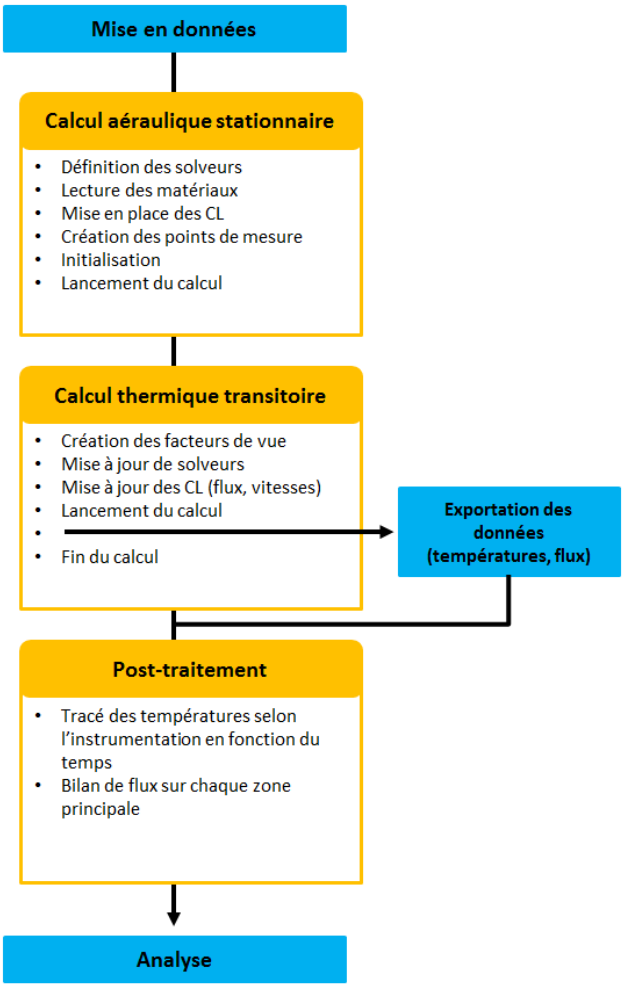


Figure 38 : Schéma du processus de calcul et de récupération des données pour l'analyse qualitative et quantitative.

L'exportation des données se fait sous forme de fichier texte et comprend :

- ⇨ Les températures suivant l'instrumentation choisie.
- ⇨ Les flux de conduction suivant les faces sélectionnées.
- ⇨ Les flux de convection suivant les faces sélectionnées.
- ⇨ Les flux de radiation suivant les faces sélectionnées.

Pour chaque zone correspondant aux pièces principales, l'instrumentation numérique permet de tracer les gradients suivant :

- ⇨ L'axe longitudinal Z, sens de l'empilement des disques.
- ⇨ L'axe radial R, sens du rayon des disques ou de la roue.
- ⇨ L'axe azimutal Ω, sens de rotation de 0° (point le plus haut) à 180° (point le plus bas).

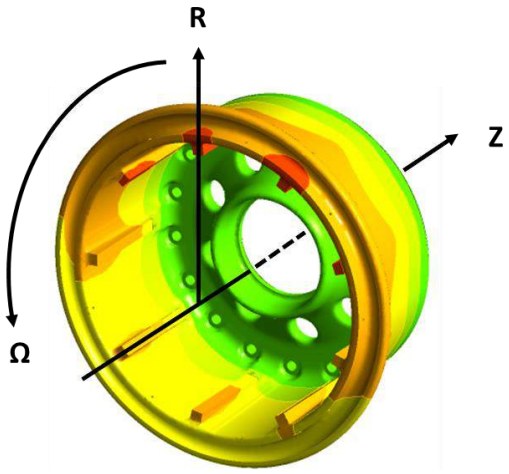


Figure 39 : Axe d'étude des gradients thermiques, exemple sur la roue.

Les données thermiques sont monitorées selon un schéma apportant une résolution suffisante pour une analyse des températures pertinente suivant tous les axes étudiés. Sur l'ensemble de disques, 1008 points sont répartis sur les 8 interfaces, sur 7 positions radiales et selon 18 positions azimutales réparties tous les 20°. Le schéma ci-dessous est un exemple de la répartition des points pour trois interfaces selon le rayon des disques. Cette répartition est équivalente pour chaque interface, et répétée tous les 20° autour de l'axe de rotation des disques :

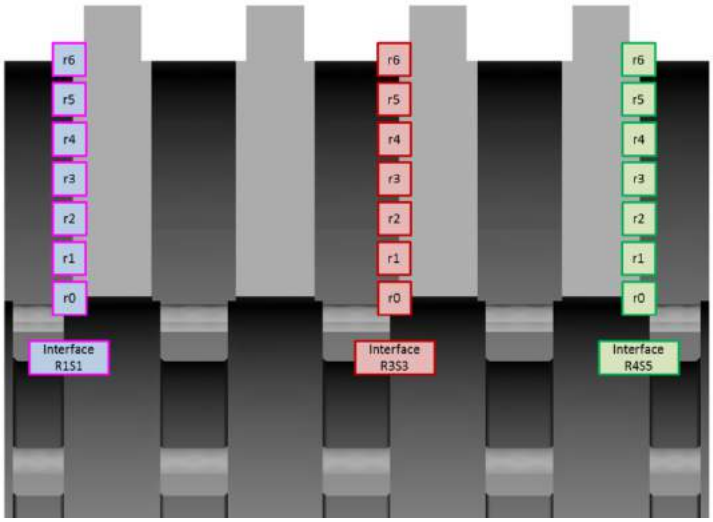


Figure 40 : Exemple de répartition des points de contrôle sur trois interfaces à 0° dans l'ensemble de disques.

Le même principe de mesure numérique de température est appliqué sur la roue, le tube et la couronne, Figure 41, Figure 42 et Figure 43. Les 216 points de contrôle dans la roue sont placés le long du profil sur 12 points, du bead seat (points bleus) en passant par le wheel tubewell (points verts) et jusqu'au fond de jante (points oranges). Ce schéma de répartition est répété tous les 20° alternant l'instrumentation sur une barrette (schéma de gauche Figure 41) et sur un secteur entre deux barrettes (schéma de droite Figure 41) :

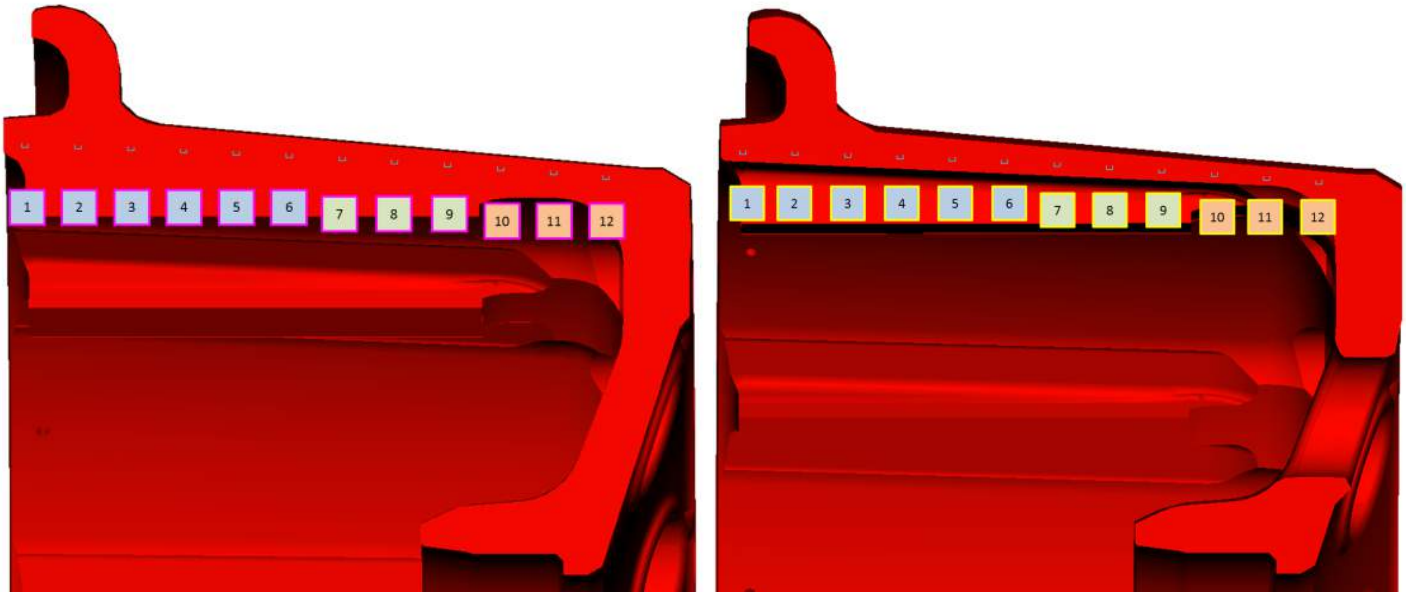


Figure 41 : Exemple de répartition des points de contrôle à 0° et 20° sur la roue.

De la même manière, les 260 points de contrôle du tube de couple sont répartis sur 13 positions suivant le profil du tube. Le schéma est répété tous les 18°, alternant l'instrumentation sur un tenon de tube et sur un secteur entre deux tenons (schéma Figure 42) :

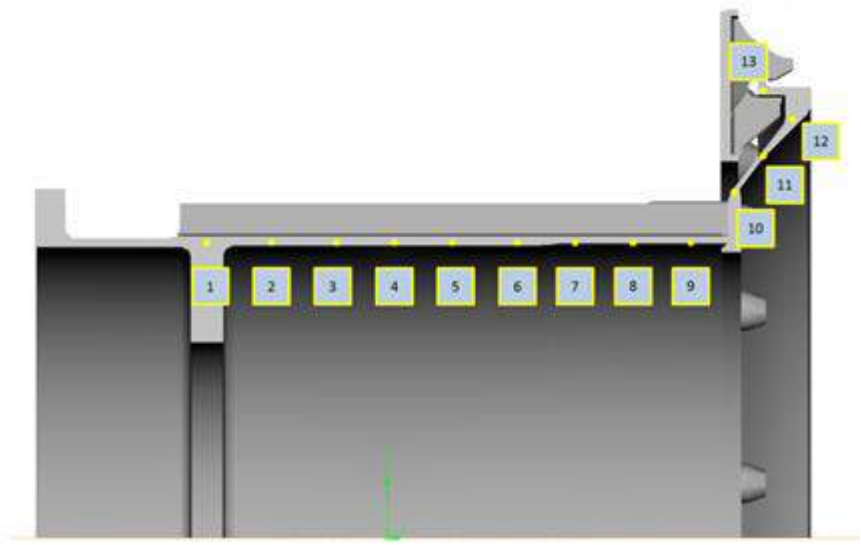


Figure 42 : Exemple de répartition des points de contrôle à 0° sur le tube de torsion.

Pour terminer la dernière zone correspondant à la couronne équipée est instrumentée grâce à 196 points de mesure. Les sondes sont réparties selon l'axe du piston suivant 8 points équidistants du contact avec le puits de chaleur, jusqu'à fond de piston (Skydrol), ainsi que trois points sur le rayon interne et externe du piston. Ce schéma est répété pour tous les pistons comme l'illustre la Figure 43 :

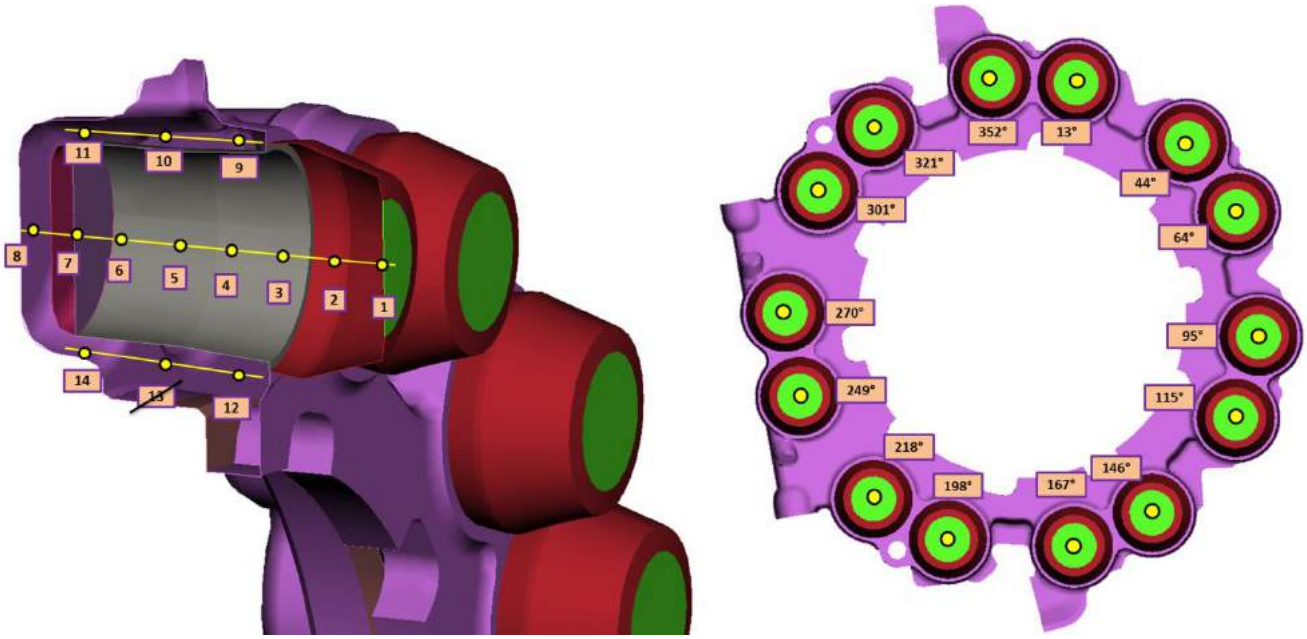


Figure 43 : Exemple de répartition des points de contrôle à sur la couronne.

La création du point 13 de tous les pistons est mentionnée comme impossible lors de l'exécution du calcul. Ce problème peut provenir éventuellement d'un maillage qui n'est pas suffisamment raffiné dans cette zone, généralement maillée plus grossièrement pour respecter les critères méthodologiques de calcul afin de limiter les ressources consommées.

2.3.4 Résultats et interprétation

Dans cette partie, nous analysons en particulier les gradients thermiques. Ceux-ci nous permettent d'en déduire des informations qualitatives comme le sens privilégié de propagation de l'énergie.

L'analyse des résultats légitime des choix de simplification suivant un critère simple. Lorsqu'un gradient thermique important et qui perdure dans le temps est notifié selon une direction, elle doit faire partie de la modélisation. Si le gradient analysé reste majoritairement faible en comparaison des autres, l'axe d'étude peut être simplifié en considérant la température comme homogène suivant cette direction.

2.3.4.1 Disques de carbone

L'étude du gradient se fait intuitivement en premier lieu sur la position axiale ou longitudinale (axe Z) des disques de carbone. On observe selon le profil de température le long de l'axe longitudinal Z de grands écarts en température, en raison des conditions aux limites du système. Les flux générés aux interfaces, ainsi que les faces du premier et dernier stator, très exposées aux échanges, sont à l'origine de cette constatation. Le gradient de température s'observe lors du freinage comme post-freinage. Sur les graphes Figure 44, la température est tracée selon l'axe Z, et pour plusieurs temps. La position azimutale est fixée à 0°. Lors du freinage (t = 10 secondes par exemple), la température est très dépendante du flux aux interfaces ce qui implique un gradient important dans l'espace suivant cette direction. Sur les temps post-freinage une fois l'énergie répartie, ce sont d'avantage les conditions aux limites du premier et dernier stator qui ont un effet important sur le profil de température.

Cette dimension ne peut donc pas se simplifier, car les écarts en température sont importants vont jusqu'à 1400°C. La présence de conditions aux limites (flux aux interfaces, échanges d'énergie) sur les faces frontales nous interdit alors de faire cette simplification.

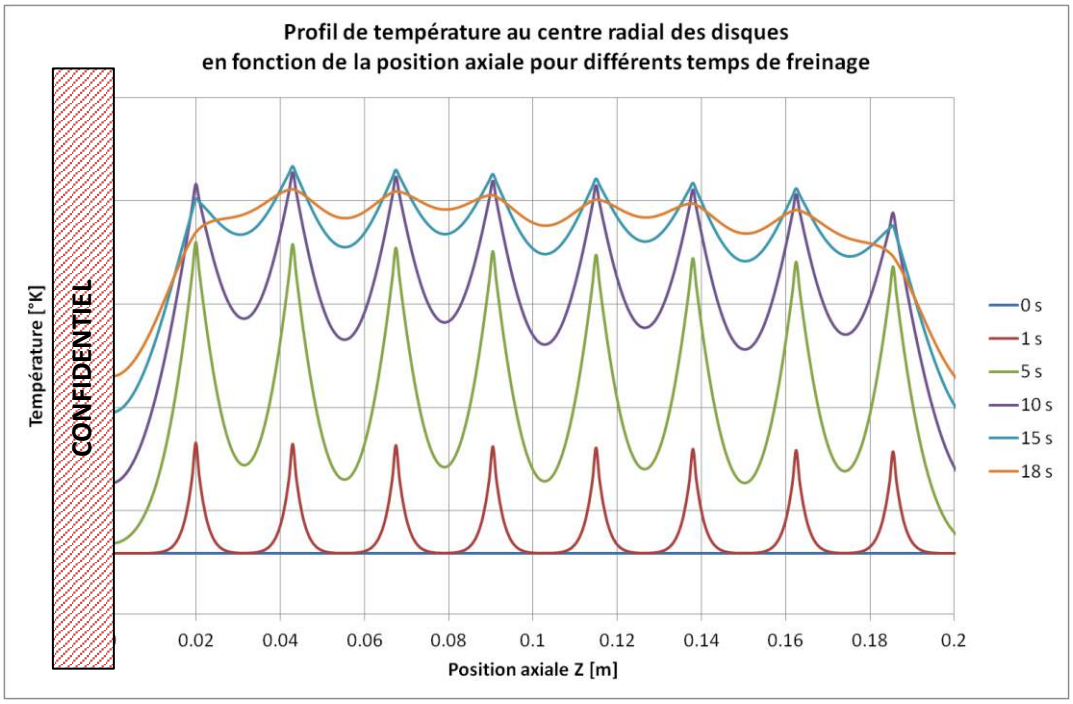


Figure 44 : Evolution spatiale de la température dans les disques suivant l'axe longitudinal Z.

Sur la dimension radiale (R), montrée Figure 46 et Figure 46, la température est tracée en fonction du rayon R, et pour plusieurs temps.

La constatation n'est pas identique à la direction Z, car le profil de température est quasi plat. La raison principale provient d'une plus forte conductivité dans cet axe du matériau carbone qui est orthotrope. Les écarts en température atteignent de beaucoup plus faibles valeurs que sur la dimension axiale Z, avec moins de 40°C entre le point le plus chaud et le plus froid sur un profil à cœur d'un disque ou sur une interface. On peut donc simplifier l'axe radial R, mais il ne faut pas s'affranchir des déperditions

latérales qui semblent avoir une influence considérable sur la cinétique thermique de l'ensemble de disques, notamment post-freinage.

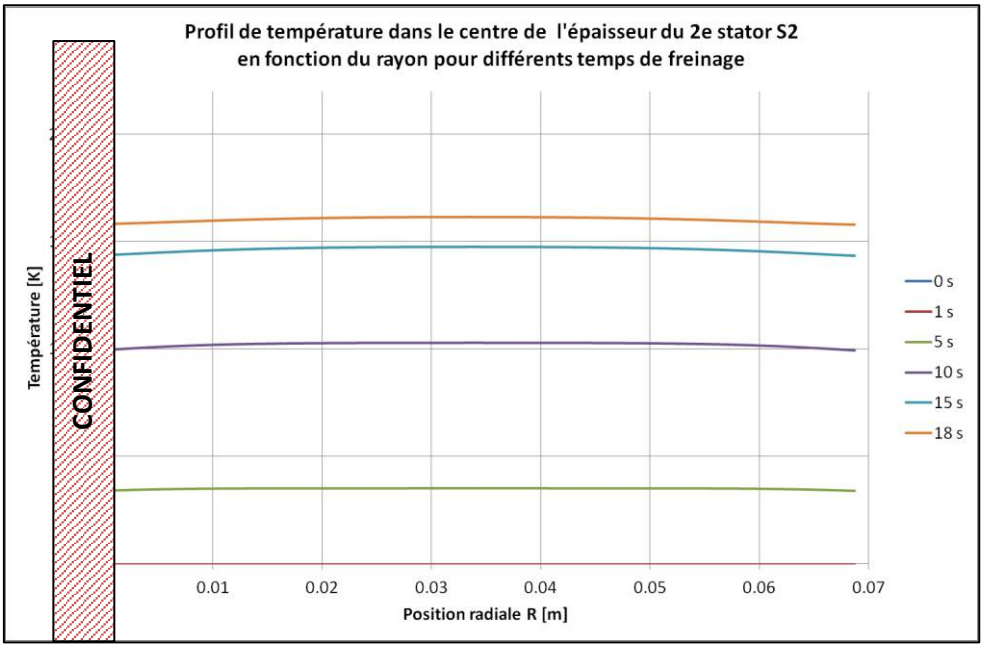


Figure 45 : Profil de température au centre du stator S2 en fonction du rayon R

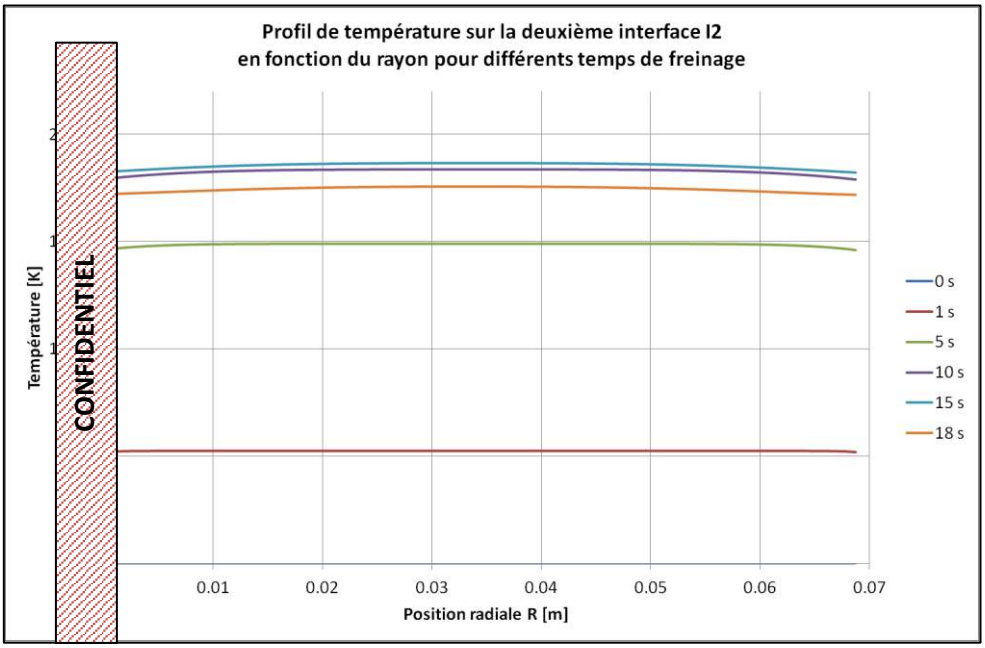


Figure 46 : Profil de température sur l'interface 2 suivant en fonction du rayon R.

Suivant la dimension azimutale Ω, on trace la température d'une interface fixée pour chaque rayon et pour plusieurs temps (voir Figure 47). Les forts gradients observés lors du freinage sont provoqués par des instabilités numériques. Il n'existe pas de raison pour que la température varie fortement d'une position azimutale à une autre, car le flux est introduit de manière uniforme sur une interface de l'ensemble de disques empilés.

Rapidement, à l'instar de ce que nous pouvons observer sur l'axe radial R, l'énergie s'homogénéise suivant l'azimut. En effet, la conductivité thermique suivant l'azimut est équivalente à celle selon le rayon, et plus forte que selon l'axe Z. On repère aussi l'influence de conditions aux limites périodiques, en particulier sur le rayon placé le plus proche des surfaces latérales externes. Ces conditions

correspondent à l'alternance des zones en contact avec les barrettes, puits d'énergie par conduction vers la roue. Néanmoins, la différence de température s'avère du second ordre sous les 30°, en comparaison du gradient observé sur l'axe longitudinal Z.

Nous pouvons donc après analyse, proposer la simplification de la propagation de l'énergie sur l'axe azimutal. La température peut être considérée homogène par section. Une nouvelle fois, l'analyse nous encourage à prendre en compte les phénomènes latéraux.

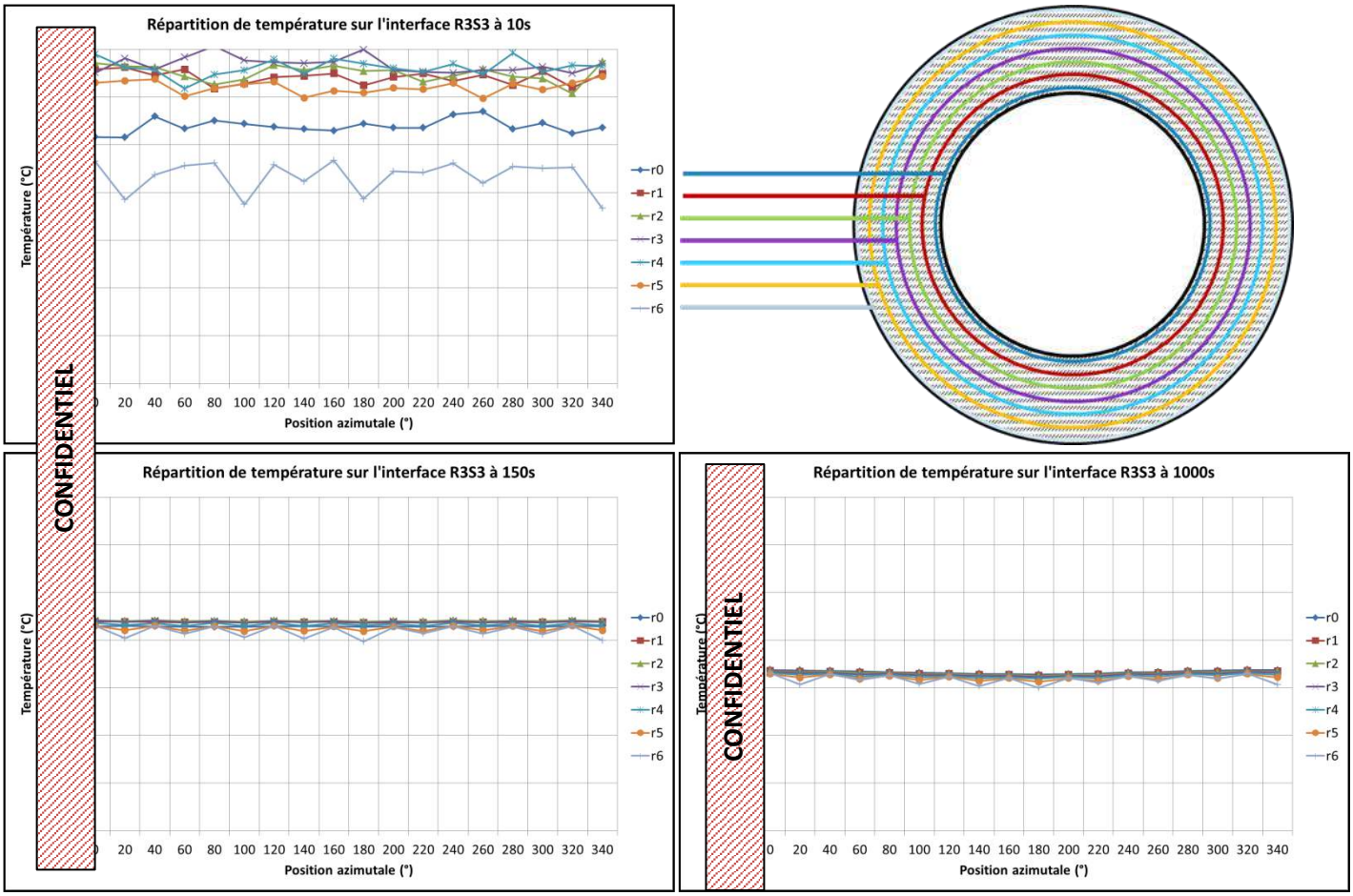


Figure 47 : Evolution spatiale de la température dans les disques suivant l'axe azimutal Ω.

2.3.4.2 Roue

Nous sommes amenés à réaliser le même type d'étude sur la jante. La roue est fabriquée à partir d'un matricé, usiné et soumis à de nombreux traitements. C'est donc une pièce bien plus complexe que l'empilement de disques précédemment analysé.

Nous commençons par l'étude de la dimension axiale Z. Selon les résultats ci-dessous, nous observons un fort gradient sur cet axe de la roue. Les écarts de température analysés vont jusqu'à 70°C entre le point à l'extrémité du bourrelet sur lequel repose le pneumatique, et le fond de jante proche de la zone boulonnée. A ce premier facteur indiquant de forts gradients selon cette dimension, s'ajoute l'importance dès le pré-dimensionnement, de pouvoir localiser la position du fusible sur le profil de jante. Sa fonte étant calibrée à 183°C pour qu'il libère la pression pneumatique lorsque le bead seat atteint 204°C, en fait un Key Design Factor qui nécessite la connaissance de la cinétique thermique le long du profil de jante.

Nous remarquons aussi sur la Figure 48, la manifestions physique de zones de chauffe bien localisées sous le pneumatique, en vis-à-vis direct du carbone ou encore au contact avec la roue côté valve. Ces zones s'échauffant ou restant froides dans le temps, vont influencer de manière considérable la cinétique thermique de la pièce correspondant à la roue. Nous avons un indice sur l'importance de prendre aussi en compte les déperditions latérales au profil de jante. On note aussi une différence de comportement suivant l'angle duquel on analyse les résultats. Cela signifie qu'il faudra pousser d'avantage l'analyse sur la position azimutale de la roue. Cet aspect est détaillé ci-après.

Cette direction n'est donc pas simplifiable et il est important de la considérer pleinement lors d'une modélisation pour respecter la physique thermique d'un équipement Roue et Frein.

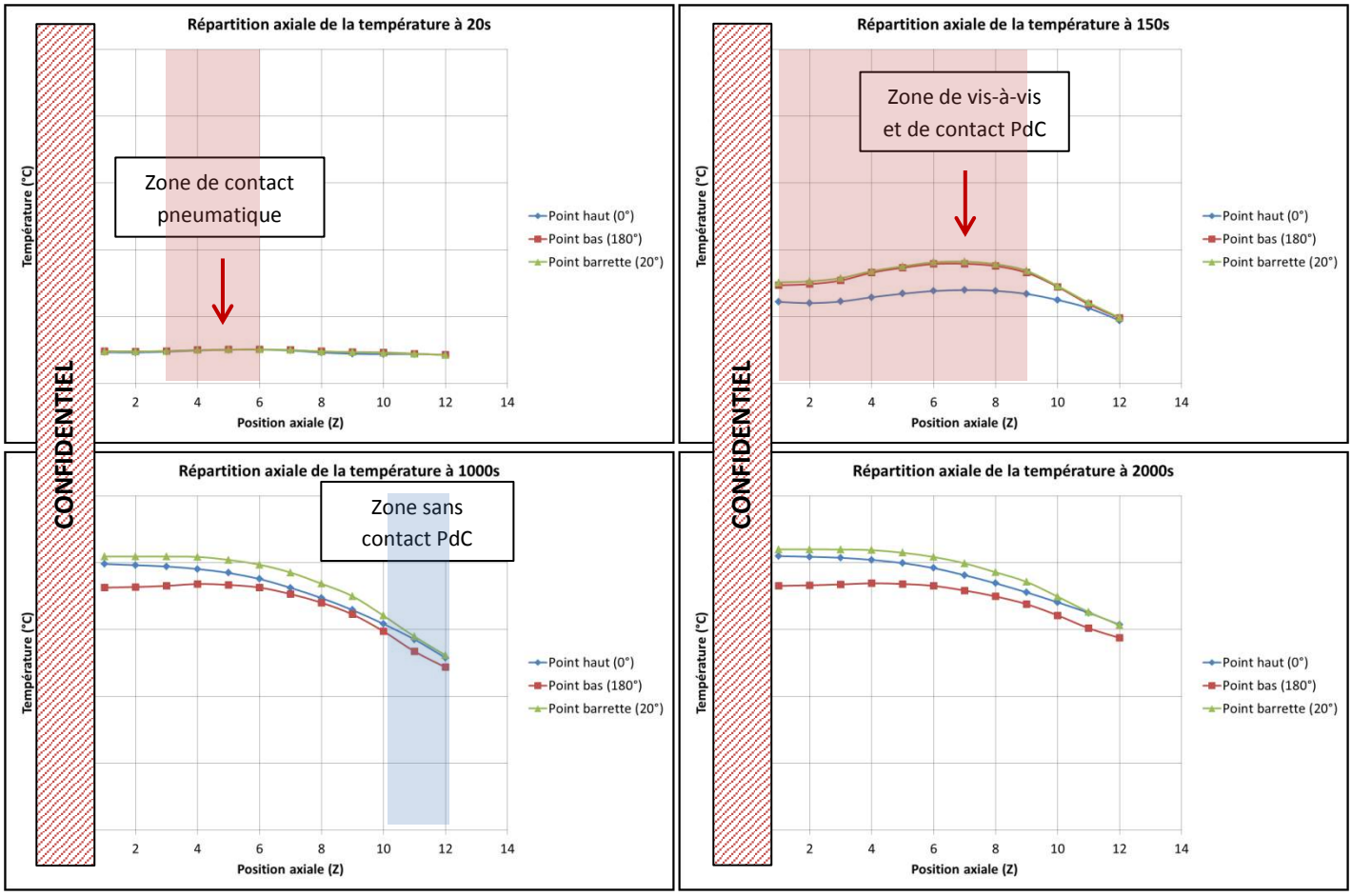


Figure 48 : Evolution spatiale de la température dans la jante suivant l'axe longitudinal Z.

En réalité il s'agit plus du profil de jante plus que l'axe Z. L'évolution de l'énergie peut clairement être suivie suivant l'abscisse curviligne du profil. La Figure 50 démontre bien ce phénomène lors de la chauffe, et du refroidissement de la roue. Nous continuerons par la suite d'utiliser l'expression dimension axiale, pour parler de l'abscisse curviligne du profil de jante. L'avantage de considérer le profil complet tel une dimension, est qu'il nous permet de simuler la température du bead seat au moyeu, qui fait également partie des zones étroitement surveillées pour limiter les endommagements des joints fluoro-carbonnés de roulements à haute température.

La direction azimutale Ω constitue la suite la plus évidente de cette analyse. Nous avions remarqué Figure 48, la différence de comportement cinétique pour une même section, suivant sa position par rapport à la verticale. Deux comportements bien distincts sont à souligner.

Lors du freinage et sur des temps courts infrieurs à 500 secondes, nous observons des points de chauffe associés à des conditions aux limites périodiques de conduction qui correspondent aux barrettes. Cette partie de la roue est en contact avec le carbone, et chauffe plus rapidement qu'une zone entre deux barretes ou une section située dans le fond de la jante sans conctacts avec le carbone (le point 12 notamment). La présence de contact entrainte des différences de température avec les zones sans autour de 50°, ce qui est du même ordre que le gradient sur le profil de jante.

Sur des temps plus long, le phénomène convectif à pris le temps de s'installer, et si les écarts en température se réduisent entre une sonde placée entre ou au niveau d'une barrette, ils augmentent entre le points suitués au plus haut de l'équipement (0°) et proche du sol (180°).

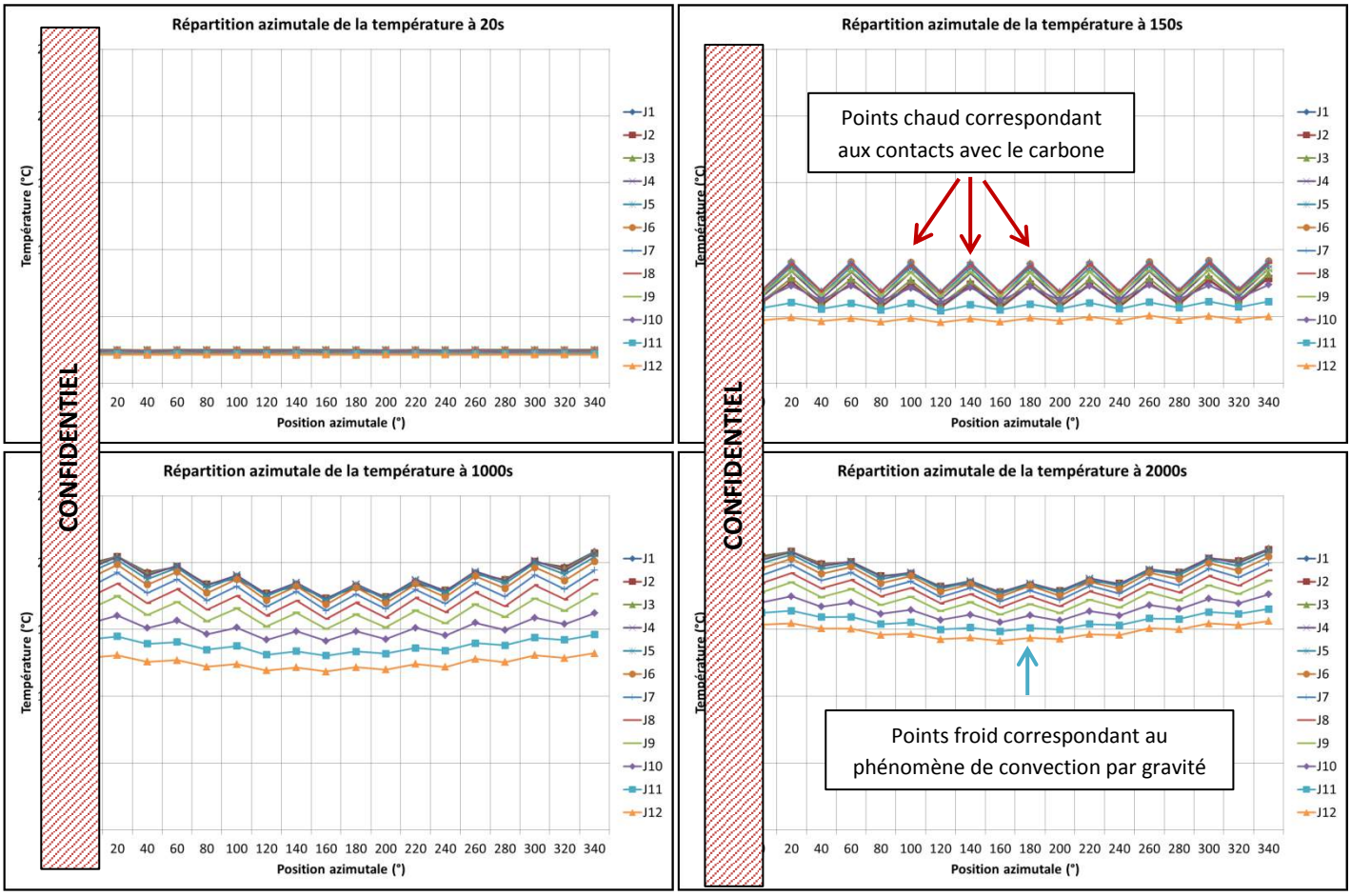


Figure 49 : Evolution spatiale de la température dans la jante suivant l'axe azimutal Ω.

Il est donc préférable de garder cette dimension dans la modélsiation. La périodicité des contacts pourrait nous inciter à réaliser la simplification de cette dimension sur un secteur de 20°. Mais la présence du phénomène lié à la convection ne nous permet que de limiter la simplification à 180°. L'autre partie est symmétrique, ce qui nous autorise a effectuer cette simplification. De plus la position des fusibles à 0, 120 et 240° implique qu'il nous faut différentier la cinétique thermique des points suivant leur position azimutale.

La dernière dimension R correspond d'après les premières analyses, à l'épaisseur du profil de jante. Nous vérifions par cette étude, la valeur du gradient thermique selon cette direction. Notre schéma de relevé ponctuel de température ne nous permet pas de vérifier par des profils la valeur de ce gradient. Nous pouvons néanmoins réaliser l'exercice avec les vues en coupe du profil de jante dans le temps sur la Figure 50.

L'évolution du front du gradient reste généralement perpendiculaire au profil de la jante, en particulier dans les zones minces. Il reste inférieur à 5°C, bien plus faible que pour les deux autres dimensions. Dans les zones plus épaisses cette affirmation est moins vraie. Au niveau des barrettes usinées dans la roue notamment, on peut voir l'apparition d'un gradient non négligeable dans cette dimension autour de 20°C. On note que ce gradient n'est que très localisé (sous les barrettes uniquement) sur 10% de surface azimutale du bead seat au fond de jante. Sur 90% de la surface le gradient ne dépasse pas les 5°C dans l'épaisseur du profil. De plus les barrettes encastrées sont une technologie assez peu employée, la majorité des programmes ayant une épaisseur constante du profil quel que soit l'angle considéré.

La température peut être considérée homogène dans l'épaisseur du profil de jante, et la dimension R correspondante peut donc être simplifiée. Nous devons porter une attention particulière aux échanges, pour connaître la nécessité de leur prise en compte de part et d'autre de cette épaisseur.

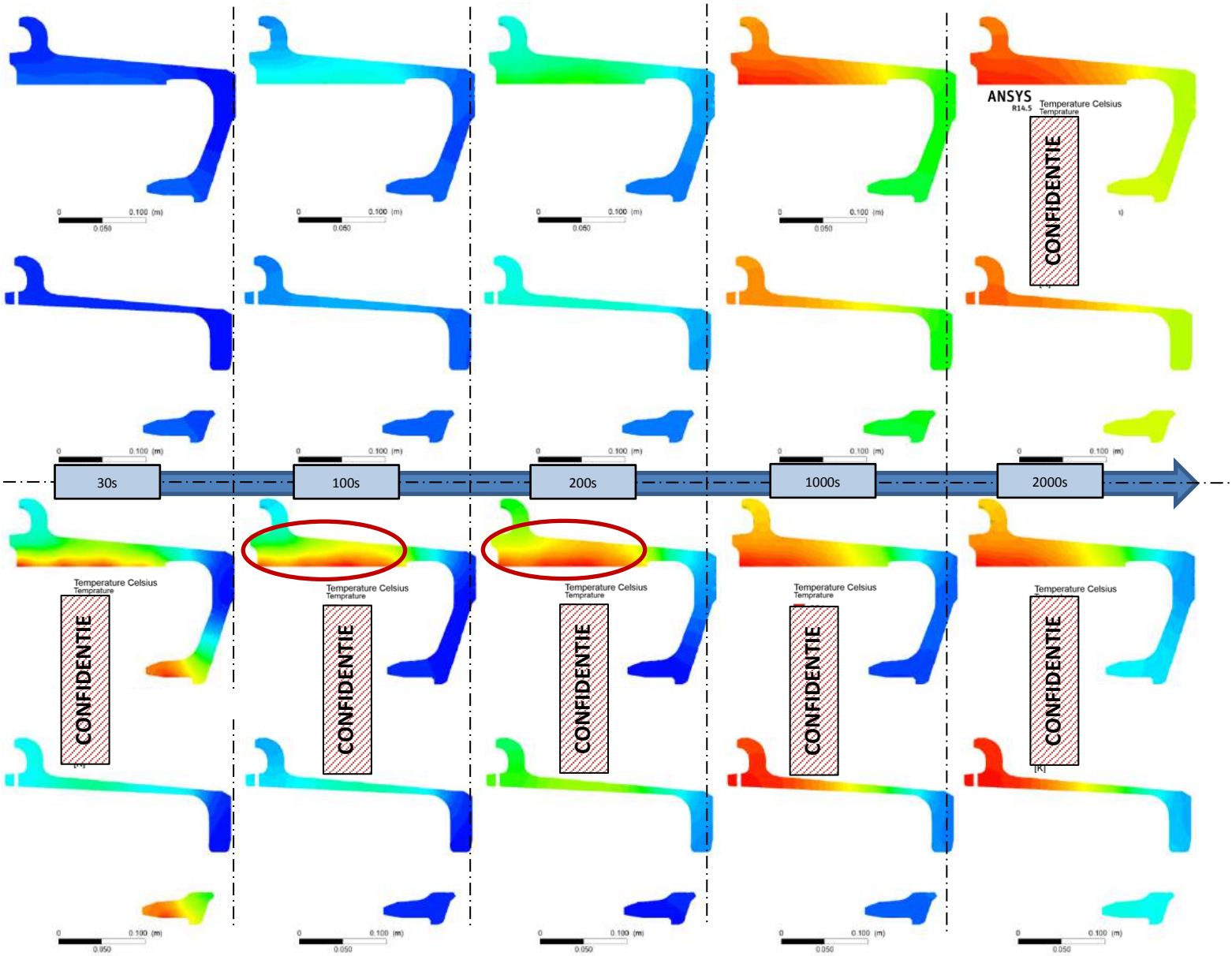


Figure 50 : Evolution spatiale de la température dans la jante, vue en coupe.

2.3.4.3 Tube

L'analyse continue sur le tube de torsion, qui constitue une pièce importante de l'équipement. Cette pièce est au voisinage des disques de carbone, et sa température est monitorée pour surveiller l'état du frein avant décollage.

Sur la dimension longitudinale Z, l'étude des températures au cours d'un cycle montre que la propagation d'énergie est avant tout axiale dans le tube. De forts gradients sont observés, en particulier sur le fût de tube, zone en vis-à-vis et contact direct avec le carbone (Figure 51). Dans l'instant immédiat post-freinage, le gradient peut s'élever à 400°C entre la sonde située sous le premier et le troisième stator, qui correspond au centre de l'empilement des disques. L'importance de la différence de température nous indique de prendre en compte cette direction dans une modélisation.

Aussi, le besoin de connaître la température au point BTMS (généralement sous le stator 2), pour déterminer le TAT du futur équipement, accentue le besoin de calculer avec précision la température selon cet axe.

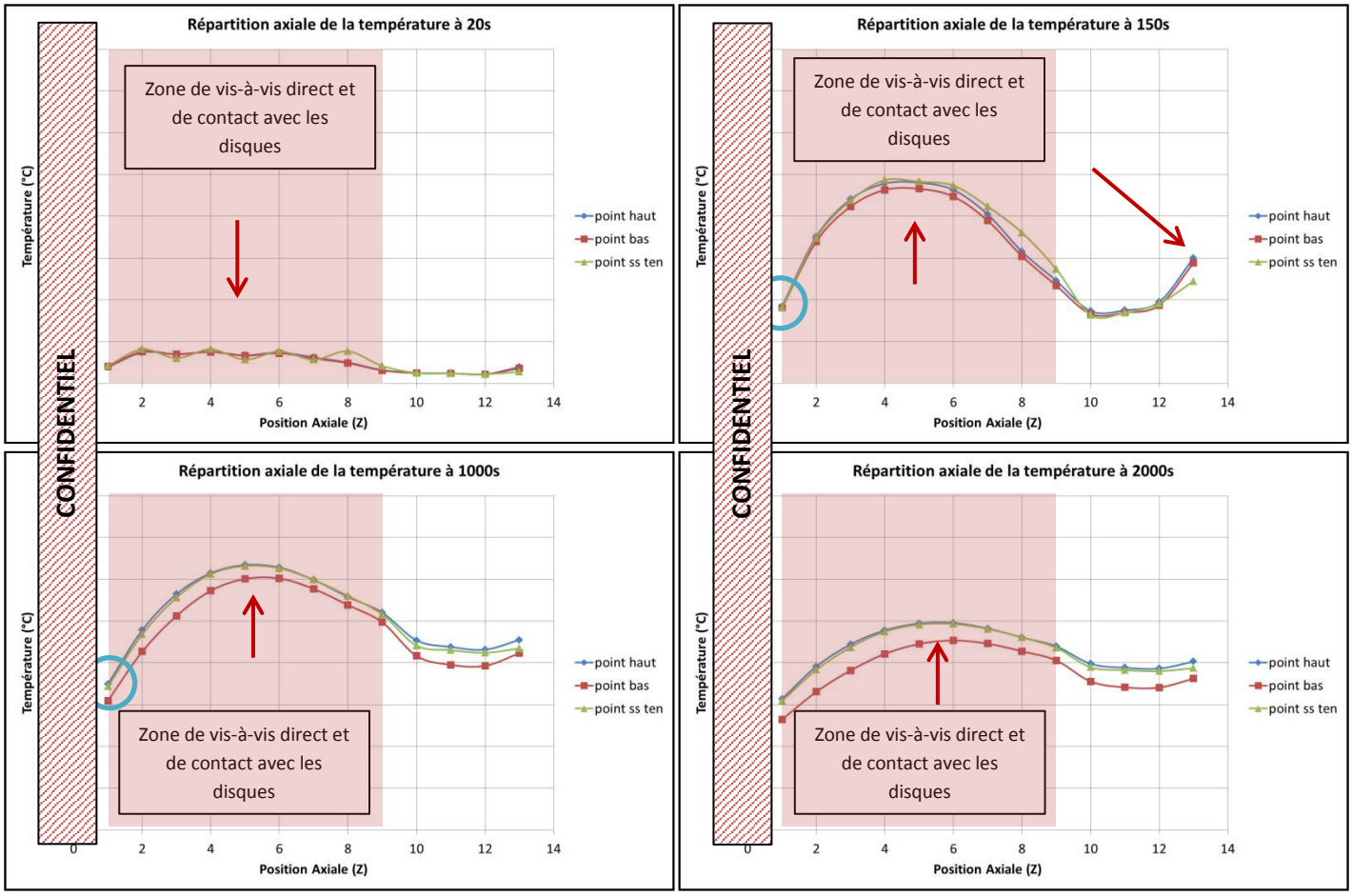


Figure 51 : Evolution spatiale de la température dans le tube suivant l'axe longitudinal Z.

L'analyse nous montre aussi l'importance des conditions aux limites dans la cinétique thermique du tube de couple. A l'extrémité droite (point 1), le tube est boulonné à l'essieu par la main d'essieu. Ce contact avec une pièce massique a pour effet de limiter la montée en température au niveau de l'extrémité du tube de torsion. A l'autre extrémité au niveau des pucks (sonde 13), le tube est en contact avec le carbone sur la face du stator 5, entrainant une chauffe plus importante que sur le voile (sondes 10, 11 et 12).

Comme pour la roue, le profil curviligne du tube de couple est assimilé à la dimension longitudinale Z pour prendre en compte la propagation de l'énergie le long des disques de carbone, jusqu'à l'extrémité recourbée du voile de tube jouant de conditions aux limites pour le dernier disque. Cet aspect de la propagation de la chaleur est aussi visible sur la Figure 52.

La dimension radiale R est simplifiable, dans la mesure où le gradient de température observé dans l'épaisseur du profil de tube est très faible en comparaison de l'axe Z. On observe qualitativement qu'il est inférieur à 10°C puisque cette zone est mince. On considère alors que la température est homogène dans l'épaisseur du profil de tube de couple.

De plus il n'existe pas de besoin particulier de connaître la température dans l'épaisseur du tube en pré-dimensionnement. Cela confirme la possibilité de formuler cette hypothèse.

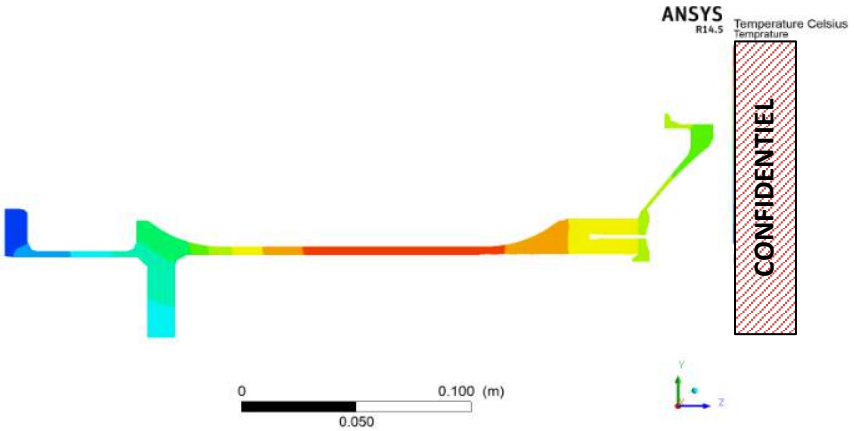


Figure 52 : Contour du gradient de température dans le tube à 500 secondes, vue en coupe.

Selon l'azimut Ω, nous observons l'apparition d'un gradient de température entre le point haut positionné à 0°, et le point bas à 180°, comme précédemment. Ce phénomène étroitement lié à la convection, est moins important que celui observé sur la roue. Cette différence de température s'élève à 50°C, ce qui n'est pas du même ordre que le gradient observé selon la direction transversale Z, autour des 400°C. Nous pouvons donc être tentés de réaliser cette simplification.

Comme pour la roue, il apparaît l'alternance d'un gradient de température de manière périodique suivant cette direction. Ce constat est la conséquence d'une succession de changement de conditions aux limites, d'absence ou de présence de contact avec le carbone par l'intermédiaire des tenons de tube. La différence de température n'est cependant pas suffisante pour considérer cet axe, car le tube n'est pas protégé d'un écran thermique comme la jante. Il est donc en vis-à-vis du carbone sans protection. Il en résulte un gradient du second ordre autour de 50°C entre une zone en contact ou sans contact avec le carbone.

La présence d'un tenon plus massique pour y loger la sonde BTMS, qui permet de monitorer l'état de température des freins, implique l'apparition d'un gradient important dépassant 100°C. Il est donc du même ordre que celui observé suivant la direction principale Z de propagation de l'énergie. De plus, la position de la sonde selon Ω peut varier en fonction des différents designs, et de la position du frein dans la roue dictée par la technologie de reprise de couple. Cette sonde est le seul moyen de déterminer le TAT de l'équipement qui est un Key Design Factor du produit. Nous faisons alors le choix de ne pas simplifier cette dimension.

CONFIDENTIEL

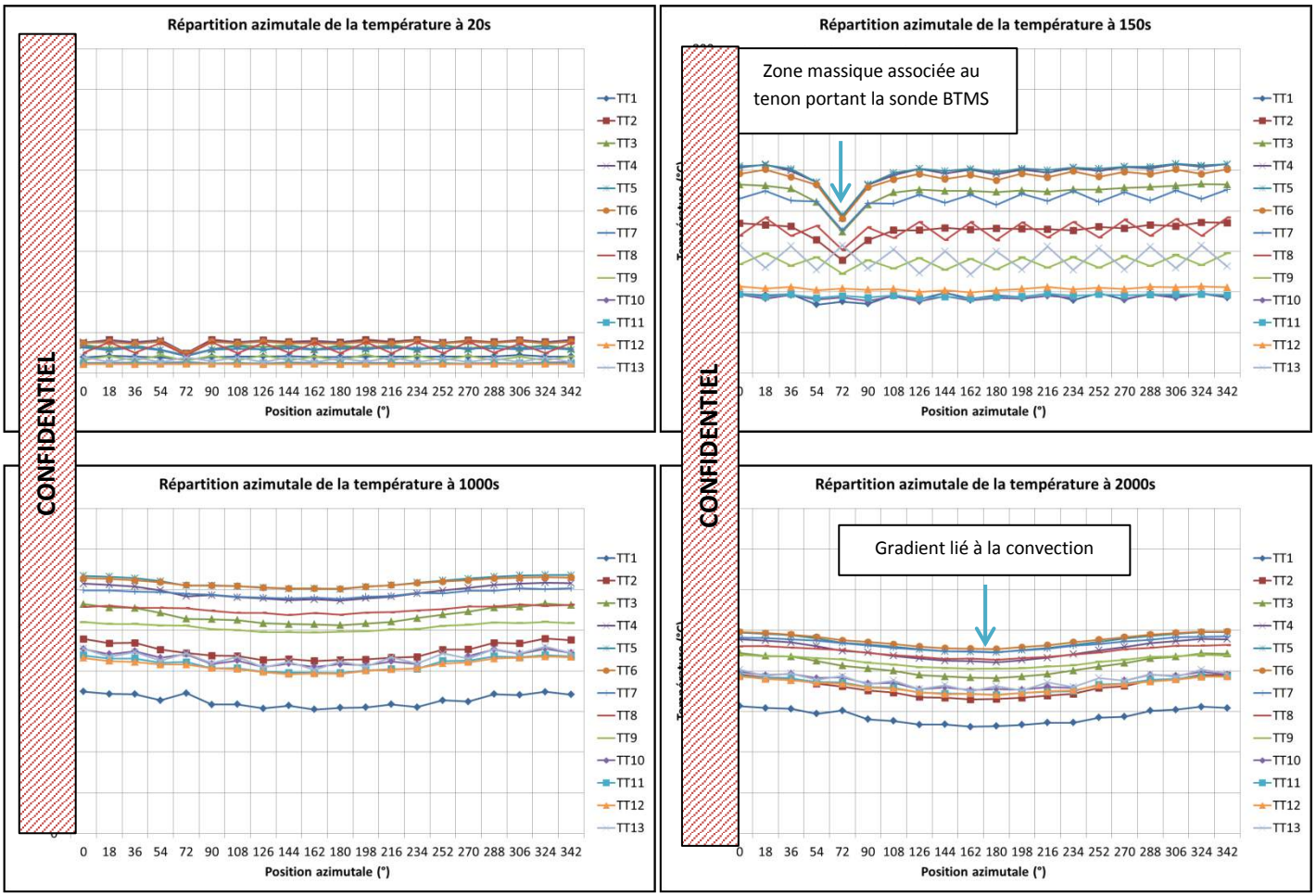


Figure 53 : Evolution spatiale de la température dans le tube suivant l'axe azimutal Ω.

Pour conclure sur le tube de torsion, nous pouvons considérer la température comme homogène dans l'épaisseur du profil de tube. Nous faisons le choix de maintenir le calcul du gradient dans les deux autres directions, azimutale et axiale suivant l'abscisse curviligne du tube de couple. Sur la direction azimutale, la simplification ne peut se faire que sur 180° en raison du phénomène de convection.

2.3.4.4 Couronne

Pour terminer cette analyse qualitative, nous nous intéressons à la couronne hydraulique équipée, dans laquelle sont logés les pistons. Cette pièce est la plus complexe de l'équipement, de par sa forme et sa constitution de plusieurs dizaines de pièces (ressorts, rondelles, joints,…). Nous devons réussir à simplifier le problème de diffusion de la chaleur, car une simulation sur une forme 3D de cette complexité rendrai caduque un outil de calcul pour notre besoin, en raison de la puissance nécessaire demandée.

CONFIDENTIEL

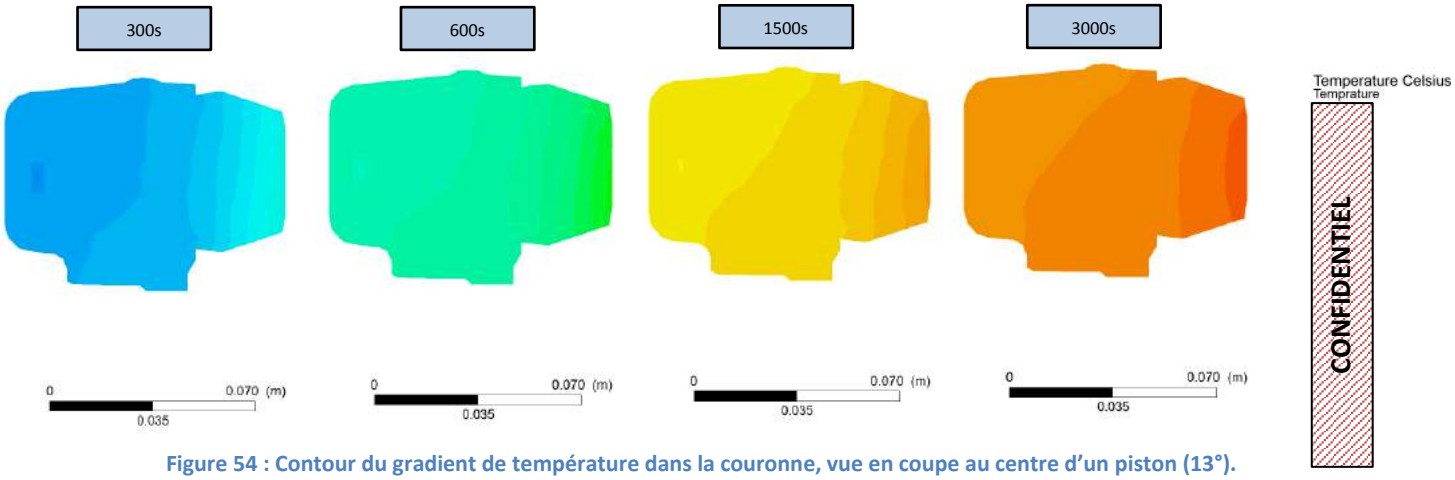


Figure 54 : Contour du gradient de température dans la couronne, vue en coupe au centre d'un piston (13°).

Sur la Figure 54, il est directement visible que le sens de propagation de l'énergie privilégié est avant tout axial, suivant Z. En revanche, on note que le gradient selon le rayon est peu visible avec le tracé des contours de température dans la couronne. Ainsi l'écart en température peut monter à 20°C entre l'isolant piston et le fond de couronne. En revanche, il est beaucoup plus faible entre le rayon intérieur et extérieur de la couronne, avec moins de 5°C maximum. On peut rapidement formuler l'hypothèse que la température peut être considérée comme homogène dans le rayon de la couronne, entre le diamètre interne et externe.

La direction azimutale est aussi à prendre en compte, car on observe un gradient de température non négligeable par rapport aux autres directions. En fin de cycle, nous pouvons observer les conséquences du phénomène de convection pouvant entrainer des écarts de 20°C entre le point bas et le point haut, comme l'illustre les figures suivantes. Ce phénomène est plus long à se mettre en place que pour les autres pièces telles que la roue et le tube, car la température impliquée dans les échanges convectifs est bien plus faible que sur des zones plus proches du carbone.

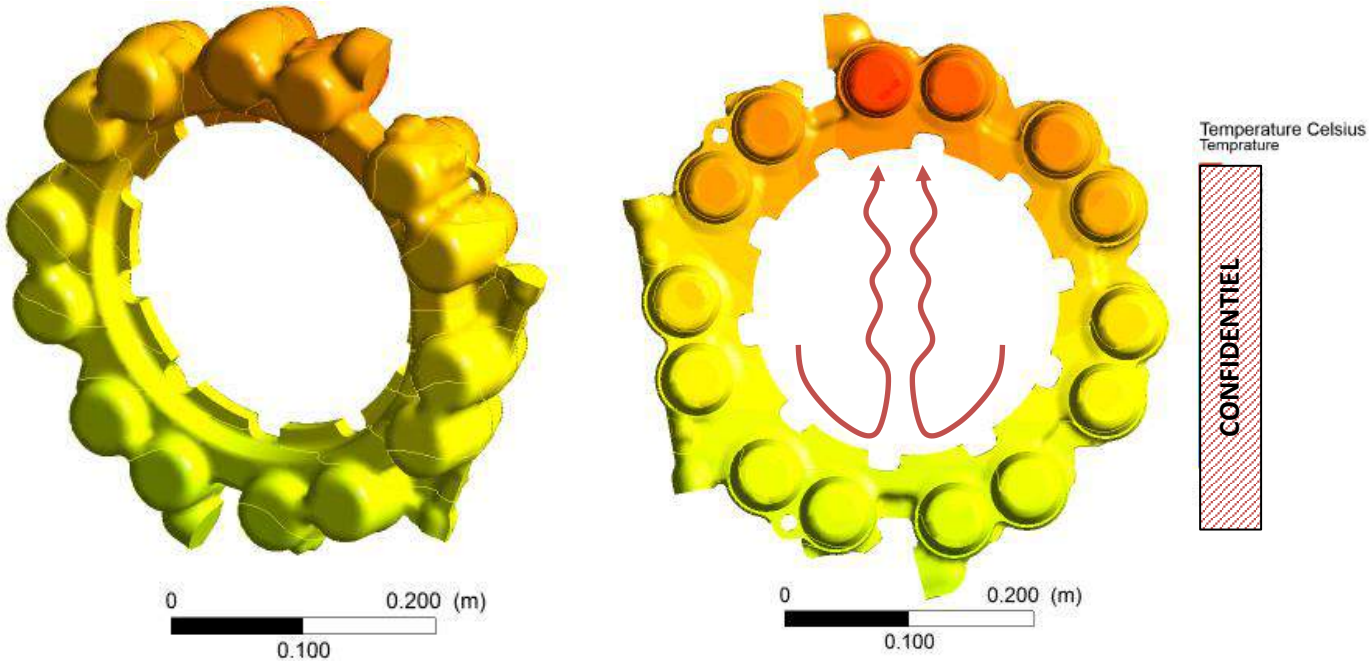


Figure 55 : Observation du gradient de température sur vue isométrique de la couronne à 3500s.

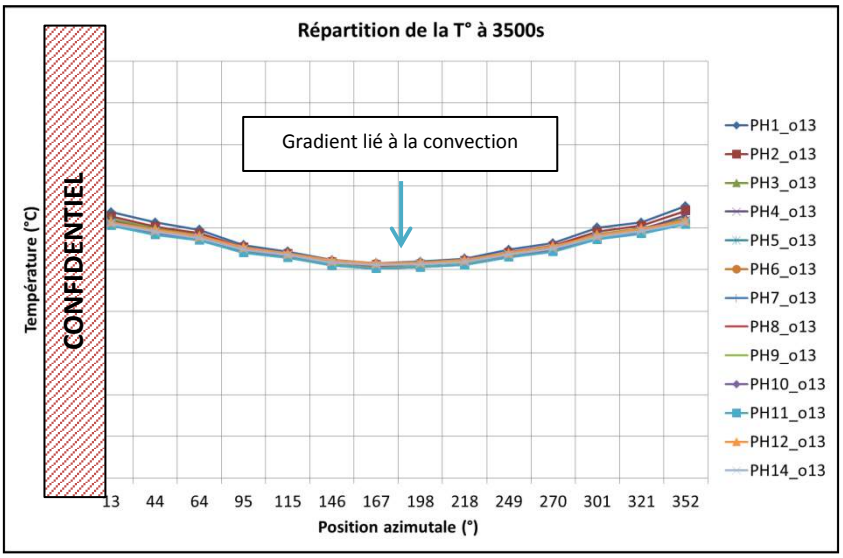


Figure 56 : Evolution spatiale de la température dans la couronne suivant l'axe azimutal Ω.

Il est donc préférable de considérer la température homogène selon le rayon de la couronne, mais de simuler les autres directions de propagation de l'énergie pour rester représentatif de la réalité. Nous avons donc réalisé notre analyse des directions de l'espace pouvant être simplifiées pour chaque sous-ensemble principal de l'équipement Roue & Frein. A postériori, il en découle des hypothèses à laquelle vont s'ajouter la modélisation des phénomènes d'échanges entre les zones. L'analyse quantitative des flux, doit nous permettre de formuler ses hypothèses restantes.

2.4 Analyse quantitative

2.4.1 Définition

Si l'analyse qualitative nous permet de décrire les directions principales de propagation de l'énergie dans l'équipement lors d'une sollicitation thermique, l'analyse quantitative nous apporte un complément d'information relatif aux mesures numériques des flux dans l'équipement. Analyser quantitativement les différents modes d'échanges des principales zones étudiées, c'est pouvoir émettre une série d'hypothèses simplificatrices du problème en qualifiant les phénomènes tels que, variant, constant ou négligeable dans le temps.

Pour cette partie, l'instrumentation concerne également un procédé numérique nous permettant de tracer l'évolution des grandeurs, et non une mesure sur banc d'essai. Il faut donc également rester prudent sur les conclusions tirées de cet exercice, car la modélisation numérique ne reste qu'une tentative de reproduction du réel.

2.4.2 Observation

Dans ce paragraphe, nous analysons les modes de transfert et leurs évolutions temporelles. Au sein de l'équipement Roue et Frein, nous disposons d'un grand nombre de surface de contact, et de surface mouillée par de l'air ou de l'azote. En fonction de leurs propriétés et leur nature, les échanges au travers de celles-ci peuvent être ignorés, simplifiés ou modélisés tel que le suggère la physique. A priori, nous n'avons aucune idée des surfaces sur lesquelles nous pourrions faire des simplifications.

CONFIDENTIEL

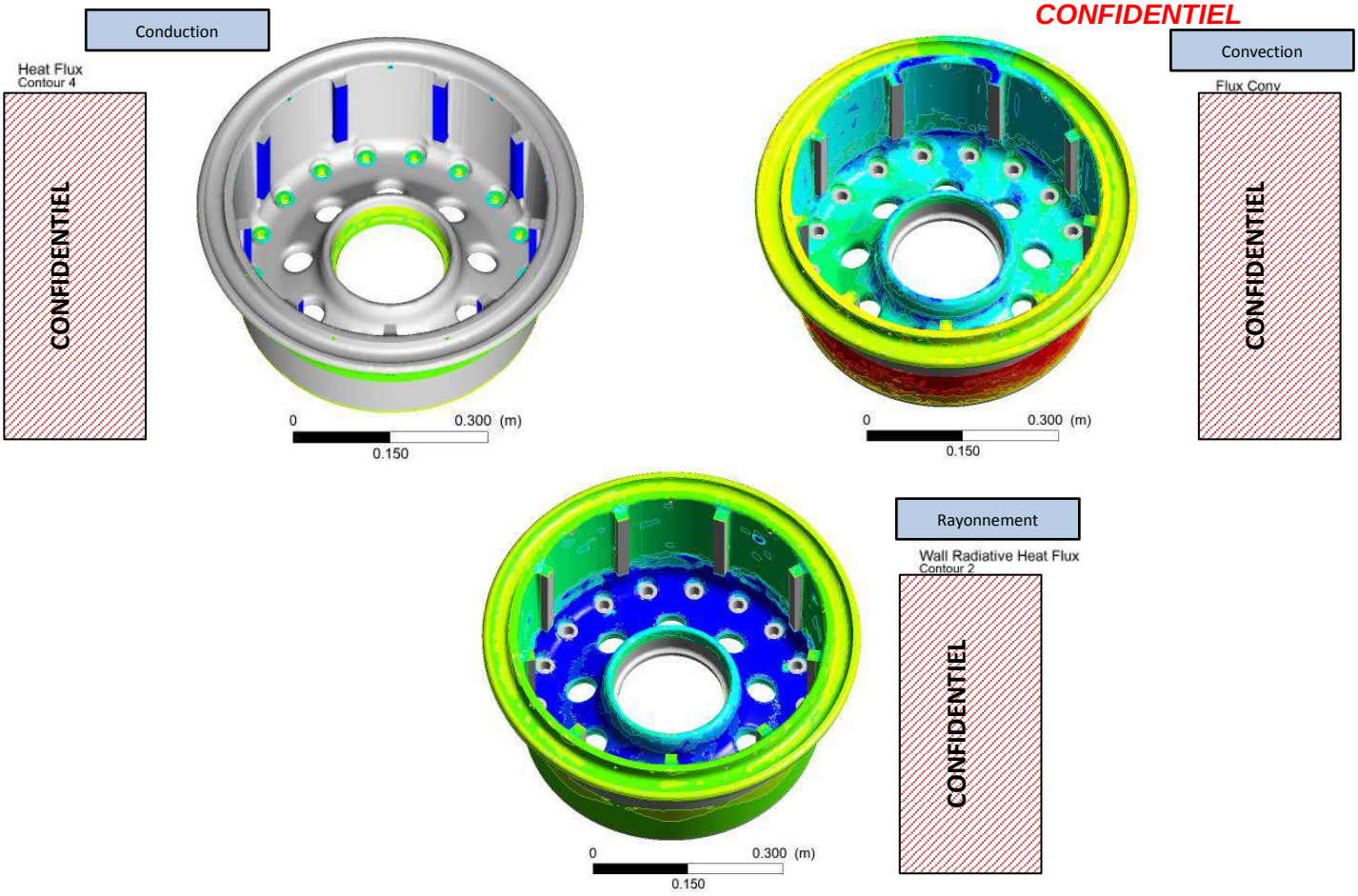


Figure 57 : Observation du gradient de densité de flux sur vue isométrique de la roue à 1000s.

2.4.3 Hypothèses

L'observation ci-dessus tend à nous faire supposer que même dans le cas d'une modélisation simplifiée, tous les phénomènes d'échange doivent être pris en compte, et sur toutes les surfaces. Ainsi les modèles à développer modéliseront tous les flux entrant et sortant des solides. Cette hypothèse est certes conforme à ce que l'on observe, mais peut se révéler consommatrice en termes de ressources de calcul. La problématique nous rappelle qu'il est indispensable de mettre en place un moyen rapide de calcul pour fournir des réponses dans un laps de temps court. Elle nous incite alors à vérifier par expérimentation numérique, la possibilité d'émettre de nouvelles hypothèses simplificatrices, notamment sur les modes de transferts prépondérants dans le système.

2.4.4 Expérimentation

Comme décrit dans le paragraphe Erreur ! Source du renvoi introuvable., l'analyse quantitative est menée râce au moyen de calcul Fluent sur les zones déjà évoquées. Les flux étant difficilement accessibles lors d'essais, nous mettons à profit l'outil numérique pour quantifier les phénomènes d'échange entre les différents éléments. La Figure 57 montre un exemple de la densité de flux pour les trois modes d'échange sur la roue à 1000 secondes. Nous avons développé un moyen automatique de calculer l'énergie transférée au travers des surfaces au cours du temps. Le processus est détaillé Figure 38.

Par convention, un flux positif est considéré comme absorbé par le solide étudié. En revanche, un flux négatif est assimilé à une cession d'énergie du solide vers son environnement. Une surface de contact est précédée du préfixe « contact- », et ne laisse passer qu'un flux de conduction. Une surface mouillée est repérée par le préfixe « w- » et est sujette aux flux de convection et de rayonnement.

2.4.5 Résultats et interprétation

Dans cette partie, nous analysons en particulier les flux thermiques au travers des surfaces qui composent les principales zones. L'analyse des résultats légitime des choix de simplification suivant un critère simple. Lorsqu'un flux est important et perdure dans le temps, il doit faire partie de la modélisation. Si le flux analysé reste majoritairement faible en comparaison des autres, il peut être simplifié en le considérant nul sur tout ou partie du cycle de freinage.

2.4.5.1 Disques de carbone

Les disques de carbone sont soumis à un flux représentatif de l'énergie dissipée par friction lors du freinage. Durant cette période, ils accumulent principalement de l'énergie et montent en température. L'analyse des flux sur le disque S2 Figure 58, graphique de gauche, montre que le flux généré aux interfaces communes avec R1 et R2 est bien plus important que ceux dissipés par le disque sur la période de freinage.

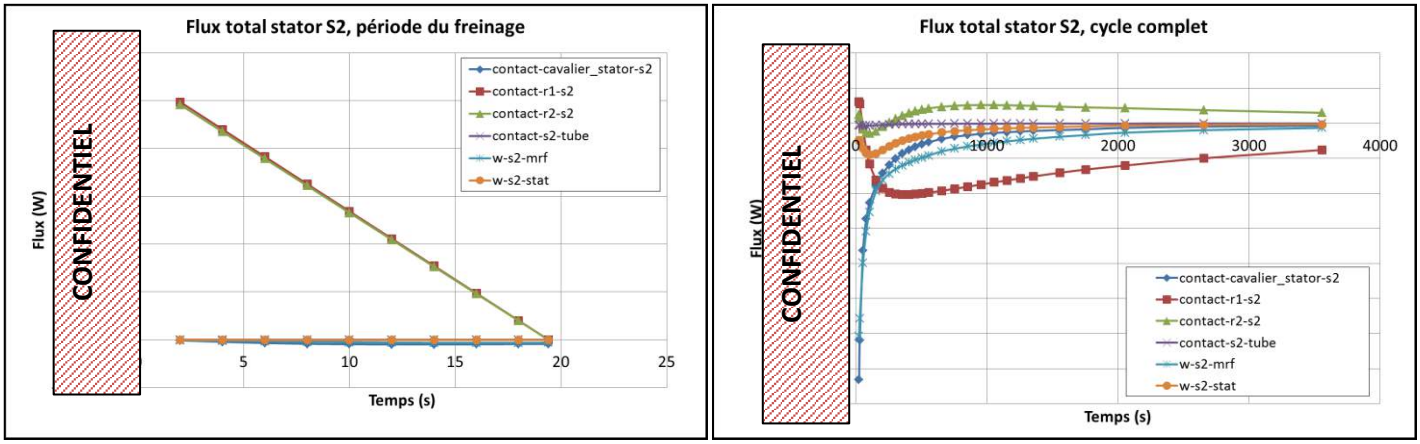


Figure 58 : Bilan de flux sur le disque stator S2, période pendant et post-freinage.

Sur le cycle complet, on note que les échanges entre le disque et son environnement ne sont pas négligeables. Les surfaces de contact comme les surfaces mouillées sont sujettes à des échanges d'énergie du même ordre. Aussi selon la période d'étude (phase de freinage notamment), certains flux peuvent être négligés.

Sur ces précédents graphes, on démontre l'importance de prendre en compte les échanges axiaux, mais aussi latéraux de l'ensemble de disques empilés. Les échanges d'énergie d'un disque à l'autre sont importants au travers des surfaces interstitielles de la source de chaleur. Ceux sur le diamètre externe et interne des disques le sont tout autant, par les contacts avec la roue ou le tube de couple, mais aussi les surfaces à l'air libre, mais uniquement sur la période de refroidissement.

Grâce à cette analyse, on calcule la proportion des modes d'échanges en période post-freinage. Il s'avère que pour le type de programme étudié, la convection ne représente que 13% des échanges sur un cycle d'une heure. Le diagramme Figure 59 permet d'établir un ordre d'importance pour la modélisation des phénomènes, en donnant la priorité à la modélisation de la conduction (tant vers la roue que le tube de couple), puis du rayonnement et de la convection. Cependant, il nous indique aussi que tous les modes d'échange sont du même ordre, démontrant l'importance de modéliser l'ensemble des phénomènes cités. Sur la période du freinage comme post-freinage, tous les phénomènes trouvent donc leur intérêt à être modélisés pour assurer la bonne représentativité du calcul en comparaison avec la réalité.

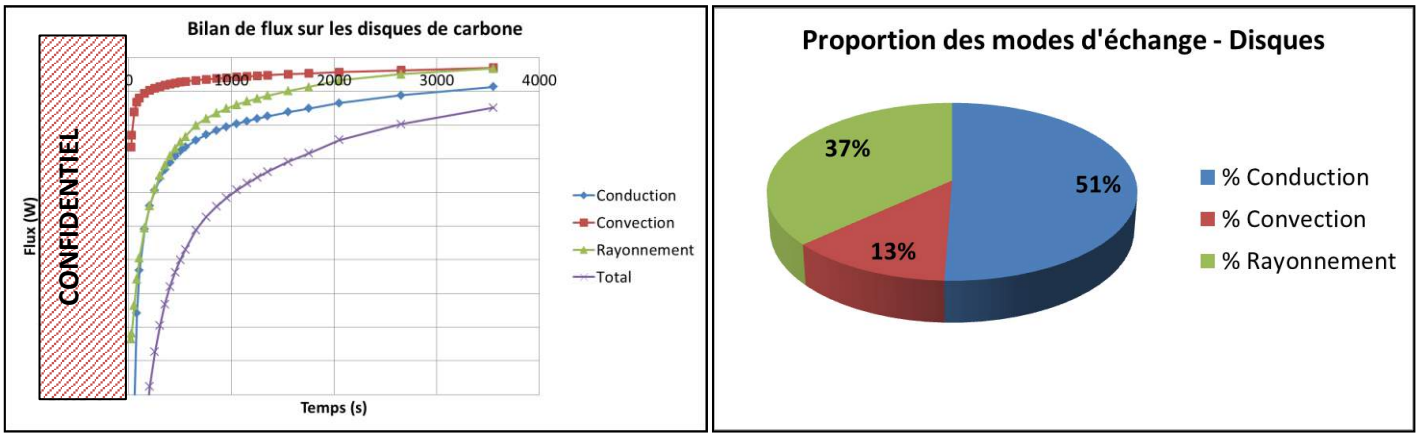


Figure 59 : Proportion des modes d'échange d'énergie pour l'ensemble de disques en période post-freinage.

2.4.5.2 Roue

La roue est une pièce complexe, sujette à divers échanges de natures différentes en raison du grand nombre de surfaces de contact avec son environnement extérieur, mais aussi ses surfaces en vis-à-vis avec le carbone. Un premier diagramme Figure 60 nous permet de quantifier la proportion des différents modes d'échange au sein de la roue côté frein, durant un cycle d'énergie standardisé. Nous en concluons comme pour l'ensemble de disque, qu'aucun mode d'échange ne peut être simplifié si nous souhaitons être représentatifs de la physique.

Le bilan de flux sur la roue nous indique aussi que sur le temps associé à ce cycle, proche d'une heure, la roue reçoit principalement de l'énergie ce qui contribue à son augmentation en température. Cet aspect met en évidence le caractère passif de la roue, qui possède une cinétique et inertie thermique plutôt lente en raison de sa forte masse et sa bonne capacité calorifique.

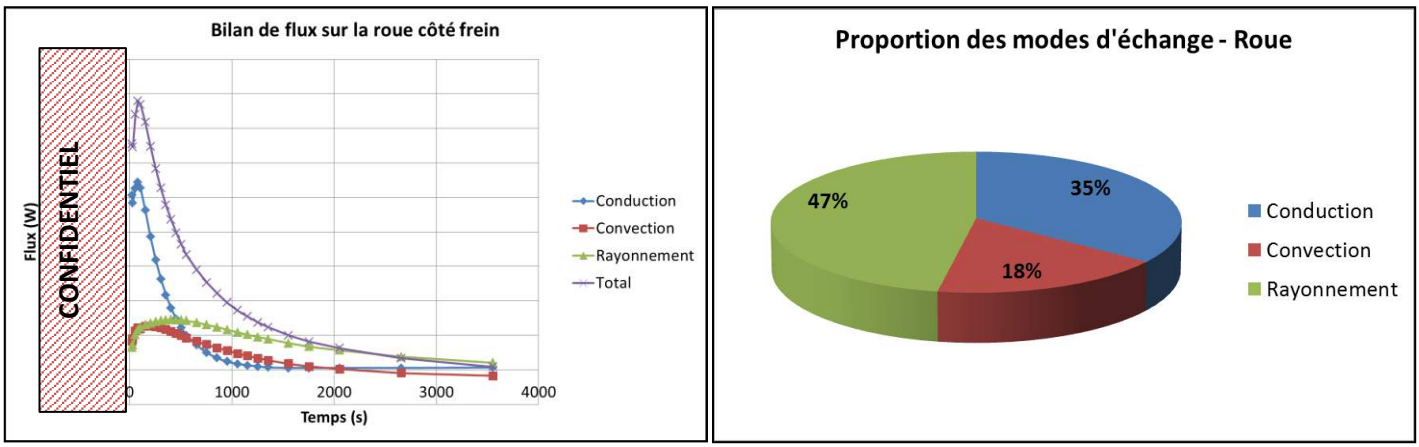


Figure 60 : Proportion des modes d'échange d'énergie pour la roue en période post-freinage.

Les graphes Figure 61 et Figure 62 démontrent l'importance de modéliser la conduction au travers des contacts avec l'environnement extérieur à la roue côté frein. Nous les avons encadrés de bleu. Au contraire, la faible masse de certaines pièces (rondelles, boulons, carter, écran de roue,…) nous permet de faire des simplifications. Les échanges par conduction avec ces éléments peuvent être négligés au cours du cycle. Ces contacts ne sont pas encadrés. Il nous faut alors impérativement modéliser un terme de conduction sur la roue, vers l'environnement extérieur au travers de la liste de surfaces :

- ⇨ Contact rotors / cavaliers / barrettes / roue.
- ⇨ Contact pneumatique / roue.
- ⇨ Contact roue côté valve / côté frein.
- ⇨ Contact roulement / roue.

Au regard des surface mouillées par du fluide encadrées de vert, la somme des échanges radiatifs et convectifs sont du même ordre que les flux de conduction sur les surfaces de contact, en particulier pour la surface mouillée par l'air. Les échanges sont plus faibles sur la surface mouillée par l'azote, mais nous faisons néanmoins le choix de modéliser les échanges sur cette surface. Les conséquences sur le temps de calcul seront négligeables. Tous les échanges solide-gaz seront alors simulés dans le modèle de calcul.

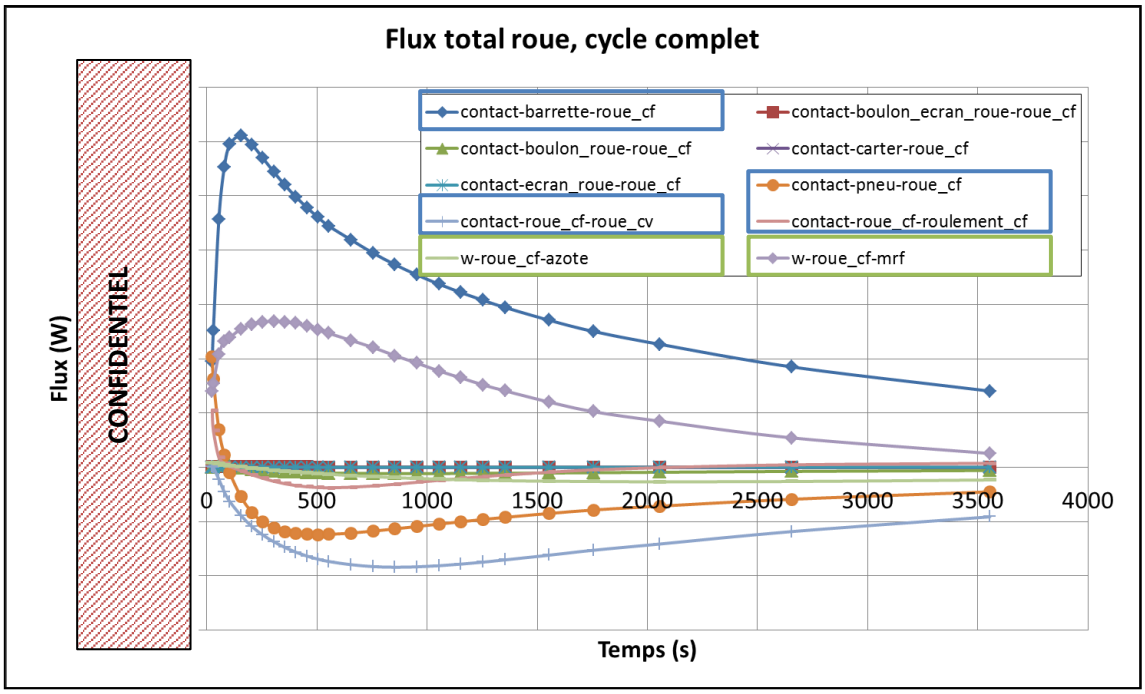


Figure 61 : Bilan de flux sur la roue, période post-freinage.

Le flux tracé sur les surfaces mouillées de la Figure 61 correspond à la somme du flux de rayonnement, et de convection. En les séparant Figure 62, nous constatons que chaque flux est du même ordre sur la surface mouillée par l'air (w-roue_cf-mrf). Il faudra donc bien modéliser les deux phénomènes. Le flux de rayonnement sur la surface mouillée par l'azote (w-roue_cf-azote) peut être négligé, mais la facilité d'intégration et de mise en œuvre, et le faible impact sur le temps de calcul nous incite à garder ce mode d'échange sur cette surface.

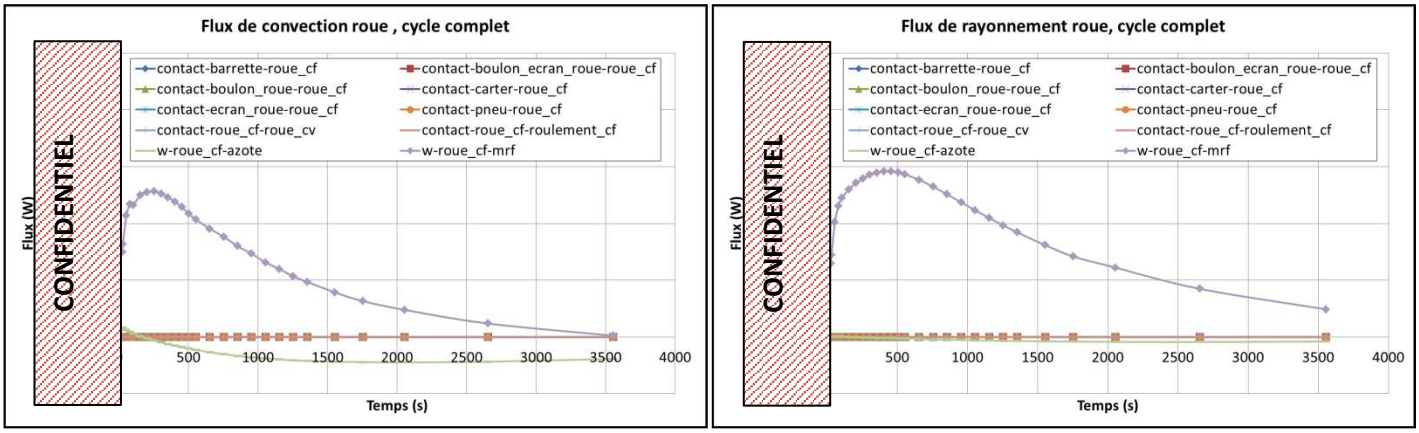


Figure 62 : Bilan de flux convectif et radiatif sur la roue, période post-freinage.

L'échauffement du pneumatique au talon du pneu en contact avec la jante doit être pris en compte. Lors des phases de freinage, de roulage, de relance ou d'accélération, la déformation du talon entraine un échauffement local du pneumatique. Cet échauffement est suffisamment important pour avoir une

influence sur la température au bead seat. La Figure 63 démontre qu'en analysant le calcul Fluent, qui prend également en compte ce phénomène, la roue reçoit le plus d'énergie sur la phase de freinage de la part du pneumatique (courbe orange).

L'échauffement des roulements fait aussi partie intégrante des phénomènes à modéliser. En effet, lors d'une phase de freinage ou roulage, la friction des billes ou des rouleaux entraine une dissipation d'énergie vers le moyeu et l'essieu. Cela entraine un échauffement local sur l'analyse des températures au cours du temps Figure 63 (courbe rose).

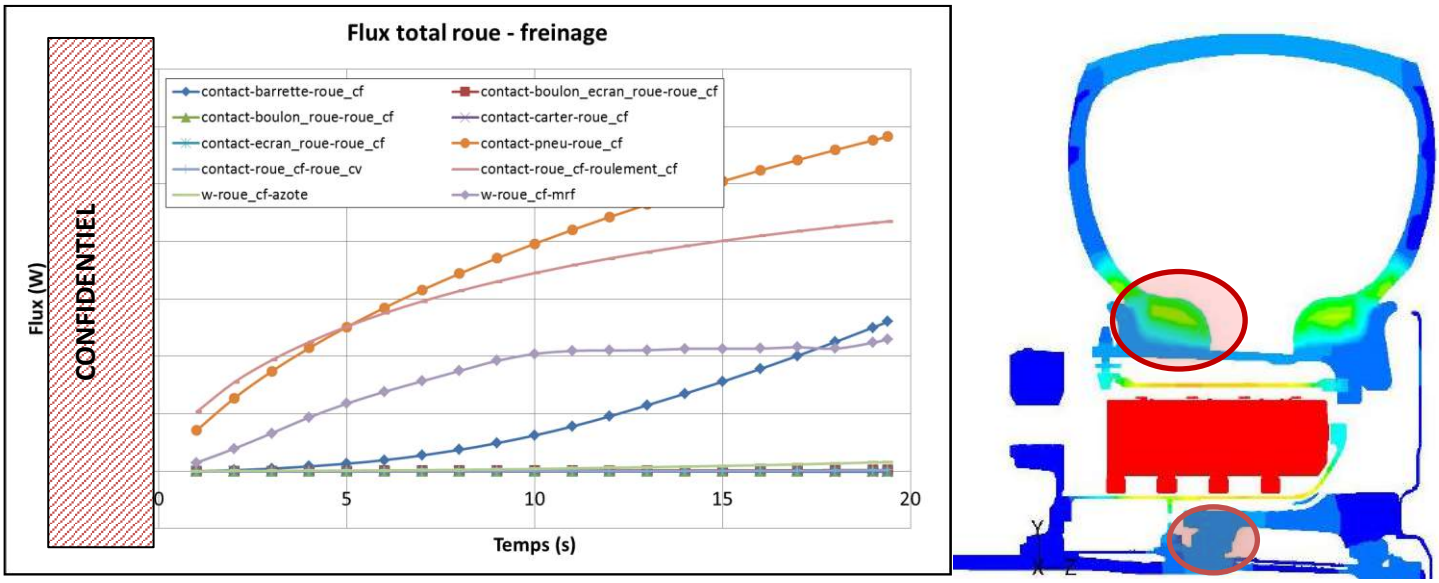


Figure 63 : Bilan de flux sur la roue, période de freinage et champ de température associé à 20 secondes.

2.4.5.3 Tube

Nous suivons le même procédé d'analyse pour le tube de torsion. Cette pièce en contact avec le carbone est chauffée de manière conséquente peu après le freinage, et transmet de l'énergie à son environnement par divers modes d'échange. L'analyse des flux démontre que l'énergie est majoritairement reçue par rayonnement provenant des disques de carbone. Au contraire, malgré le contact avec le carbone par l'intermédiaire des cavaliers, la conduction sert d'avantage le refroidissement du tube au travers une multitude de contacts avec son environnement. La convection ne représente que 6% des échanges d'énergie, car cette pièce est dans une zone confinée. Ces résultats tendent à nous faire faire l'hypothèse que les échanges convectifs sur le tube sont négligeables. En raison de la diversité des designs, mais aussi de l'incertitude du code de calcul Fluent, nous préférons considérer la convection comme présente et de l'implémenter sur le tube dans le code de calcul, au même titre que la conduction et le rayonnement.

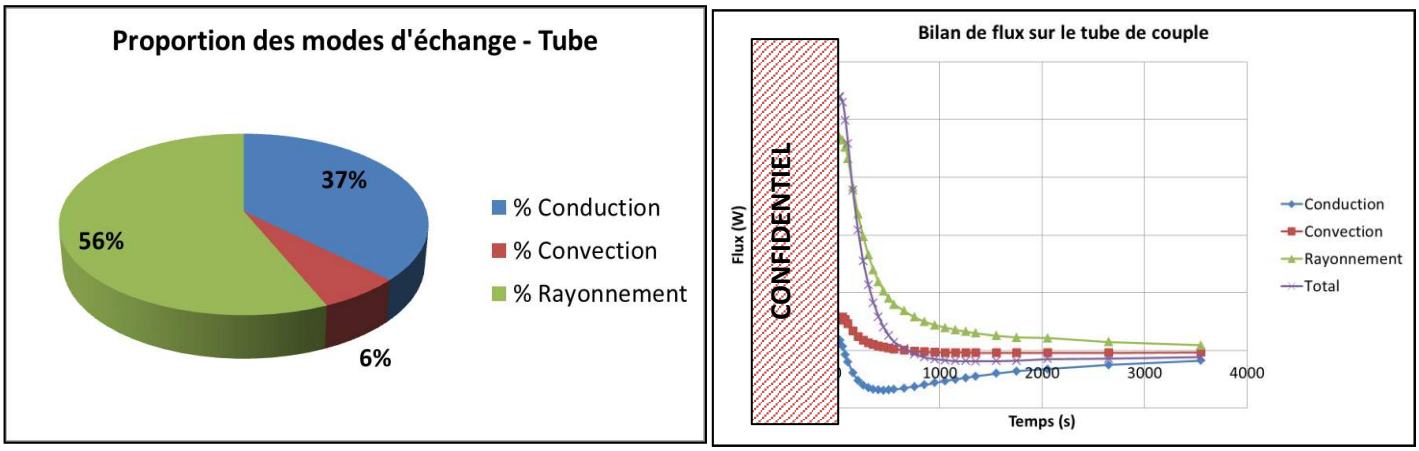


Figure 64 : Proportion des modes d'échange d'énergie pour le tube de torsion en période post-freinage.

Les flux sont tracés séparément par modes de transfert Figure 65. Ils montrent que certaines surfaces de contacts peuvent être simplifiées pour la conduction. Chaque flux de conduction semble négligeable en comparaison du flux radiatif. Mais leur somme correspond à 37% des échanges sur le cycle. Nous faisons alors le choix de modéliser la majeure partie de ces flux.

Les contacts avec les boulons et l'écran de tube seront négligés, car l'énergie qui transite par ces surfaces est minime en comparaison des autres chemins propices aux échanges. Le contact avec la plaque arrière n'est pas considéré car elle est une technologie obsolète. Nous faisons dans ce cas l'hypothèse d'un tube monobloc pour chaque programme. Cette technologie qui s'oppose à la propagation d'énergie dans le tube sera comprise dans la modélisation de la conduction interne au tube. Le protecteur d'essieu est une zone de faible masse, et considéré intégrée à ce dernier. Les contacts associés seront donc fusionnés. Enfin les contacts directs entre le tube et le carbone sont généralement de très petites surfaces, laissant passer une faible quantité d'énergie en comparaison des autres contacts. La conduction du carbone vers le tube ne sera prise en compte qu'au travers des cavaliers. Nous pouvons établir la liste des contacts modélisés :

- ⇨ Contact essieu / tube.
- ⇨ Contact couronne / tube.
- ⇨ Contact stators /cavaliers / tube.

Le rayonnement est le mode d'échange le plus important sur le tube. Vers le volume d'air clos, l'énergie qui transite au travers de la surface est suffisamment faible pour être simplifiée. L'analyse est identique pour la convection où nous choisissons de négliger l'énergie qui transite vers le volume clos. Vers l'air ambiant, les phénomènes de convection et le rayonnement seront tous deux modélisés.

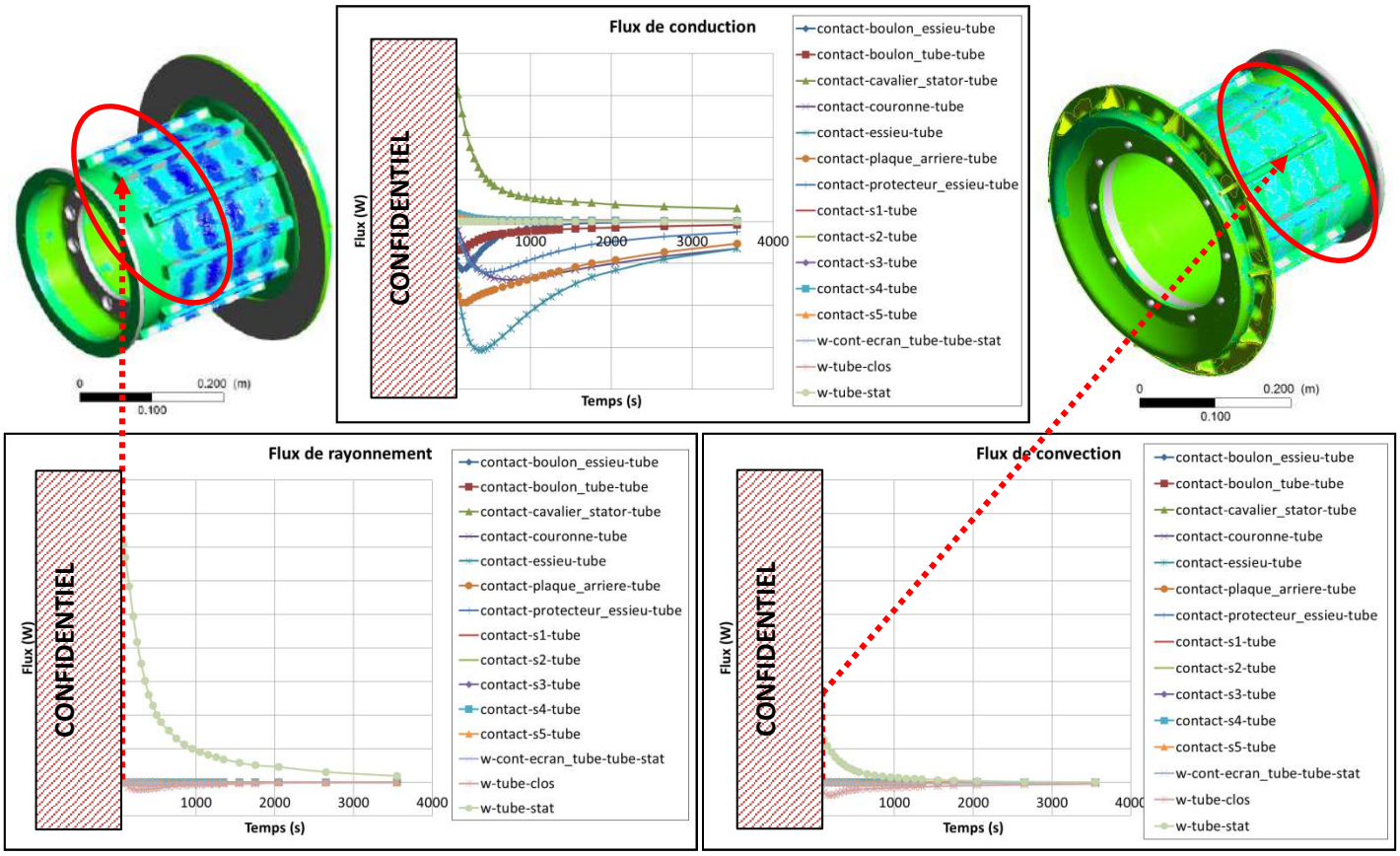


Figure 65 : Bilan de flux conductif, convectif et radiatif sur le tube en période post-freinage.

2.4.5.4 Couronne

Nous terminons cette analyse par l'étude des flux sur la couronne au cours du cycle (Figure 66). Sans la prise en compte des échanges vers l'extérieur, la modélisation ne peut donner des résultats précis. Si chacun des modes d'échange influe de manière différente la cinétique thermique du système, l'échange global par conduction doit être pris en compte car c'est le principal mode de transfert le plus influent dans la cinétique thermique de la couronne. Sur un design de technologie à main d'essieu, la conduction représente au total 50% des échanges entre la couronne et son environnement.

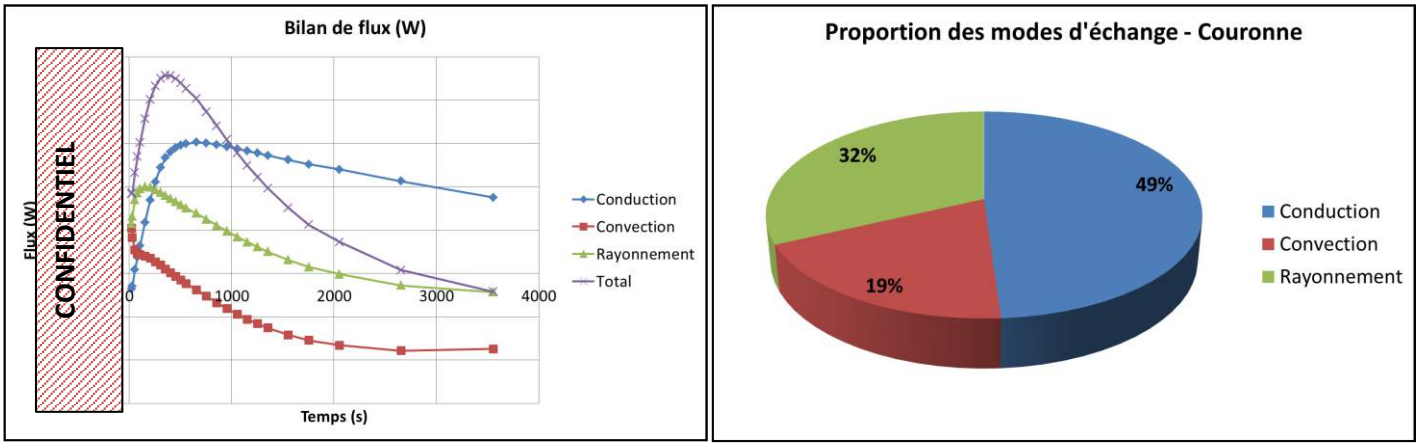


Figure 66 : Proportion des modes d'échange d'énergie pour la couronne en période post-freinage.

Les autres phénomènes ne sont pas négligeables. Il faudra donc inclure dans la modélisation, l'ensemble des modes d'échange d'énergie entre la couronne et son environnement.

Par cette analyse nous soulignons pour ce type de conception, que la conduction est la principale cause de l'échauffement de la couronne en raison du nombre élevé de pistons et surtout par le contact avec

le tube via une liaison boulonnée. Suivant certaines technologies de reprise de couple, il peut exister un contact entre la couronne et l'essieu. Nous veillerons aussi à ce qu'il soit modélisé. Nous pouvons ainsi établir la liste des contacts à modéliser pour la couronne :

- ⇨ Contact tube / couronne.
- ⇨ Contact piston / couronne.
- ⇨ Contact essieu / couronne (si existant).

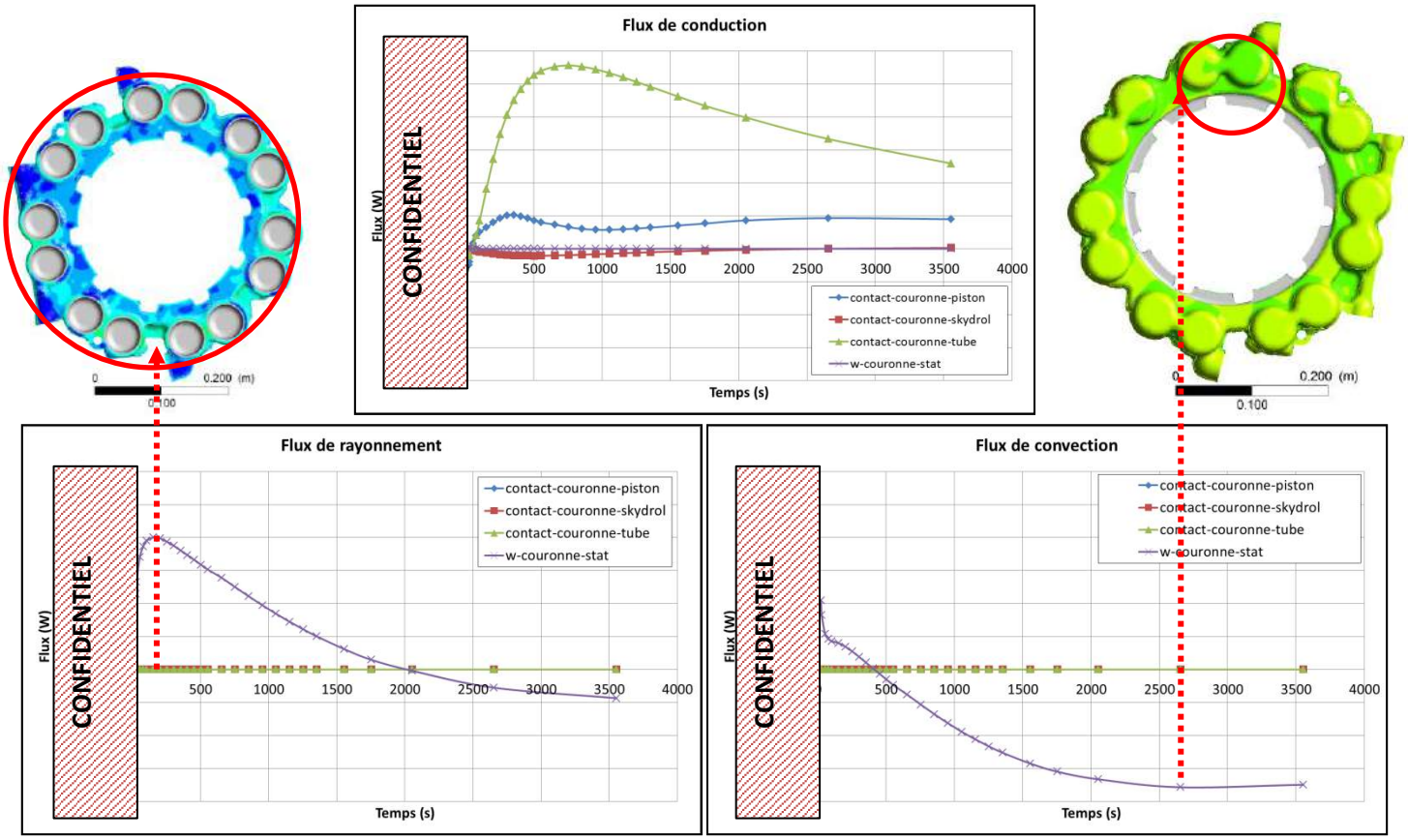


Figure 67 : Bilan de flux conductif, convectif et radiatif sur la couronne en période post-freinage.

Etonnamment, notons à partir de la Figure 67 que la couronne chauffe principalement par conduction par le contact du tube, alors qu'on aurait pu penser que la majorité de l'énergie provenait des pistons. Ces deux phénomènes seront à prendre en compte avec précision si l'on souhaite modéliser correctement la cinétique thermique de la couronne. Aussi, le flux de rayonnement est de même importance que la conduction provenant du tube de couple. Ce phénomène sert majoritairement l'échauffement de la couronne, et découle du vis-à-vis entre le premier stator et la couronne. Il faudra modéliser cet échange à la fois sur cette surface, mais aussi celle dirigée vers l'air ambiant au dos de la couronne, participant au refroidissement de la pièce en fin de cycle. Le flux de convection est du même ordre que les autres, en particulier en fin de cycle. Il participe en priorité au refroidissement de la couronne.

Les trois modes d'échange sur les contacts et la surface mouillée de la couronne seront alors inclus dans la modélisation, pour être au mieux représentatif de la réponse thermique du volume à la sollicitation imposée.

2.5 Conclusion

Dans cette partie nous mené une analyse exhaustive du modèle de développement 3D. Nous sommes ainsi en mesure de mette à jour nos hypothèses de départ, compte tenu des observations et des conclusions faites à partir des résultats obtenus. Pour répondre à l'objectif de création d'un outil de simulation thermique en phase d'appel d'offres, nous avons dégagé des conjectures qui permettent à la fois de satisfaire le besoin en pré-dimensionnement en termes de précision de la solution générée, mais aussi en termes de temps de calcul contenu sur une machine de bureau.

La mise à jour des hypothèses de simulation nous permet de construire le modèle. A partir des résultats et des futures analyses associées, nous pourrons éventuellement remettre à jour certaines de ces hypothèses, et en corriger certains aspects.

Mise à jour des hypothèses :

Le comportement thermique du puits de chaleur ou ensemble de disques peut être simulé par une modélisation 1D, considérant la température homogène par sections dans le rayon et l'azimut, et avec échanges sur les surfaces axiales et latérales. Tous les modes de transferts seront modélisés tel que le récapitule le tableau ci-après :

Phénomène	Description	Axes
Conduction	Diffusion de l'énergie dans la matière	1D, Axial (Z), homogène par section (R,Ω)
Phénomène	**Description**	**Surfaces**
Conduction	A l'interface des disques	Contacts rotors/stators
	Vers la roue	Contacts carbone / cavaliers / barrettes / roue
	Vers le tube	Contacts carbone / cavaliers / tube
	Vers la couronne	Contacts carbone / pistons / couronne
Convection	Vers l'air ambiant	Parois axiales gauche et droite Parois latérales de diamètre interne et externe
Rayonnement	Vers la couronne	Paroi axiale à gauche
	Vers le tube	Parois latérales de diamètre interne Paroi axiale à droite
	Vers la roue	Parois latérales de diamètre externe

Tableau 4 : Synthèse de la modélisation des phénomènes dans les disques de carbone

La réponse à une sollicitation thermique de la roue côté frein peut être approximée avec suffisamment de précision pour un modèle de pré-dimensionnement, avec la mise en place d'une modélisation 2D suivant le profil de jante sur 180°. La température peut être considérée homogène dans l'épaisseur du profil de jante. Aussi tous les modes de transferts seront représentés par leur description mathématique tel que décrit dans la table ci-dessous. Les flux latéraux vers son environnement seront également modélisés sur les « parois interne et externe ».

La modélisation du tube suit les mêmes hypothèses. Il existe des variantes dans la description des modes de transfert selon des surfaces différentes détaillées Tableau 6. Ces variantes ne concernent que les conditions aux limites et les surfaces selon lesquelles sont modélisés les échanges. En règle générale, le tube de couple à un nombre de tenons lié aux exigences de tenue mécanique de l'ensemble. Nous ferons ici l'hypothèse supplémentaire qu'il possède le même nombre de tenons que la roue n'a de barrettes. Cette hypothèse est acceptable en pré-dimensionnement.

Phénomène	Description	Axes
Conduction	Diffusion de l'énergie dans la matière	2D, Axial (épaisseur) et azimutal (Ω), homogène dans l'épaisseur du profil (R)
Phénomène	**Description**	**Surfaces**
Conduction	Vers le carbone	Contacts roue_cf / barrettes / cavaliers / rotors
	Vers le pneumatique	Contact roue_cf / pneumatique
	Vers la roue côté valve	Contact roue_cf / roue_cv
	Vers le roulement côté frein	Contacts roue_cf / roulement_cf
Convection	Vers l'air ambiant	Parois axiales gauche et droite Parois latérales de diamètre interne et externe
	Vers l'azote	Parois latérales de diamètre externe
Rayonnement	Vers le carbone	Paroi latérale de diamètre interne
	Vers le tube	Paroi latérale de diamètre interne
	Vers l'air ambiant	Parois axiales gauche et droite Parois latérales de diamètre interne et externe
	Vers l'azote	Parois latérales de diamètre externe

Tableau 5 : Synthèse de la modélisation des phénomènes dans la roue

Phénomène	Description	Axes
Conduction	Diffusion de l'énergie dans la matière	2D, Axial (profil) et azimutal (Ω), homogène dans l'épaisseur du profil (R)
Phénomène	**Description**	**Surfaces**
Conduction	Vers le carbone	Contacts tube/ cavaliers / stators
	Vers la couronne	Contact tube / couronne
	Vers l'essieu	Contact tube / essieu
Convection	Vers l'air ambiant	Paroi axiale droite Parois latérales de diamètre interne et externe
Rayonnement	Vers le carbone	Paroi latérale de diamètre externe
	Vers la roue	Paroi latérale de diamètre interne
	Vers l'essieu	Paroi latérale de diamètre interne

Tableau 6 : Synthèse de la modélisation des phénomènes dans le tube de couple

Enfin, la couronne hydraulique peut être représentée par un modèle 2D, considérant l'évolution de l'énergie axiale et azimutale, et la température constante sur son rayon. Les échanges suivant les surfaces axiales et latérales seront aussi prises en compte, selon tous les modes de transferts. L'ensemble est résumé dans le Tableau 7 :

Phénomène	Description	Axes
Conduction	Diffusion de l'énergie dans la matière	2D, Axial (Z) et azimutal (Ω), homogène dans l'épaisseur du rayon (R)
Phénomène	**Description**	**Surfaces**
Conduction	Vers le carbone	Contacts couronne / pistons / carbone
	Vers le tube	Contact couronne / tube
	Vers l'essieu (si existant)	Contact Couronne / essieu
Convection	Vers l'air ambiant	Parois axiales de gauche et droite Paroi latérale de diamètre externe
Rayonnement	Vers le carbone	Paroi axiale de droite
	Vers l'essieu	Paroi axiale de gauche Paroi latérale de diamètre externe

Tableau 7 : Synthèse de la modélisation des phénomènes dans la couronne

Pour finaliser la modélisation, il convient d'avoir des conditions aux limites représentatives pour les quatre principales pièces. En plus d'un couplage et d'une interaction entre chaque modèle, nous avons la nécessité de représenter le comportement thermique des autres zones de l'équipement Roue et Frein telles que :

- ⇨ Le pneumatique.
- ⇨ Le roulement côté frein.
- ⇨ La roue côté valve.
- ⇨ L'essieu.
- ⇨ L'azote.

Puisqu'elles représentent une proportion de masse importante de l'équipement, mais qu'aucune exigence n'est attendue sur ces zones lors du pré-dimensionnement (absence de Key Design Factor), le calcul d'une température moyenne de la zone suffit à décrire la cinétique thermique de la zone. Cette température calculée par une modélisation 0D, suffit à surveiller la cinétique thermique de la pièce en question, ainsi que de représenter avec un degré de précision suffisant les conditions aux limites des modèles 1D et 2D plus lourds. Leurs caractéristiques peuvent être résumées dans le Tableau 8 :

Phénomène	**Description**	**Axes**
Conduction	Accumulation de l'énergie dans la matière	0D, Nodal, homogène dans le volume (Z, R, Ω)
Phénomène	**Description**	**Surfaces**
Conduction	Vers son environnement	Contacts
Convection	Vers son environnement	Surfaces mouillées
Rayonnement	Vers son environnement	Surfaces mouillées

Tableau 8 : Synthèse de la modélisation des phénomènes des conditions aux limites (pièces de l'équipement)

La synthèse de tous ces éléments d'analyse nous permet de schématiser l'ensemble Roue et Frein, et d'établir les équations régissant les phénomènes. Dans le chapitre IV, nous nous intéressons à la mise en place de la solution, et la construction du solveur thermique suivant des méthodes analytiques et numériques.

Chapitre 3: Développement d'outils de simulation directe

3.1 Introduction

Au chapitre précédent, nous avons pu mettre en place une stratégie de modélisation afin de répondre au besoin identifié aux paragraphes 1.2.2.3.1 à 1.2.2.3.4 du chapitre I. Ce travail va nous permettre de donner les bases de développement de l'outil de calcul d'une part, et de respecter les contraintes imposées par le projet d'autre part [47]. Les contraintes de cette solution logicielle sont rappelées ci-dessous :

- ⇨ Validation de la masse carbone par calcul de la température en plusieurs zones clés.
- ⇨ Calcul rapide, sujet à de nombreuses itérations de paramètres.
- ⇨ Solution représentative de la réalité, en comparaison d'essai sur programmes en service.

Dans cette partie nous nous efforcerons de mettre en place un ou plusieurs moyens de simulation. Nous n'avons pas d'exigence à priori sur le type d'outil à développer, qu'il soit numérique ou analytique. Naturellement, les solutions analytiques sont privilégiées pour leurs qualités étant en accord avec nos contraintes ci-dessus. Le sujet porte donc sur la description mathématique de la diffusion de la chaleur au sein d'un matériau, par résolution analytique et numérique. Aussi, il porte sur la description mathématique des phénomènes analysés dans le chapitre précédent.

Dans un premier temps, il convient de développer la solution sur des cas simples représentatifs de la géométrie observée dans l'équipement. Ces configurations simples seront utilisées pour valider mes modèles développés de diffusion thermique dans les systèmes étudiés, soumis à des conditions aux limites particulières. La définition des frontières du domaine s'inspireront des constats basés sur les analyses du chapitre précédent. Les actions réalisées lors de cette étape serviront de base pour le développement de la future solution.

Par la suite, le développement de l'outil sera appliqué à des cas plus complexes dont le but est d'implémenter pour chaque nouvelle étape, une modélisation plus poussée de la physique, et de la diffusion de l'énergie dans le système. Ce sera aussi l'opportunité d'améliorer notre compréhension des phénomènes physiques et du comportement thermique d'une roue et d'un frein d'avion. Par ces modélisations, nous aurons ainsi l'occasion de proposer un concept peu coûteux de refroidissement du frein, améliorant le Turn Around Time et diminuant la température au bead seat.

Pour terminer, nous nous efforcerons de modéliser l'ensemble de l'équipement, en restant dans le cadre définit par les hypothèses du problème. Le but étant que l'outil de simulation réponde du mieux possible au besoin. A cette occasion des corrélations entre des calculs et des essais réalisés sur des équipements connus et maîtrisés, seront effectuées. Nous pourrons conclure sur des voies d'amélioration de l'outil, mais aussi sur sa capacité à répondre à la problématique en vue d'une industrialisation au sein de l'Entreprise, et d'une classification par niveau de maturité TRL.

Nous invitons le lecteur à consulter l'annexe 1, qui expose la modélisation analytique et numérique de la température dans un disque soumis à un flux de freinage et à de la convection. Il s'agit d'une brique trop élémentaire de modélisation directe, pour être détaillée avec précision ici.

3.2 Température dans un ensemble de disques empilés

3.2.1 Description du problème

Comme expliqué dans l'Annexe 1, la modélisation ayant été validée sur un problème simple, nous appliquons la démarche sur un ensemble de disques empilés, à valider selon le même processus. Nous ajoutons d'autres hypothèses détaillées en 3.2.2.

Le problème peut être schématisé de la manière suivante. Un ensemble de disques, allant du stator 1 à 5 et du rotor 1 à 4, est soumis sur ses faces de contact à un flux thermique généré par frottement. Sur sa face de gauche et de droite il est laissé à l'air libre, avec lequel il échange son énergie par convection.

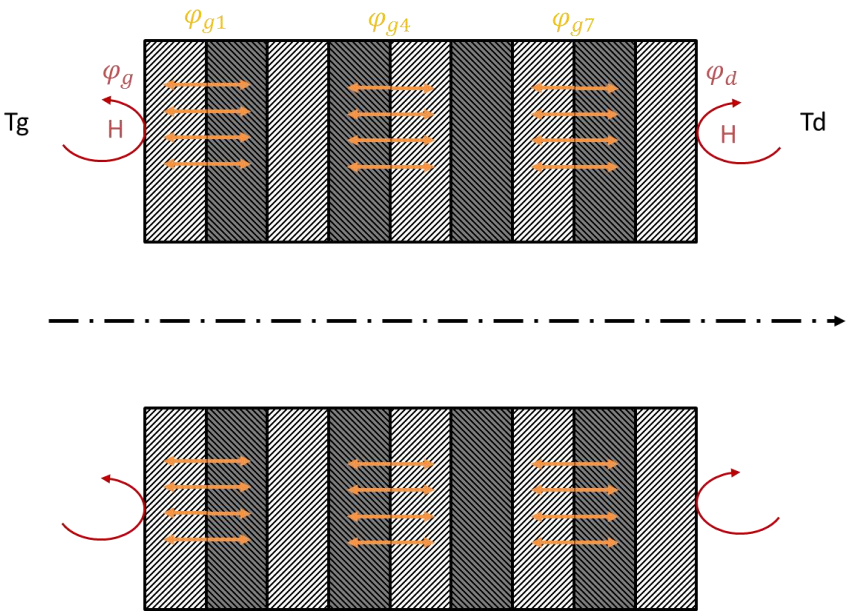


Figure 68 : Schéma du problème de diffusion de la chaleur dans un dispositif multi-disques

Ce problème peut tout à fait se simplifier une nouvelle fois, tel qu'il l'a été démontré dans le chapitre précédent. La diffusion de l'énergie est considérée comme unidirectionnelle, par une modélisation de propagation de l'énergie axisymétrique dans l'épaisseur du disque. En plus de celles détaillées au paragraphe 0 , nous présentons en 3.2.2 les nouvelles hypothèses.

3.2.2 Hypothèses

Aux hypothèses déjà prises en compte lors de la modélisation sur dispositif mono-disque de l'Annexe 1, nous ajoutons les trois conjectures suivantes :

- ⇨ Les surfaces de contact entre disques sont considéré planes et homogènes.
- ⇨ Les efforts sont uniformément répartis sur une surface de contact. Le contact thermique est donc homogène sur l'interface.
- ⇨ Le contact entre chaque disque est imparfait.

Nous pouvons mettre à jour la représentation schématique du problème multi-disques, pour mieux comprendre la mise en équation (voir Figure 69).

3.2.3 Condition initiales et aux limites

Les conditions initiales restent identiques pour ce problème. Nous pouvons alors nous baser sur l'équation (3.2) pour définir la température en tout point du système pour $t = 0$. Pour le dispositif

multi-disques, les deux conditions aux limites situées aux extrémités gauche et droite du domaine correspondent à des conditions de Fourrier. Nous pouvons donc écrire, à section constante :

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial z}\Big|_{z=0} = H(T(0,t) - T_g) \quad [W] \quad (3.1)$$

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial z}\Big|_{z=d} = H(T(d,t) - T_d) \quad [W] \quad (3.2)$$

Il convient aussi de définir précisément les phénomènes aux contacts des disques [52-54]. Lors du freinage, un flux est dissipé par friction, mais nous avons également de la conduction entre ces disques par la résistance de contact Figure 69 [52] [55] [56]. Nous avons alors pour un contact i l'expression suivante pour la partie gauche g et droite d du contact :

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial z}\Big|_{z=cg_i} = \alpha\, \varphi_g + \frac{\left(T_{cd_i} - T_{cg_i}\right)}{R_c} \quad [W] \quad (3.3)$$

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial z}\Big|_{z=cd_i} = (1-\alpha)\, \varphi_g + \frac{\left(T_{cg_i} - T_{cd_i}\right)}{R_c} \quad [W] \quad (3.4)$$

Avec pour hypothèse un flux dissipé linéaire décroissant en accord avec la décroissante de vitesse de rotation de la roue constatée par essai :

$$\varphi_g = \varphi_{max}\left(1 - \frac{t}{t_f}\right) \quad [W] \quad (3.5)$$

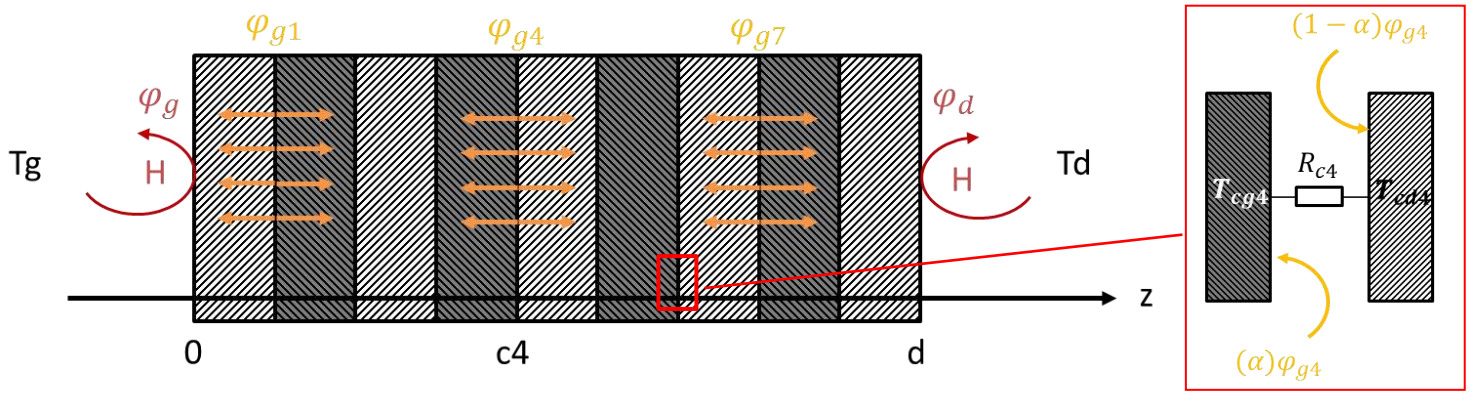


Figure 69 : Schéma simplifié du problème de diffusion de la chaleur dans un dispositif multi-disques

Le coefficient α représente le coefficient intrinsèque de partage de flux à l'interface [57-60]. Il est fixé à 0.5 d'après les hypothèses des surfaces homogènes. Les matériaux qui composent les disques sont identiques en propriétés mécaniques et thermiques. Il signifie que le flux est équitablement répartit sur les deux faces du contact lors du freinage.

Nous pouvons désormais mettre en équation le problème, à la fois de manière analytique et numérique pour le système multidisque. Nous invitons à consulter l'Annexe 1 pour application sur un disque unique soumis à un flux de convection sur sa face gauche et un flux imposé sur sa face droite.

3.2.4 Modélisation analytique

Le système se décompose suivant les trois schémas simplifiés des phénomènes rencontrés, à savoir la conduction dans un disque, la convection aux extrémités gauche et droite du sytème, et enfin le flux généré et la résistance de contact à l'interface :

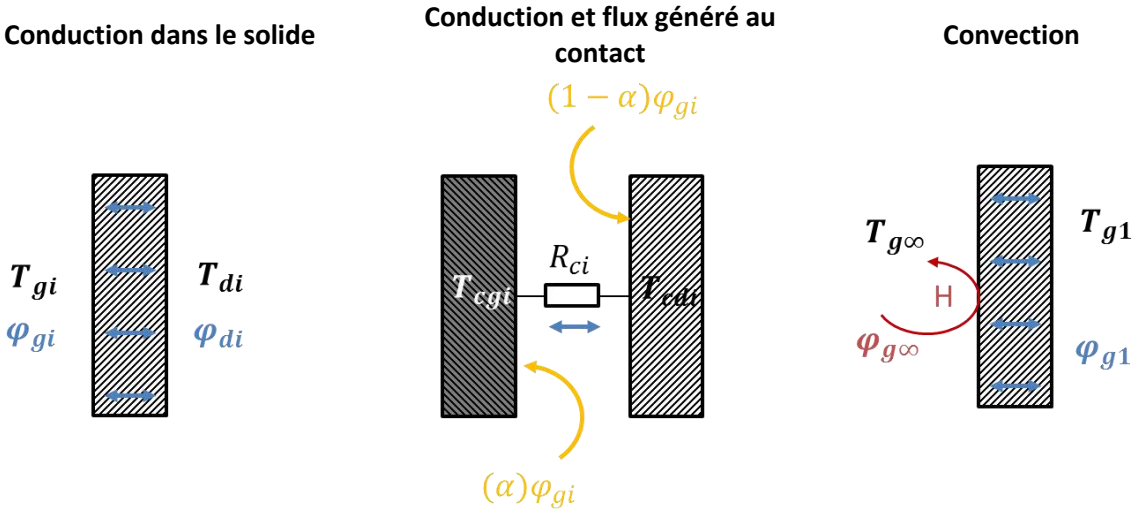


Figure 70 : Schéma simplifié des phénomènes rencontrés dans un dispositif multi-disques

Par le changement de variable défini à l'expression (A1.5), la température dans le disque vérifie toujours l'équation (A1.6). La résolution de l'équation (A1.10) dans l'espace de Laplace, admet pour solution la formule (A1.11) ainsi que (3.6), pour décrire la conduction (schéma de gauche ci-dessus) dans un disque i :

$$\overline{\theta_i}(z,p) = A_i \cosh(q_i z_i) + B \sinh(q_i z_i) \qquad [-] \qquad (3.6)$$

La raison de cette nouvelle formulation adimensionnelle est que la complexité du problème ne peut s'exprimer aisément selon le premier formalisme classique, qui est valable pour des cas simple comme le système mono-disque. Nous devons employer cette formulation pour arriver à un formalisme quadripolaire, facilitant l'expression de l'empilement des disques sous forme de matrices appelées quadripôles thermiques. Ce formalisme a été employé par De Giovanni, Krapez, Jannot, Maillet et Pailhes pour simplifier la formulation du problème [61-64].

La résolution de ces équations conduit aux expressions analytiques des transformées de Laplace de la variable température θ et de la variable flux φ décrites dans le système ci-dessous pour un disque i :

$$\begin{cases} \overline{\theta_{gi}} = \overline{\theta_{0i}} = \overline{\theta_i}(0) = A_i & [-] \\ \overline{\varphi_{gi}} = -\lambda_i \times \left.\dfrac{d\overline{\theta_i}}{dz_i}\right|_0 \times S_{gi} = -\lambda_i S_{gi} B_i q_i & [-] \end{cases} \qquad (3.7)$$

$$\begin{cases} \overline{\theta_{di}} = \overline{\theta_i}(d_i) = A_i \cosh(q_i d_i) + B_i \sinh(q_i d_i) & [-] \\ \overline{\varphi_{di}} = -\lambda_i S_{di} \times \left.\dfrac{d\overline{\theta_i}}{dz_i}\right|_{d_i} = -\lambda_i S_{di} q_i \times [A_i \sinh(q_i d_i) + B_i \cosh(q_i d_i)] & [-] \end{cases} \qquad (3.8)$$

L'objectif est maintenant d'exprimer les variables de gauche g du système, en fonction des variables de droite d. Les équations (4.38) et (4.39) deviennent alors :

$$\begin{cases} \overline{\theta_{gi}} = \dfrac{\overline{\varphi_{di}} \sinh(q_i d_i)}{\lambda_i S_{di} q_i} + \overline{\theta_{di}} \cosh(q_i d_i) & [-] \\ \overline{\varphi_{gi}} = \overline{\theta_{di}} \lambda_i S_{gi} q_i \sinh(q_i d_i) + \overline{\varphi_{di}} \dfrac{S_{gi}}{S_{di}} \cosh(q_i d_i) & [-] \end{cases} \qquad (3.9)$$

La matrice de transfert quadripolaire, ou quadripôle thermique, nous laisse exprimer de manière plus fonctionnelle et conventionnelle la température et le flux à gauche du système, en fonction de la température et du flux de droite.

$$\begin{bmatrix} \overline{\theta_{gi}} \\ \overline{\varphi_{gi}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} cosh(q_i d_i) & \dfrac{\sinh(q_i d_i)}{\lambda_i S_{di} q_i} \\ \lambda_i S_{gi} q_i sinh(q_i d_i) & \dfrac{S_{gi}}{S_{di}} cosh(q_i d_i) \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \overline{\theta_{di}} \\ \overline{\varphi_{di}} \end{bmatrix} \quad \begin{matrix}[-] \\ [-]\end{matrix} \quad (3.10)$$

Soit en généralisant pour un disque i le terme de conduction, qui décrit la température et le flux à l'extrémité gauche d'un disque en fonction des conditions en son extrémité droite :

$$\begin{bmatrix} \overline{\theta_{gi}} \\ \overline{\varphi_{gi}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_i & B_i \\ C_i & D_i \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \overline{\theta_{di}} \\ \overline{\varphi_{di}} \end{bmatrix} \quad \begin{matrix}[-] \\ [-]\end{matrix} \quad (3.11)$$

Appliquons le formalisme quadripolaire à l'expression des phénomènes de convection aux extrémités du dispositif multi-disques, ainsi qu'au contact des interfaces. L'expression de la convection détaillée aux équations (3.1) et (3.2) peuvent être écrite sous la forme suivante (pour l'extrémité gauche par exemple) :

$$\overline{\theta_{g\infty}} = \frac{\overline{\varphi_{g1}}}{H S} + \overline{\theta_{g1}} \quad [-] \quad (3.12)$$

Soit sous formalisme quadripolaire pour les conditions aux limites de gauche et droite aux extrémités du domaine (voir Figure 70) :

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} \overline{\theta_{g\infty}} \\ \overline{\varphi_{g\infty}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \dfrac{1}{H S} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \overline{\theta_{g1}} \\ \overline{\varphi_{g1}} \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} \overline{\theta_{dn}} \\ \overline{\varphi_{dn}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \dfrac{1}{H S} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \overline{\theta_{d\infty}} \\ \overline{\varphi_{d\infty}} \end{bmatrix} \end{cases} \quad \begin{matrix}[-] \\ \\ [-]\end{matrix} \quad (3.13)$$

Enfin la description matricielle du contact à l'interface des disques s'exprime sous la forme :

$$\begin{bmatrix} \overline{\theta_{di-1}} \\ \overline{\varphi_{di-1}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & Rc \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \overline{\theta_{gi}} \\ \overline{\varphi_{gi}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -Rc\ \overline{\varphi_0}\ (1-\alpha) \\ -\overline{\varphi_0} \end{bmatrix} \quad \begin{matrix}[-] \\ [-]\end{matrix} \quad (3.14)$$

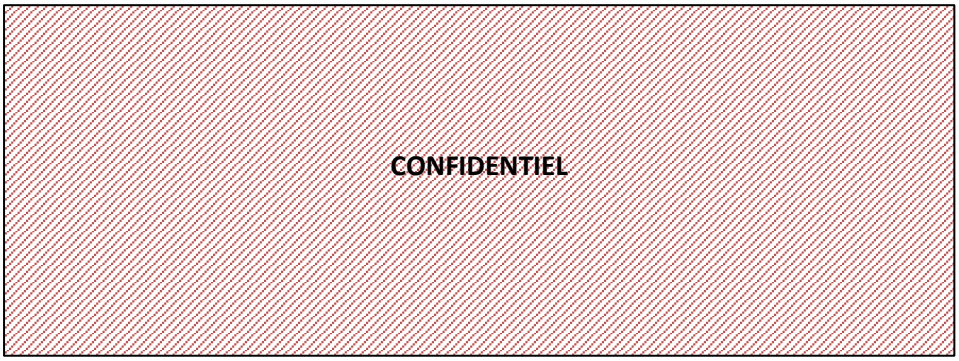
L'agrégation successive des matrices, peut décrire l'ensemble du système multi-disques pendant le freinage. Nous commençons par la matrice de convection à gauche, puis une de conduction pour le premier disque, une matrice de contact, et ainsi de suite jusqu'à la matrice de convection de droite. Cela revient à écrire les variables de l'extrémité gauche du système, en fonction de celles de l'extrémité droite :

$$\begin{bmatrix} \overline{\theta_{g\infty}} \\ \overline{\varphi_{g\infty}} \end{bmatrix} = \overbrace{\begin{bmatrix} A_M & B_M \\ C_M & D_M \end{bmatrix}}^{\mathbf{M}} \begin{bmatrix} \overline{\theta_{d\infty}} \\ \overline{\varphi_{d\infty}} \end{bmatrix} + \overbrace{\begin{bmatrix} A_Q \\ B_Q \end{bmatrix}}^{\mathbf{Q}} \quad \begin{matrix}[-] \\ [-]\end{matrix} \quad (3.15)$$

Les températures aux extrémités $T_{g\infty}$ et $T_{d\infty}$ étant connues, nous pouvons écrire l'équation (3.16) pour identifier l'inconnue $\varphi_{d\infty}$ à droite :

$$\overline{\varphi_{d\infty}} = \frac{\overline{\theta_{g\infty}} + A_M \overline{\theta_{d\infty}} - A_Q}{B_M} \quad [-] \quad (3.16)$$

Les coefficients de la matrice **M** sont déterminés au moyen d'un calcul de suite numérique, avec N étant le nombre de disques :

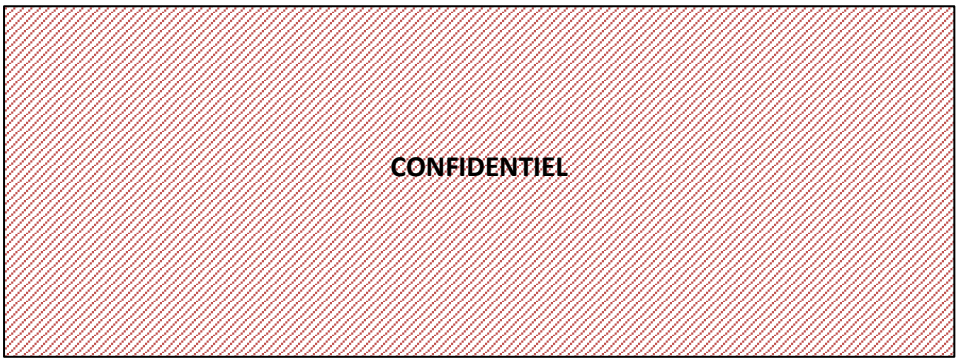


[-]

[-] (3.17)

[-]

Et les coefficients de la matrice **Q** :



[-]

[-] (3.18)

[-]

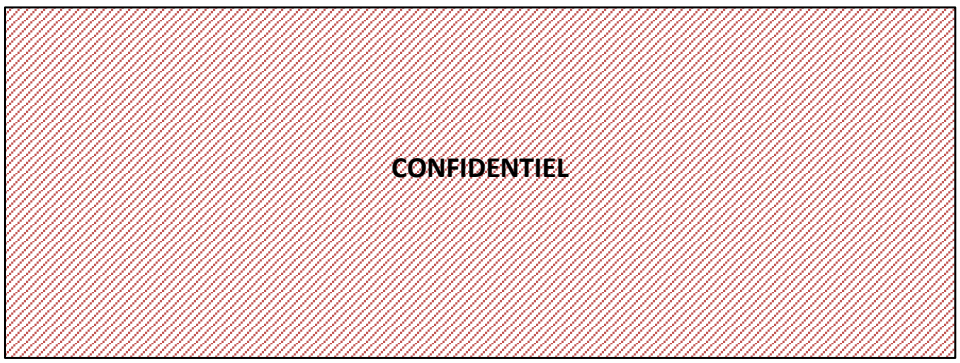
Les conditions aux limites de l'extrémité droite étant calculées, il vient d'après les équations (3.10) à (3.15), l'expression de la température et du flux pour n'importe quel point du système :

$$\begin{bmatrix} \overline{\theta_z} \\ \overline{\varphi_z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{M(z)} & B_{M(z)} \\ C_{M(z)} & D_{M(z)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \overline{\theta_{d\infty}} \\ \overline{\varphi_{d\infty}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} A_{Q(z)} \\ B_{Q(z)} \end{bmatrix} \quad [-] \quad [-] \quad (3.19)$$

Soit pour la température dans l'espace de Laplace au point considéré :

$$\overline{\theta_z} = A_{M(z)} \times \overline{\theta_{d\infty}} + B_{M(z)} \times \overline{\varphi_{d\infty}} + A_{Q(z)} \quad [-] \quad (3.20)$$

Avec **M(z)** et **Q(z)**, calculées au point d'abscisse z pour le disque j :



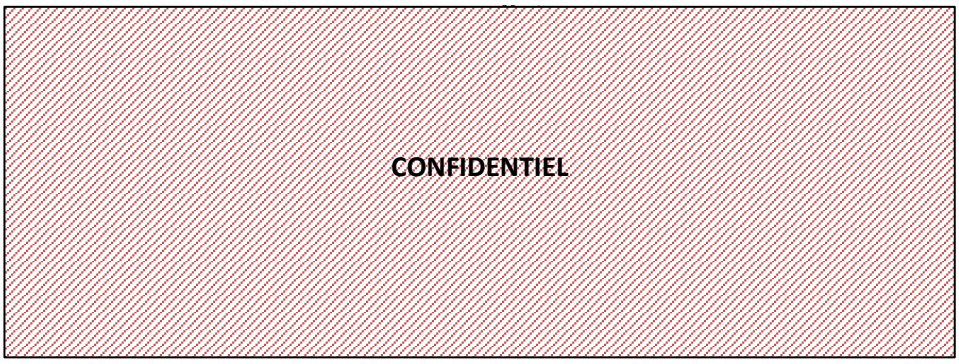
[-]

[-] (3.21)

[-]

Avec le quadripôle donnant la température à un point d'abscisse z dans le disque j :

$$\begin{bmatrix} A_{c_j-z} & B_{c_j-z} \\ C_{c_j-z} & D_{c_j-z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} cosh\left(q_i(c_j-z)\right) & \dfrac{\sinh\left(q_i(c_j-z)\right)}{\lambda_i\, S_{di}\, q_i} \\ \lambda_i\, S_{gi}\, q_i\, sinh\left(q_i(c_j-z)\right) & \dfrac{S_{gi}}{S_{di}}\, cosh\left(q_i(c_j-z)\right) \end{bmatrix} \quad [-] \quad [-] \quad (3.22)$$



[-] [-] [-] (3.23)

Force est de constater que l'élaboration d'un modèle analytique et sa généralisation à un nombre de disques est complexe à mettre en œuvre, et que l'expression explicite au-delà de deux disques devient difficilement lisible. C'est là l'illustration que les solutions analytiques peuvent se révéler compliquées à la mise en place. Notons qu'il nous faudrait également prendre en compte les températures environnantes de la roue, le tube et la couronne. Nous pouvons donc d'ores et déjà avoir un aperçu de la complexité du problème. L'estimation de la valeur température au point souhaitée donnée par la relation (3.20) est obtenue par la méthode numérique d'inversion de la transformée de Laplace de Stehfest [50] [51], détaillée à l'équation (A1.16) de l'Annexe 1.

3.2.5 Modélisation numérique

La modélisation numérique multidisque repose sur le même principe que pour un disque unique montré en Annexe 1. Ici, contrairement à la modélisation analytique, seuls quelques changements mineurs sont à prendre en compte. La partie solveur étant déjà réalisée lors de la construction du modèle mono-disque, il nous faut juste ajouter la description mathématique des nœuds de contact, suivant le schéma numérique Euler centré implicite.

La conduction dans le solide est décrite par l'équation (A1.18). Les nœuds aux extrémités gauche et droite du domaine sont modélisés par l'équation (A1.19). Nous ajoutons la description des nœuds de contact gauche et droit dont le bilan thermique donne :

$$\rho S\,\frac{\Delta z}{2}\,Cp\,\times\frac{T_j^{n+1}-T_j^{n}}{\Delta t} = \lambda\, S \times \frac{T_{j-1}^{n+1}-T_j^{n+1}}{\Delta z} + \alpha\,\varphi_g^{n+1} + \frac{T_{j+1}^{n+1}-T_j^{n+1}}{R_c^{n+1}} \quad [W] \quad (3.24)$$

$$\rho S\,\frac{\Delta z}{2}\,Cp\,\times\frac{T_j^{n+1}-T_j^{n}}{\Delta t} = \lambda\, S \times \frac{T_{j+1}^{n+1}-T_j^{n+1}}{\Delta z} + (1-\alpha)\varphi_g^{n+1} + \frac{T_{j-1}^{n+1}-T_j^{n+1}}{R_c^{n+1}} \quad [W] \quad (3.25)$$

La résolution du système (A1.22) est donnée par l'algorithme de Thomas généralisé (A1.25 – A1.30) [65], et nous renvoie la température en tous les nœuds de l'empilement de disques. Pour la température d'une abscisse donnée, nous considérons le calcul de la solution comme l'interpolation linéaire de la température entre deux volumes de contrôle.

3.2.6 Résultats et comparaison

Nous appliquons dans un premier temps le formalisme quadripolaire au dispositif mono-disque. Cet exercice nous permet de faire la comparaison entre deux approches analytiques de modélisation, avec la modélisation numérique. Sur la Figure 71, il apparaît que la température à cœur du disque ne

converge pas vers une valeur physique. L'inversion numérique de Laplace diverge pour les petits pas de temps, lorsque l'on utilise cette méthode avec le formalisme quadripolaire.

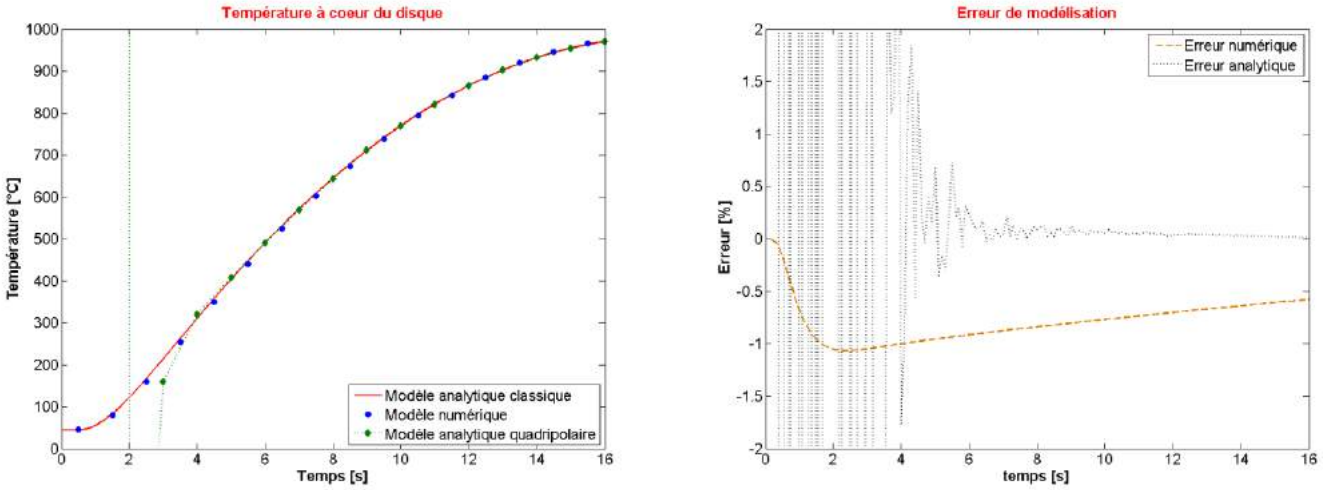


Figure 71 : Comparaison des méthodes analytiques et numérique de modélisation sur le dispositif mono-disque

Nous mettons aussi en avant que cette divergence dépend de l'épaisseur du disque considéré, et du temps auquel la température est souhaitée. L'exemple Figure 72 ci-dessous, montre l'influence de l'épaisseur du disque, et du temps sur la convergence des résultats. Une épaisseur standard de disque se situe autour de 2 à 3 centimètres. On relève alors le Tableau 9, qui synthétise les résultats obtenus nous permettant de repérer l'apparition de la divergence. En faisant l'hypothèse que cette tendance continue, on remarque que pour un ensemble de disques empilés dont l'épaisseur totale se situe autour des 20 centimètres, les résultats ne seront exploitables qu'à partir de 800 secondes environ. Cela est problématique au regard de notre période de freinage, s'étalant de manière générale entre 15 et 30 secondes.

Épaisseur [cm]	4	3	2	1.5	1
Temps de fin d'instabilité [s]	15	8	5	2.5	1.5

Tableau 9 : Relevés du seuil de stabilité pour 5 calculs analytiques quadripolaires, différentes épaisseurs de disques

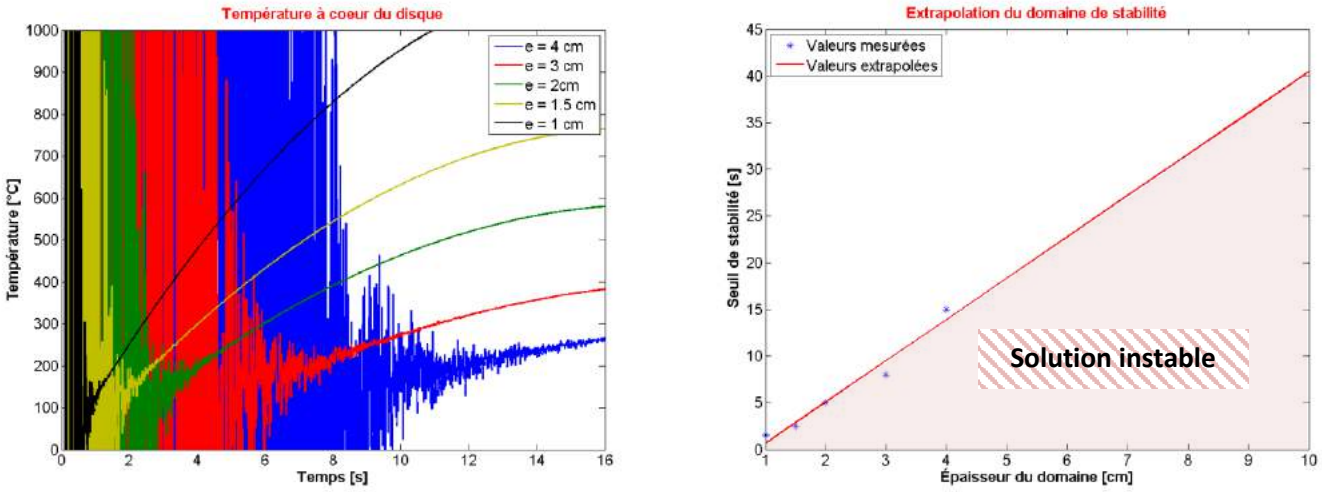


Figure 72 : Illustration et tracé du seuil de stabilité pour 5 calculs analytiques quadripolaires

En écartant le problème de stabilité, il est pour le moment possible de faire une simulation multi-disques sur un plus petit domaine afin de faire la comparaison analytique-numérique. Nous fixons alors une épaisseur de disque à 1 centimètre. Sur le graphique de gauche la Figure 73, nous constatons une bonne adéquation des résultats, entre la modélisation numérique et analytique. L'erreur est tout à fait

acceptable en restant sous les 1% hors divergence, compte tenu de la complexité du modèle analytique.

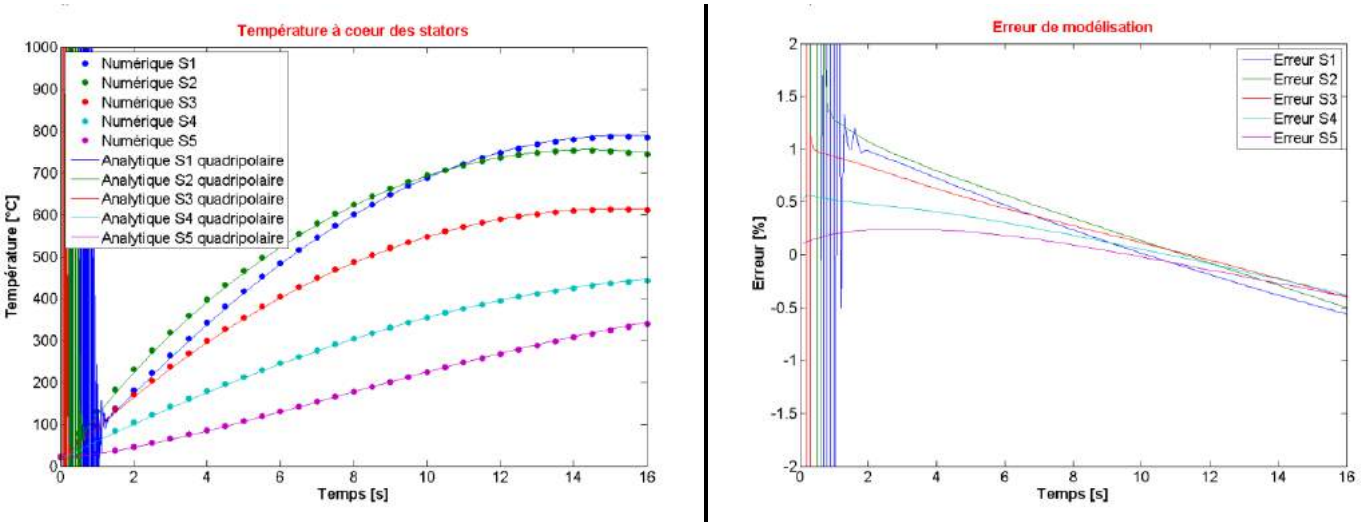


Figure 73 : Comparaison des méthodes analytiques et numérique de modélisation sur le dispositif multi-disques

On montre par ces résultats, que l'épaisseur choisie ne nous permet pas d'avoir les résultats pour les disques S1 à S4 en dessous de 1.5 secondes. La divergence perdure plus tard dans le temps à mesure que l'on s'éloigne de la condition aux limites de droite proche du stator 5. En effet, le calcul de la température au point considéré se fait à partir des conditions aux limites de droite comme le montre les relations (3.20) à (3.23). Il en résulte que la distance entre le point désiré et l'origine du calcul est trop importante et nous fait sortir du domaine de stabilité de la transformée inverse numérique de Laplace. Pour pallier à ce problème nous avons mis en place une nouvelle solution. Elle consiste à exprimer la température et le flux dans un disque en fonction de la température et du flux d'un point proche à droite, à une petite distance. Ainsi au lieu d'exprimer la température à partir de la condition à la limite droite, on remplace les deux termes associés à l'extrémité droite, par ceux du point juxtaposé. Ainsi le système (3.20) à (3.23) devient :

$$\overline{\theta_z} = A_{M(zd)} \times \overline{\theta_{zd}} + B_{M(zd)} \times \overline{\varphi_{zd}} \qquad [-] \qquad (3.26)$$

Grâce au calcul de $\overline{\theta_{zd}}$ et $\overline{\varphi_{zd}}$ réalisé avec i le disque auquel appartient le point j considéré. L'expression est valide jusqu'au point n du disque N :

CONFIDENTIEL

[-]

[-]

[-] (3.27)

[-]

[-]

Ainsi chaque point est exprimé en fonction d'un autre situé à une distance dz, qui dépend du nombre de points considérés dans le domaine. Notre solution devient continue sur des points discrets.

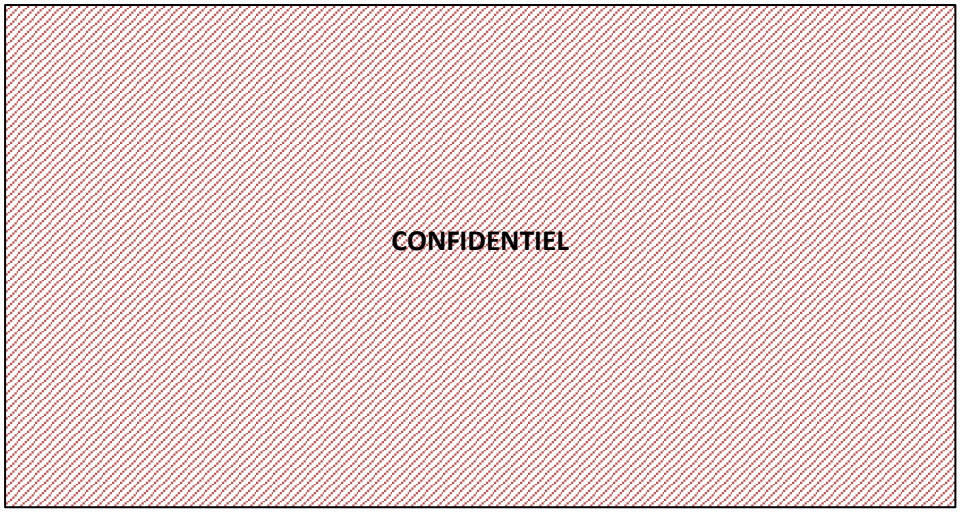


Figure 74 : Comparaison de deux processus d'expression analytique pour le dispositif multi-disques

Sur le domaine de convergence, les deux solutions sont superposée ce qui témoigne de la bonne modélisation du problème. Les résultats semblent diverger de manière moins abrupte pour la nouvelle solution représentée par des points étoilés (*) que pour l'ancienne en trait plein continu (-), mais cela ne suffit pas à couvrir le problème qui provient de l'inversion numérique de la transformée de Laplace.

Pour améliorer la convergence, nous avons testé plusieurs algorithmes comme cela a déjà été fait dans les références [50] [51] [66]. Parmi ces algorithmes, Stehfest est souvent le plus utilisé pour sa simplicité de mise en œuvre, mais pas toujours le plus adapté suivant les problèmes. Le changement de variable effectué pour obtenir l'expression (4.16) est :

$$p = \frac{k \ln(2)}{t} \qquad [-] \qquad (3.28)$$

Nous pouvons directement constater que pour des temps petits, la variable p aura tendance à faire diverger notre calcul. D'autres algorithmes peuvent être employés. Leur formulation peut être basée sur l'algorithme de Den Iseger, Talbot ou encore Euler. Par exemple, l'algorithme de Den Iseger est basé sur la définition même de la transformée de Laplace inverse :

$$f(t) = \frac{1}{2\pi}\exp(\gamma t)\int_0^{+\infty} Re\{F(p)\exp(i\omega t)\}d\omega \qquad [-] \qquad (3.29)$$

Dont l'expression temporelle peut être approximée par :

$$(t) \approx \frac{1}{2\pi}\exp(\gamma t)\left[\frac{F(\gamma)}{2} + \sum_{k=1}^{+\infty} Re\left\{F\left(\gamma + \frac{ik\pi}{T}\right)\exp\left(\frac{ik\pi t}{T}\right)\right\}\right] \qquad [-] \qquad (3.30)$$

Cette série converge très lentement. De Hoog utilise un accélérateur Padé-type pour approximer la série. Den Iseger propose une quadrature gaussienne, effectué par une combinaison linéaire de la fonction de Fourier inverse et des nombres de Christophel. Sur les figures suivantes, nous réalisons la transformée inverse de Laplace par une série d'algorithmes différents, afin d'en mesurer la performance en terme de stabilité.

Pour une épaisseur de 3 centimètres, la méthode de Den Iseger ne fonctionne pas. Nous pouvons dès le départ l'éliminer des candidats possible à l'inversion. Il reste les méthodes d'Euler et de Talbot, dont les résultats donnent pour un disque seul et dans les mêmes conditions :

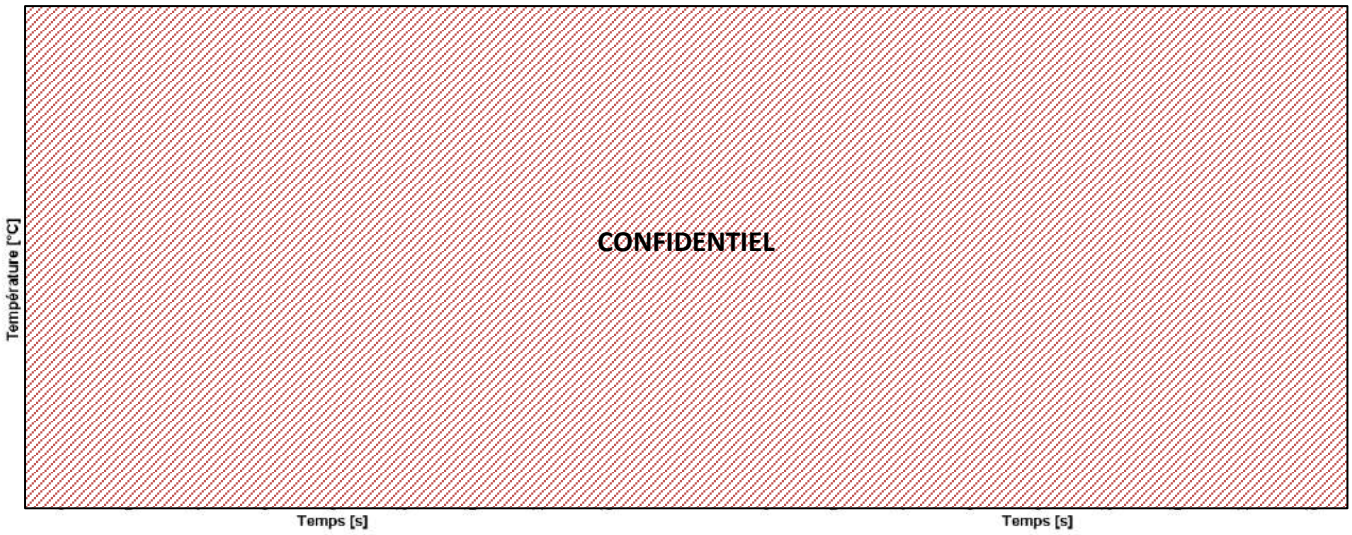


Figure 75 : Comparaison des algorithmes d'inversion de la transformée de Laplace

Le formalisme quadripolaire nous est indispensable pour avoir une expression analytique de la température dans le dispositif de freinage. Cependant nous concluons de ces résultats que le formalisme quadripolaire, couplé à l'inversion numérique de la transformée de Laplace est à l'origine des divergences du calcul. L'algorithme de Stehfest en simple précision est dans notre cas précis, le plus stable que nous ayons pu tester. Autrement dit nous n'aurons pas de meilleurs résultats avec les autres algorithmes.

Nous devons donc conclure par l'impossibilité d'utiliser un modèle analytique de la sorte [47], pour simuler le comportement thermique de l'ensemble de disques empilés sur la phase de freinage complète. En revanche, il trouve son utilité dans la validation du modèle numérique. Ce dernier s'avère parfaitement adapté, au sens où il est plus simple à manipuler et mettre en place, mais aussi car il nous permet d'accéder à la solution pour tous les pas de temps. La précision est suffisante comme en témoigne la Figure 73, à condition que le pas de temps et d'espace soient suffisamment petits. Il sera donc simple d'ajouter des phénomènes tels que le rayonnement et la convection sur les parois latérales, tout en prenant en compte la phase dite de refroidissement où l'aéronef est à l'arrêt.

Pour valider le modèle numérique, il nous est également possible de faire la comparaison des résultats donnés par la modélisation 1D, avec ceux donnés par différents codes de calculs du commerce basés sur des solveurs 3D. Pour cet exercice nous avons utilisé les solveurs Fluent et COMSOL.

La Figure 76et la Figure 77 ci-dessous montrent un bon accord entre la résolution par volumes finis des solveurs 3D, et la modélisation 1D basée sur les volumes de contrôle. Nous pouvons ainsi valider le comportement du modèle numérique 1D et des hypothèses réalisées sur la phase de freinage. En revanche, il faut rester vigilant sur la autour des conditions aux limites du modèle, les stators 1 et 5. Le coefficient d'échange étant calculé par les codes 3D, et estimé par les hypothèses de calcul du modèle 1D, nous trouvons un fort écart entre les températures prédites par les modèles. Nous pouvons également constater qu'en fonction du code commercial utilisé, les résultats diffèrent aussi fortement, conséquence des hypothèses des modèles de turbulence employés.

Ici nous pouvons en plus de valider la modélisation 1D, émettre un avertissement sur l'estimation des températures proche des conditions aux limites. Cet avertissement nous a permis, en plus des études

de sensibilité, d'avoir une approche différente (voir 4.4.1 du chapitre IV), pour la caractérisation des conditions aux limites.

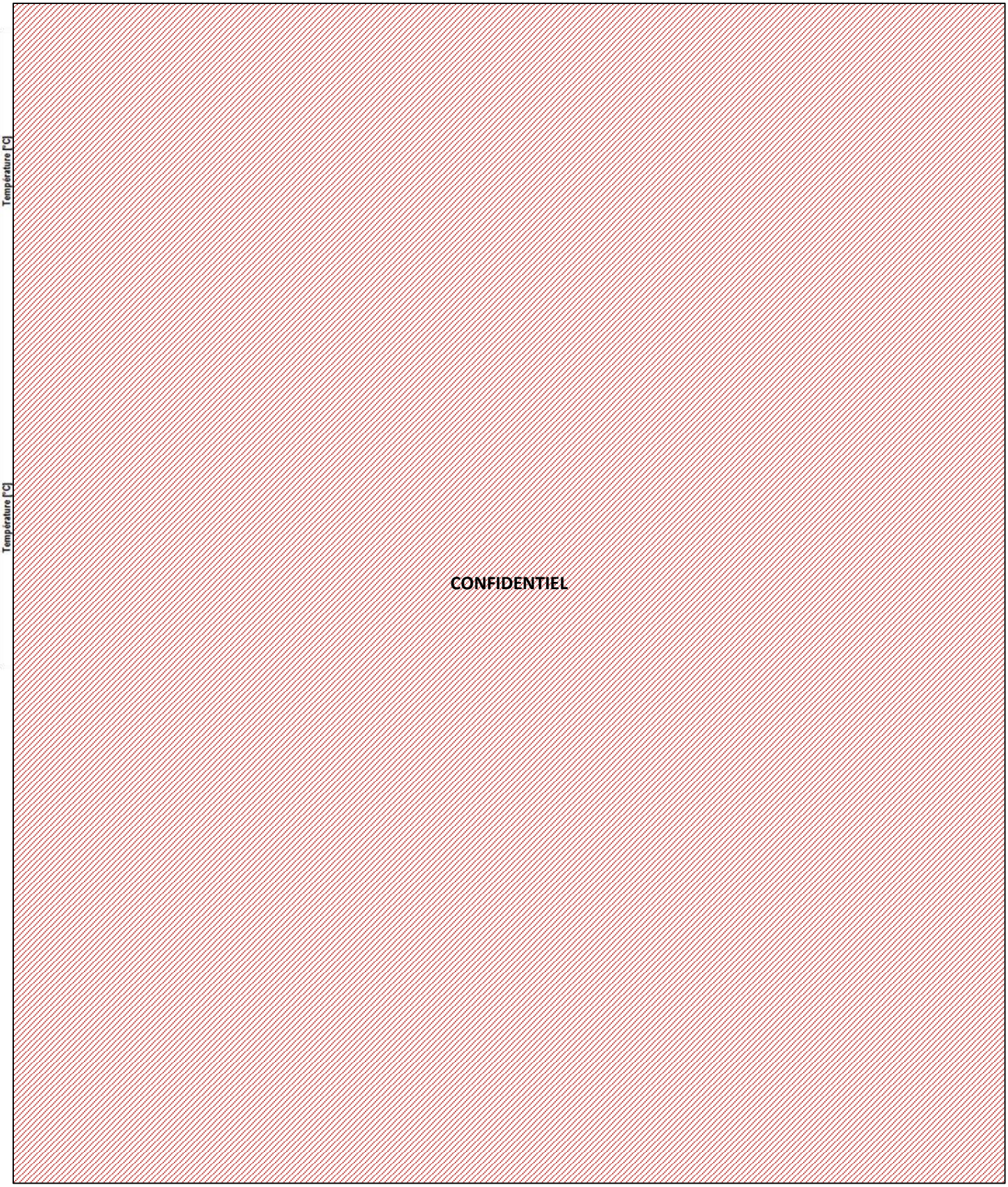


Figure 77 : Comparaison des résultats entre codes de calcul 3D et modélisation 1D – Disques aux extrémités

3.3 Modélisation d'un équipement roue et frein aéronautique 1D

3.3.1 Description du problème

Pour répondre au besoin de validation de la masse carbone en phase de pré-dimensionnement, nous avons exposé dans l'analyse du besoin paragraphe 1.2.2 du chapitre I ainsi que dans le chapitre II, l'importance de simuler la température dans les zones clés de l'équipement. L'environnement au voisinage des disques de carbone doit être pris en compte, à la fois sur la période du freinage mais surtout lors du refroidissement des disques, une fois l'aéronef à l'arrêt.

Dans cette partie, nous réalisons un modèle de l'équipement complet suivant toutes les phases pouvant être définies par l'avionneur. Cet essai constitue alors une première version de réponse à la problématique pour l'Entreprise. Il servira notamment de démonstrateur pour le couplage des zones, ainsi que de base pour les études d'influence de paramètres, de par sa rapidité. Ce modèle de simulation préliminaire n'a pas pour objectif de respecter l'ensemble des hypothèses réalisées au paragraphe 3.2 de ce chapitre. Il en concentre néanmoins une bonne partie qui sera explicitée.

Afin de rester simple pour complexifier ensuite, schématisons le problème selon le schéma ci-dessous :

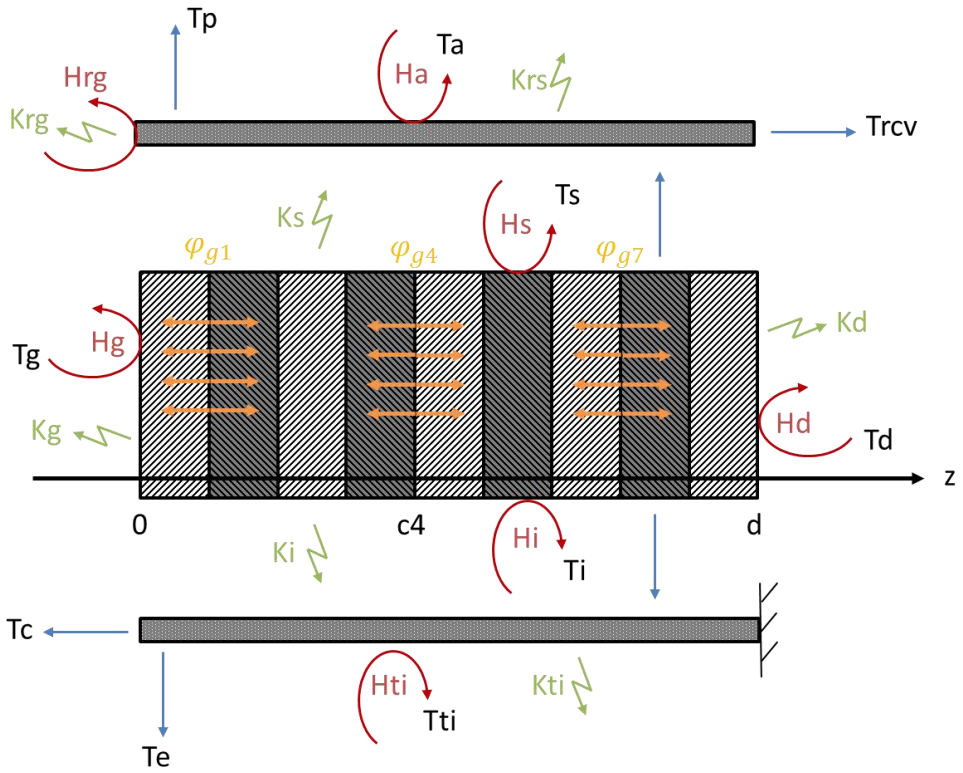


Figure 78 : Schéma du problème de diffusion de la chaleur dans un dispositif multi-disques et son voisinage

L'ensemble de disques utilisé dans la modélisation est identique à celui utilisé pour la modélisation numérique du paragraphe précédent. Nous y ajoutons cependant les échanges latéraux définis par la conduction et le rayonnement vers la roue et le tube, ainsi que des termes dissipateurs de convection. Les équations sont détaillées au paragraphe 3.3.3.

Le tube de couple et la roue sont des modèles unidirectionnels, basés sur les hypothèses de la solution multi-disques privée de la définition des contacts aux interfaces. Ils obéissent donc à la diffusion de la chaleur suivant l'axe z, et sont soumis à des échanges en leurs extrémités axiales et leurs surfaces latérales interne et externe tel un système d'ailette en thermique.

3.3.2 Hypothèses

Pour les disques de carbone, le tube et la roue, considérons les mêmes hypothèses qu'aux paragraphes 0 et 3.2.2, en y ajoutant :

- ⇨ Les échanges latéraux sur les diamètres interne et externe sont pris en compte.
- ⇨ Les températures de l'air (Tg, Td, Ts, Ti, Tti), sont considérées constantes à 20°C, l'air pouvant circuler. Elles peuvent varier dans le temps si nécéssaire.
- ⇨ Les températures des pièces massiques (Tp, Trcv, Tc, Te) sont des températures moyennes simulées par des modèles nodaux 0D (voir équation 3.73 et Tableau 13).
- ⇨ Le rayonnement peut être considéré au pas de temps précédent, et uniquement avec un couplage face à face direct sans calcul de facteur de forme dans un premier temps (tout le flux radiatif s'échange avec un nœud situé en face).

Le couplage entre les modèles est relatif à la correspondance du pas de temps utilisé en espace et en temps. Il est certain suivant l'analyse thermique du chapitre II, que les gradients spatiaux et temporels sont très différents suivant les zones. Pour les disques par exemple, nous devons diviser en suffisamment de volumes de contrôle, chaque disque pour atteindre un niveau de précision satisfaisant en comparaison d'une solution analytique. De même le pas de temps doit être suffisamment petit pour capter la variation de température qui peut être très grande même pour une variation de temps très faible. En revanche pour la roue, l'élévation de température est beaucoup plus lente et plus moins localisée que sur le puits de chaleur. Nous pourrions donc utiliser moins de volumes de contrôles et un pas de temps plus grand. La précision serait équivalente et l'appel au code de calcul sur la roue moins fréquent, ce qui nous ferait gagner en temps de calcul.

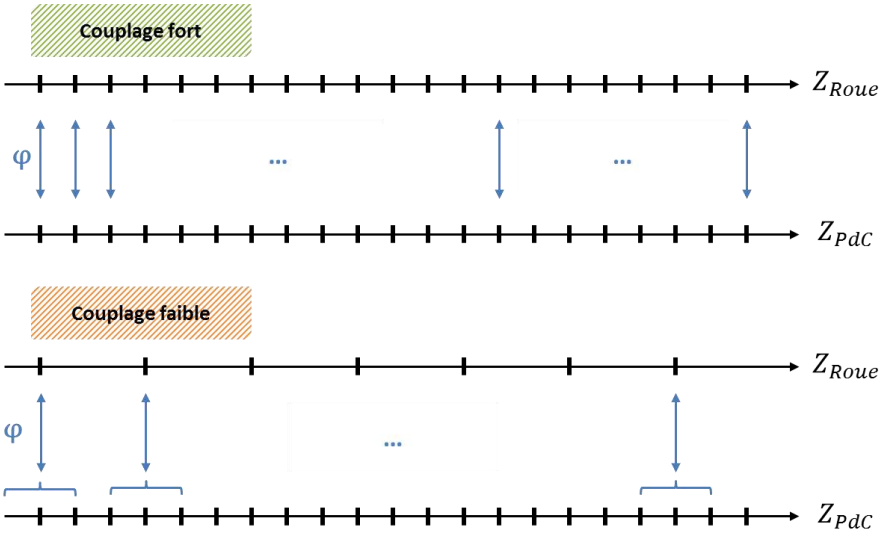


Figure 79 : Illustration du couplage fort ou faible en espace

Dans un premier temps et pour une modélisation 1D de surcroît, nous faisons l'hypothèse d'un couplage fort selon le temps et l'espace car le temps de calcul restera faible. Le nombre de nœuds dans le système n'est pas suffisant pour demander d'importantes ressources du calcul, malgré une discrétisation fine du domaine pour capter les gros gradients dans les disques. La discrétisation temporelle et spatiale est donc identique pour les disques de carbone, le tube de couple et la roue.

3.3.3 Conditions initiales et aux limites

Nous étendons les conditions initiales du puits de chaleur au domaine complet. Ainsi à partir de l'équation (A1.2), nous définissons la température en tout point du système au temps initial :

$$T_{PdC}(z,0) = T_{init} \quad [K]$$

$$T_{Tube}(z,0) = T_{init} \quad [K] \quad (3.31)$$

$$T_{Roue}(z,0) = T_{init} \quad [K]$$

Le flux imposé aux contacts des disques est représenté par un triangle, traduisant la croissance de la dissipation d'énergie, de zéro à flux maximum atteint à une seconde de freinage. Par la suite, la dissipation décroit du flux maximum à zéro en fin de freinage. Ce type de modélisation est employé dans la méthode développement Fluent, et est illustré Figure 35 de la partie 1.3.1.1.2 du chapitre I. La valeur du flux maximum φmax_i est calculée pour chaque interface suivant la relation (A1.15).

$$\begin{cases} 0 < t \leq 1s & \lambda \frac{\partial T}{\partial z}\Big|_{z=cg_i} = \alpha\, \varphi_{max_i}.t \qquad \lambda \frac{\partial T}{\partial z}\Big|_{z=cd_i} = (1-\alpha)\varphi_{max_i}.t \\ 1 < t \leq t_f & \lambda \frac{\partial T}{\partial z}\Big|_{z=cg_i} = -\alpha\, \varphi_{max_i}\left(\frac{t-t_f}{t_f-1}\right) \quad \lambda \frac{\partial T}{\partial z}\Big|_{z=cd_i} = -(1-\alpha)\varphi_{max_i}\left(\frac{t-t_f}{t_f-1}\right) \end{cases} \quad [W] \quad (3.32)$$

Ajoutons les échanges latéraux à modèle numérique 1D transitoire des disques de carbone. Ces échanges sont décrits par les phénomènes de conduction, convection et rayonnement sur les périmètres intérieur et extérieur des disques. La conduction vers le tube et la roue, respectivement associés aux périmètres interne et externe des disques, est explicité par (exemple sur le tube de couple) :

$$\varphi_{cond} = \frac{\left(T_{j_PdC}^{n+1} - T_{j_tube}^{n}\right)}{Rc_{pdc/tube}^{n+1}} \quad [W] \quad (3.33)$$

Avec la résistance de contact entre le carbone et le tube, somme des résistances induites par la présence des contacts et des cavaliers :

$$Rc_{pdc/tube} = \sum_k \frac{e_k}{\lambda_k\, S_{contact}} \quad [K/W] \quad (3.34)$$

Le flux de conduction vers la roue est définit de l'exacte même procédé. La surface de contact est donnée en tant que paramètre (mesure qualitative sur plan) ou par un calcul dépendant du nombre et des dimensions des tenons (ou barrettes pour le contact PdC/Roue).

Le flux de rayonnement se calcule pour tous les volumes de contrôle, selon la relation suivante par exemple avec le tube :

$$\varphi_{ray} = -K_{int}.S_{mouillée}\left[\left(T_{j_PdC}^{n}\right)^4 - \left(T_{j_tube}^{n}\right)^4\right] \quad [W] \quad (3.35)$$

Le rayonnement est exprimé au pas de temps précédent n, car il est impossible de résoudre le système à cause de la puissance 4. Nous aurions pu linéariser le rayonnement si la différence de température du carbone et de son environnement fut faible, ce qui n'est pas notre cas. Aussi, il est pris suivant le vis-à-vis direct, c'est-à-dire qu'un volume de contrôle j échange par rayonnement uniquement avec le volume associé sur le tube j, en face. La surface mouillée d'échange correspond à :

$$S_{mouillée} = P.\Delta z - S_{contact} \quad [m^2] \quad (3.36)$$

Enfin suivant la même méthode, le flux latéral de convection sur le diamètre interne du puits de chaleur peut s'exprimer selon :

$$\varphi_{conv} = H_{int}.S_{mouillée}\left[T_{j_PdC}^{n+1} - T_{air}\right] \quad [W] \quad (3.37)$$

La convection et le rayonnement sur le diamètre externe suivent le même principe que les relations (3.35) et (3.37). Pour le rayonnement externe, nous simulons la présence d'un écran thermique en faisant l'hypothèse que sa température est une moyenne de celle calculée entre chaque point de l'ensemble de disque en vis-à-vis de la roue :

$$\varphi_{ray} = K_{ext}.S_{mouillée}\left[\left(T_{j_PdC}^{n}\right)^4 - \left(T_{j_ecran}^{n}\right)^4\right] \quad [W] \quad (3.38)$$

$$T_{j_ecran}^{n} = \frac{T_{j_PdC}^{n} + T_{j_roue}^{n}}{2} \quad [K] \quad (3.39)$$

3.3.4 Modélisation numérique

En ajoutant au bilan thermique des nœuds les relations établies au paragraphe précédent, nous obtenons un système pour chaque pièce dont le modèle est unidirectionnel. Chaque volume de contrôle du puits de chaleur est défini la relation (3.40) à partir de l'équation (A1.17), tel une somme des termes **bleus E_k** définis par l'ensemble d'équations (3.41) :

$$Bilan\ d'énergie\ au\ noeud\ j \equiv \sum_k E_k \quad [J] \quad (3.40)$$

CONFIDENTIEL (3.41)

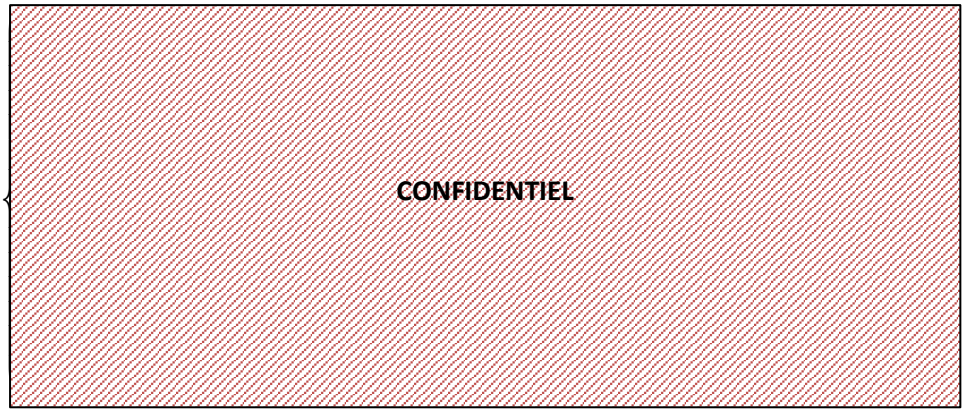
Selon sa localisation le nœud considéré suit une cartographie de coefficients **rouges C_k**. Leur valeur, 1 ou 0, activent ou désactivent des parties du bilan d'énergie qui correspondent à la description des phénomènes. Par exemple pour un nœud au centre d'un rotor, le tableau suivant résume la cartographie des phénomènes associés :

Phénomène	Coefficient	Valeur
Convection à gauche	C2	0
Convection à droite	C3	0
Rayonnement à gauche	C4	0
Rayonnement à droite	C5	0
Convection diamètre supérieur	C6	**1**
Convection diamètre intérieur	C7	**1**
Rayonnement vers l'écran	C8	**1**

Rayonnement vers le tube	C9	**1**
Conduction vers le tube	C10	0
Conduction vers la roue	C11	**1**
Flux généré à gauche	C12	0
Flux généré à droite	C13	0
Flux de contact gauche	C14	0
Flux de contact droit	C15	0

Tableau 10 : Cartographie des phénomènes pour un nœud à cœur d'un rotor

Le même système peut être adapté pour le tube de couple :



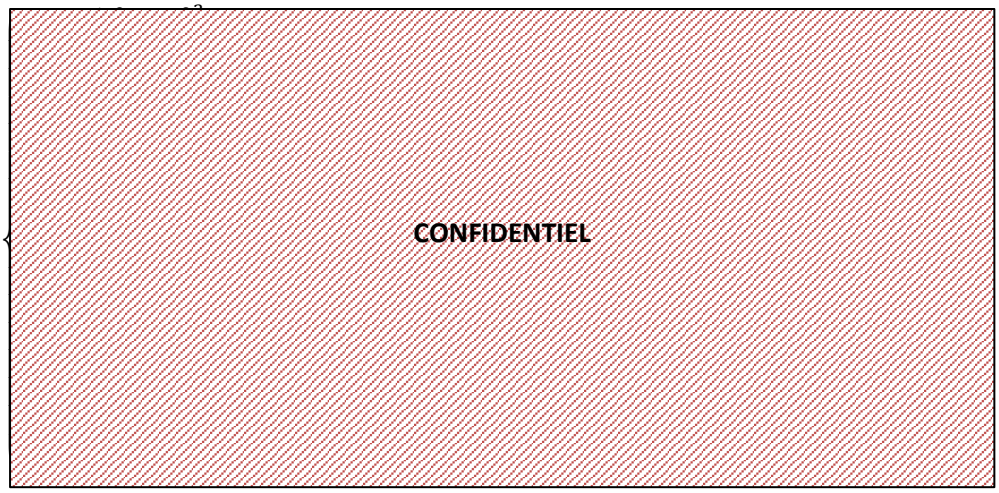
(3.42)

Le terme E_9 traduit l'hypothèse que le flux est nul à la jonction entre le fût et le voile de tube. En effet ces deux zones ont une température assez proche l'une de l'autre, ce qui nous permets de faire cette simplification pour le modèle 1D en couplage fort. Nous pouvons ainsi dresser en exemple comme le Tableau 10, la cartographie d'un nœud du tube situé sous un stator :

Phénomène	Coefficient	Valeur
Convection diamètre supérieur	C2	**1**
Convection diamètre intérieur	C3	**1**
Rayonnement vers le PdC	C4	**1**
Rayonnement vers l'essieu	C5	**1**
Conduction vers la couronne	C6	0
Conduction vers l'essieu	C7	0
Conduction vers le carbone	C8	**1**
Condition de flux nul	C9	0

Tableau 11 : Cartographie des phénomènes pour un nœud dans le tube en face d'un stator

Enfin pour la roue nous avons :



(3.43)

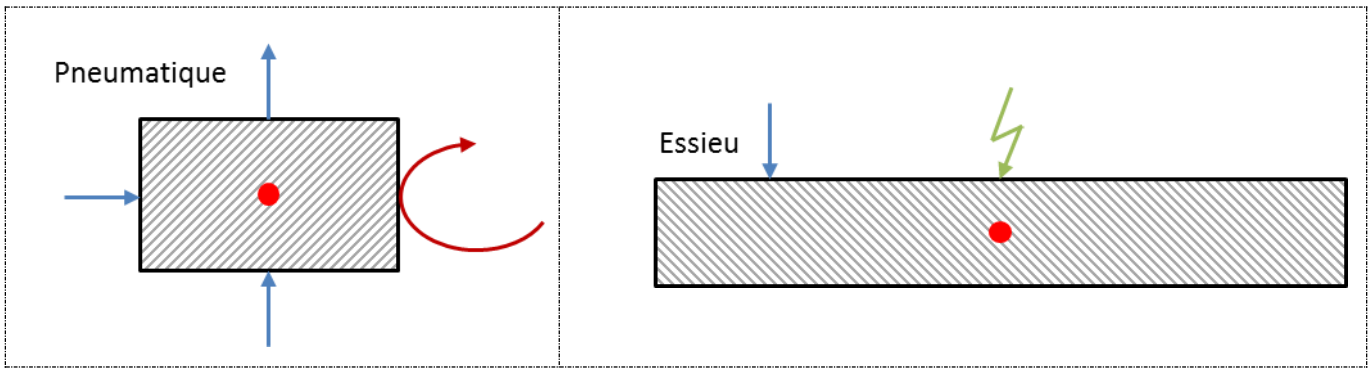
La conduction dans le pneumatique s'étend de l'abscisse z = 0 à z_p, longueur du talon de pneu utilisée en tant que paramètre d'entrée de la modélisation. Prenons alors l'exemple d'un nœud du bead seat sous le pneumatique, situé en face d'un stator :

Phénomène	Coefficient	Valeur
Convection diamètre intérieur	C2	**1**
Convection diamètre supérieur	C3	0
Rayonnement vers le PdC	C4	0
Rayonnement vers l'azote	C5	**1**
Convection à gauche	C6	0
Rayonnement à gauche	C7	0
Conduction vers le pneumatique	C8	**1**
Conduction vers la roue côté valve	C9	0
Conduction vers le puits de chaleur	C10	0

Tableau 12 : Cartographie des phénomènes pour un nœud dans la roue en face d'un stator sous le pneumatique

L'avantage de ce formalisme est qu'il nous autorise pour chaque modèle à écrire une seule et unique fonction bilan d'énergie pour calculer les coefficients α, β, γ et δ de l'équation (A1.21). Pour chaque nœud nous appellerons cette fonction en lui donnant comme argument la cartographie des phénomènes associée au type de nœud. Cette manière de procéder pour accélérer la programmation et l'exécution du calcul a été imaginée durant cette thèse.

Pour les conditions aux limites représentées par des pièces massiques, telles que la couronne T_c, l'essieu T_e, la roue côté valve T_{rcv}, l'azote T_a ou encore le pneumatique T_p, nous utilisons une modélisation nodale basée sur l'estimation de la température moyenne du solide par bilan d'énergie tel que le décrit la relation (A1.17). Nous pouvons établir l'équation (3.44) pour chaque modèle nodal, dont les représentations schématiques sont notées dans le tableau ci-dessous :



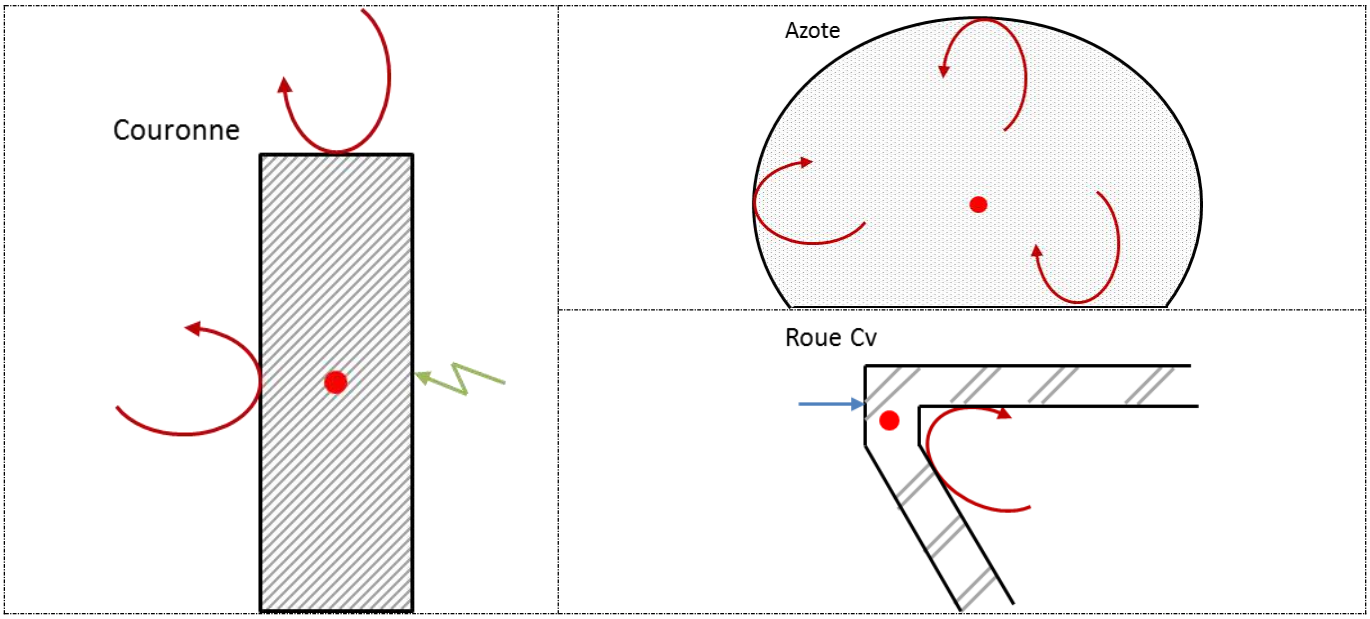


Tableau 13 : Schémas de la modélisation nodale des conditions aux limites du problème et leurs phénomènes associés

Les phénomènes de conduction, convection et rayonnement associés aux modèles nodaux sont modélisés suivant les mêmes formulations (3.33), (3.35) et (3.37).

$$\Delta T = \frac{1}{m.Cp}\left(\sum \varphi_e - \sum \varphi_s + \sum \varphi_p\right)\Delta t \qquad [K] \quad (3.44)$$

3.3.5 Résultat et comparaison

Le modèle 1D fournit des résultats très rapidement. Généralement la simulation d'un cycle tel que celui sur les Figure 80 et Figure 81, n'excède pas 2 minutes. L'absence d'inversion de matrice et du couplage fort nous permet d'obtenir des résultats en un temps restreint inférieur à deux minutes.

Sur la Figure 80, nous observons un bon accord qualitatif entre les températures mesurées au banc d'essai, et les résultats du calcul 1D. La cinétique de refroidissement de l'ensemble de disques empilés est bien captée comme en témoigne également le Tableau 14. Qualitativement, la cinétique du tube de couple et de la jante Figure 81 montre que nos hypothèses permettent d'approcher le comportement thermique de ces zones, en réponse à l'élévation en température du carbone et au refroidissement. Les températures maximum du tube et de la jante sont précises à 10% près. La cinétique d'échauffement du tube est convenablement prédite avec une précision de 20%. En revanche, celle du carbone et de la roue sont à améliorer (Tableau 14).

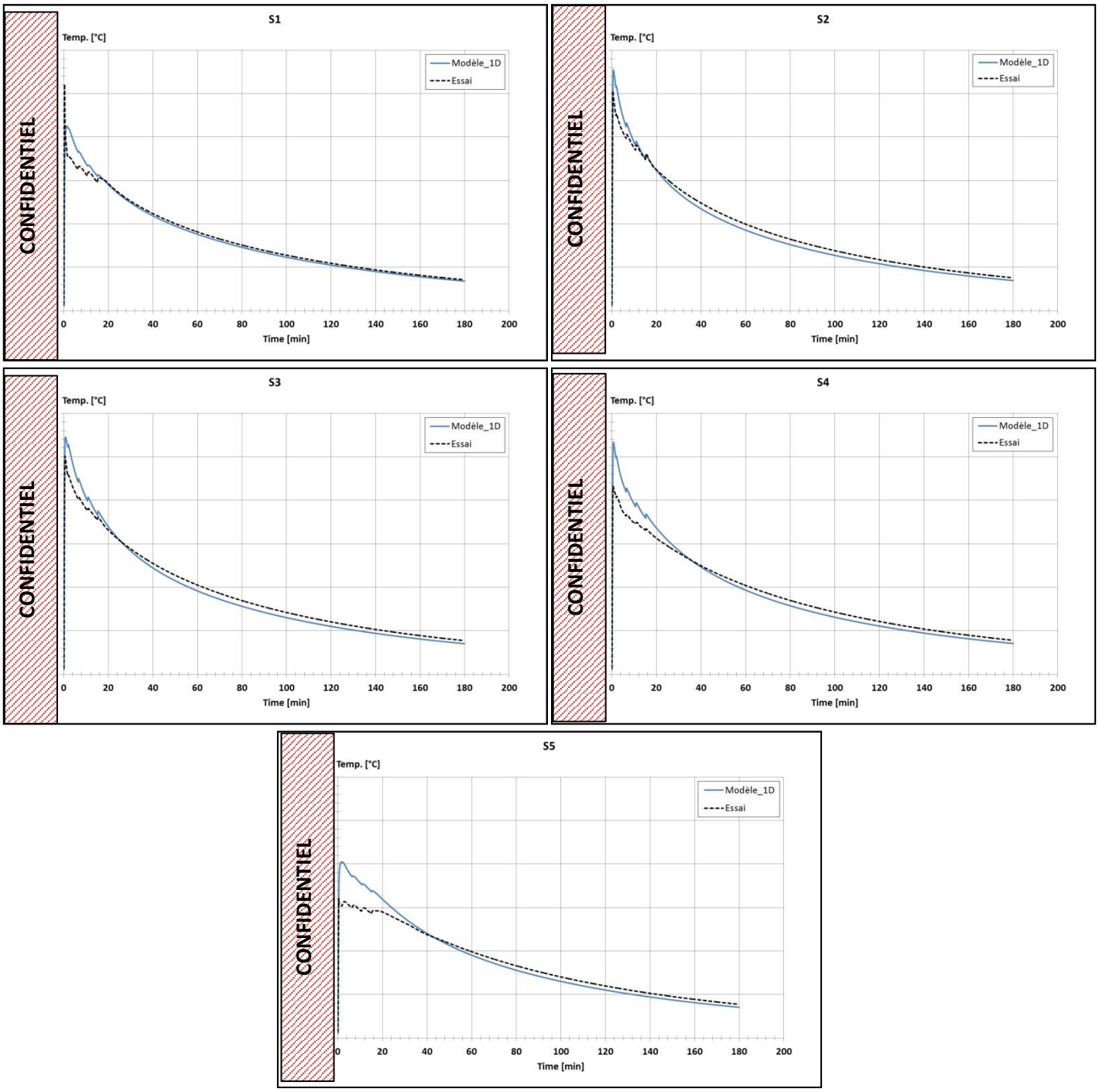


Figure 80 : Comparaison calcul-essais sur le programme court-courrier A1 – Stators

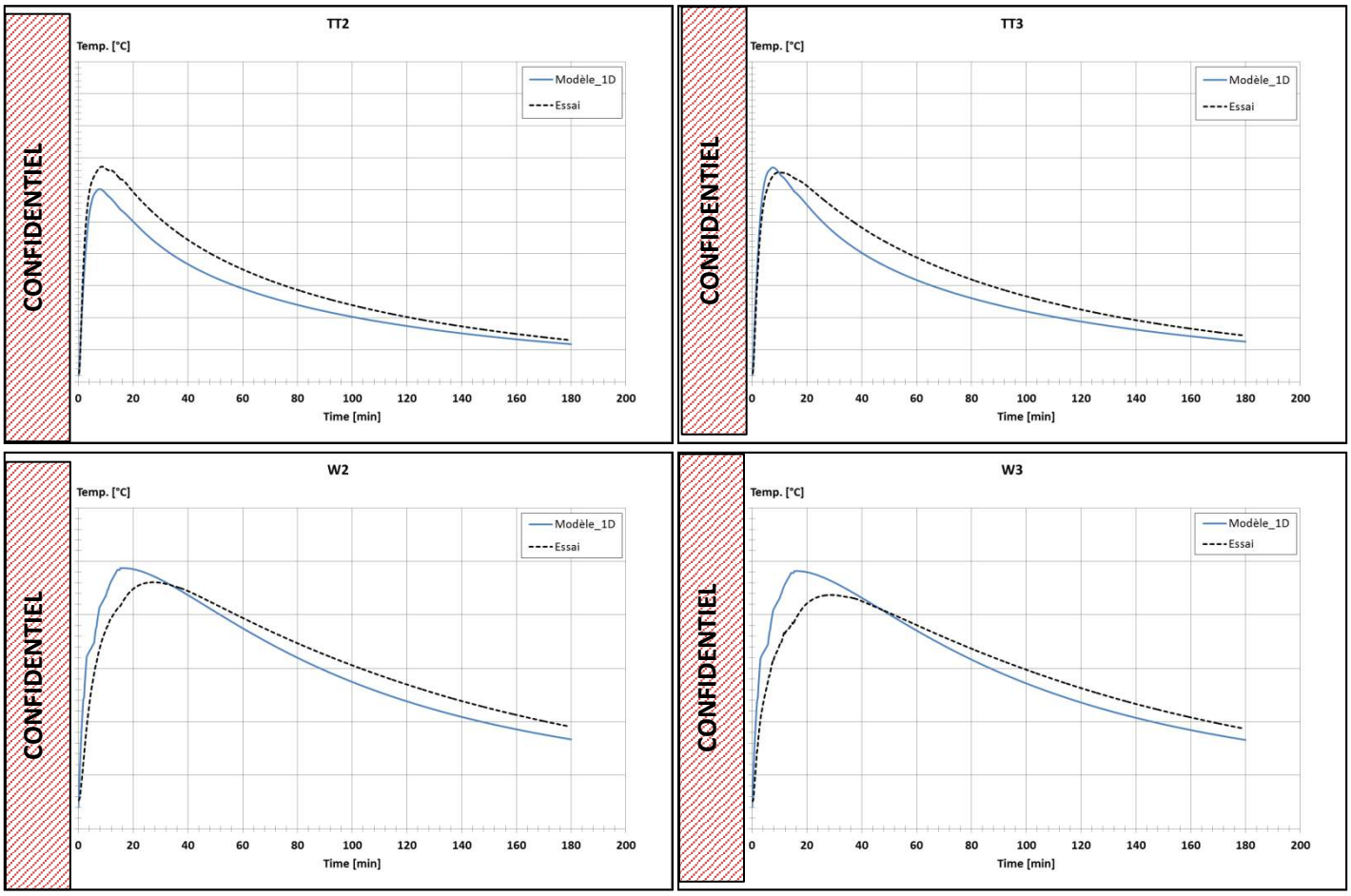


Figure 81 : Comparaison calcul-essais sur le programme court-courrier A1 – Tube de couple et roue côté frein

		S1	S2	S3	S4	S5	TT2	TT3	W2	W3
T_max	%	18%	-9%	-9%	-24%	-26%	10%	-2%	-6%	-10%
t_T_max	%	-326%	-46%	-25%	-18%	-270%	11%	18%	44%	44%
T_fin	%	5%	9%	9%	10%	9%	10%	13%	13%	11%

Tableau 14 : Précision du modèle – Avion court-courrier A1

Les conditions aux limites, telles que les résistances de contact, échanges convectifs et radiatifs sont une des pistes pour améliorer la cinétique d'échauffement et de refroidissement du tube de couple et de la roue. Un zoom sur la partie freinage Figure 82 illustre parfaitement que les hypothèses associées à la modélisation de la donnée d'entrée flux sont trop fortes. Notre modèle étant validé sur le freinage, seule la modélisation du flux généré aux interfaces peut être erronée. Il s'agit donc d'un point d'amélioration majeur du modèle, pour renforcer sa précision sur les températures maximum atteintes dans les disques de carbone.

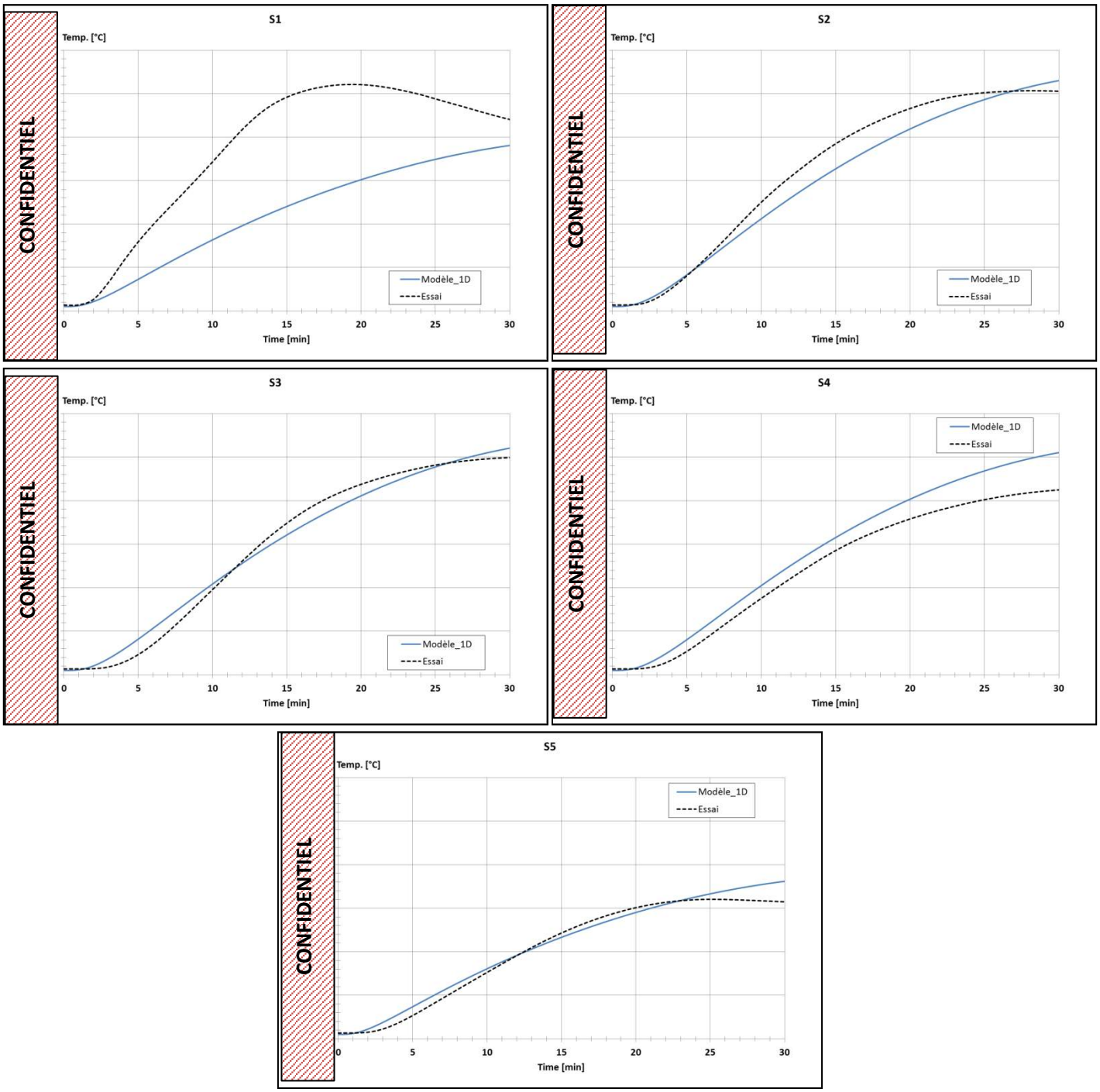


Figure 82 : Comparaison calcul-essais sur le programme court-courrier A1 – Stators sur la période freinage

3.3.6 Voies d'amélioration

Les résultats montrent une corrélation qualitativement acceptable entre un essai, et la solution donnée par la modélisation 1D. La réponse au besoin n'est que partielle, tant dans le nombre de zones modélisées que dans la précision des résultats. En effet nous sommes en recherche d'un moyen de simuler la température en fonction du temps dans la couronne mais aussi sur la position azimutale de la roue et du tube de couple. La position des fusible et de la sonde BTMS requiert la prise en compte de la direction azimutale dans le modèle au moins pour les zones du tube et de la roue, tant pour reproduire l'impact de la convection sur l'équipement au cours du temps entre un point situé en haut ou en bas de la roue, mais pour reproduire aussi la périodicité des contacts sur la roue et le tube. On justifie alors l'élaboration d'un modèle couplé 1D/2D.

De plus, une liste d'améliorations peut être établie pour gagner en précision sur la modélisation numérique :

- ⇨ Améliorer la modélisation du flux dissipé aux interfaces, qui constitue l'une des données d'entrée principale du modèle.
- ⇨ Améliorer la modélisation du couplage par rayonnement. Le rayonnement est modélisé suivant (3.65), entre deux nœuds en vis-à-vis. En réalisé, un élément du carbone rayonne vers tous les éléments de la roue et du tube.
- ⇨ Améliorer la modélisation de la convection. Donnée par la relation (3.37), nous avons deux paramètres inconnus. L'un est la température de l'air au voisinage du carbone compris entre les disques et la roue ou le tube. L'autre est le coefficient d'échange thermique aux parois, qui est extrêmement difficile à caractériser, que cela soit fait par calcul ou des formules empiriques. Cette problématique d'abord basique de la caractérisation de la convection d'un cylindre chaud dans un cylindre froid, fait aujourd'hui partie des sujets prioritaires de recherche Safran en lien avec les problèmes de type soak-back des turbines moteur et des freins chaud. Nous avons cependant prouvé que les échanges convectifs ne représentent que 10% des échanges sur un cycle.

3.4 Modélisation d'un équipement roue et frein aéronautique 2D

3.4.1 Description du problème

Dans la partie 3.3 nous avons pu mettre en place un modèle couplé 1D. Il n'est cependant pas suffisant pour répondre au besoin en pré-dimensionnement car il ne prend pas en compte l'axe azimutal pour les zones comme la roue, le tube et la couronne. Or nous avons démontré dans la partie 2.3 du chapitre III, que la température ne peut pas être considérée homogène selon cet axe, et qu'il est important de le prendre en compte pour estimer avec précision la cinétique thermique de ces zones. En effet, les fusibles sont positionnés à 0, 120 et 240°. Il nous faut donc impérativement savoir différentier la cinétique thermique de ces points répartis sur l'azimut, qui dépend fortement des phénomènes de convection et de la conduction par périodicité des contacts de la roue. Également pour le tube, la position de la sonde suivant l'axe Ω va influencer sa cinétique thermique. Enfin la couronne est fortement sujette au phénomène de convection car elle n'est pas confinée par le carbone.

Dans cette partie nous réalisons le modèle final destiné à répondre au pré-dimensionnement. Le but ici est d'être conforme à l'ensemble des hypothèses réalisées au paragraphe III. Si sa précision et sa rapidité s'avèrent conformes aux ambitions de Safran Landing Systems, nous pourrons passer par une phase industrialisation de l'outil pour qu'il soit utilisé en tant que méthode de pré-dimensionnement au sein de l'Entreprise.

Nous devons donc une fois l'outil développé, faire des corrélations calculs-essais afin de valider la capacité du modèle à reproduire la réponse thermique d'un système Roue et Frein à une sollicitation que définit l'avionneur. Ce type d'outil doit être paramétré, et accepter en entrée l'ensemble des paramètres définis dans la partie 1.2.2.3 du chapitre I, qui correspondent aux caractéristiques physiques de programmes en service, en développement ou à venir.

Il devient complexe de réaliser un schéma du problème de toutes les zones et leurs échanges. Retenons simplement le schéma ci-dessous qui représente les pièces modélisées et les axes de propagation de l'énergie associée :

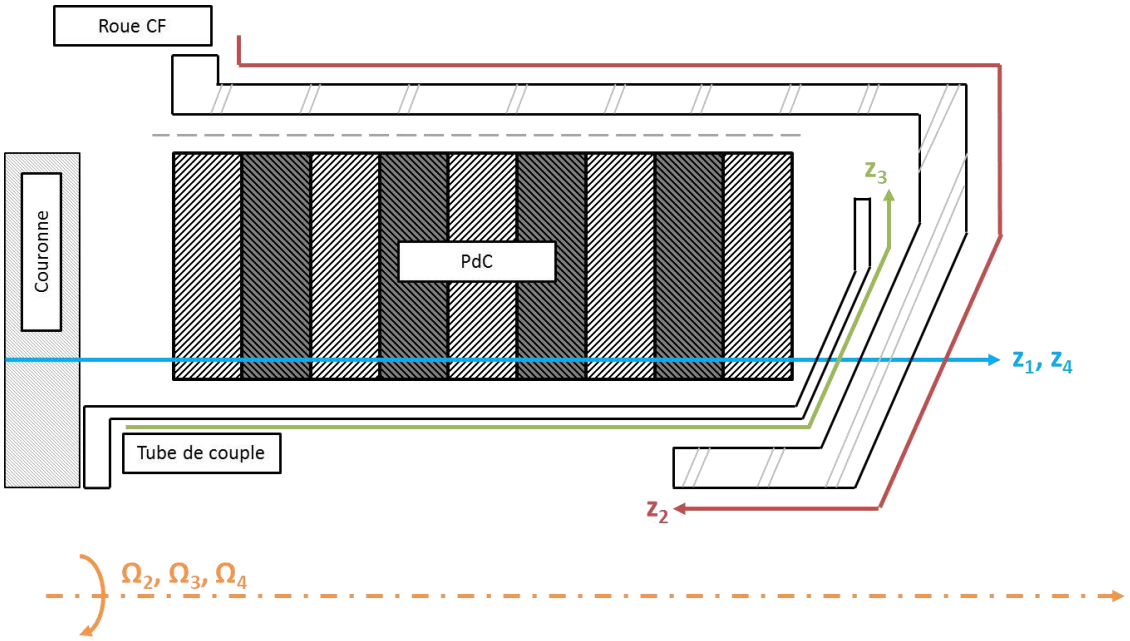


Figure 83 : Schéma du problème de diffusion de la chaleur 1D/2D dans un dispositif multi-disques et son voisinage

3.4.2 Hypothèses

Considérons pour ce modèle final, les hypothèses suivantes qui s'ajoutent à celles déjà formulées au paragraphe 3.3.2 :

- ⇨ Les températures des pièces massiques du pneumatique, roue côté valve, essieu, roulement et azote sont des températures moyennes simulées par des modèles 0D.
- ⇨ Les modèles 2D de la roue, du tube admettent une symétrie du point haut (0°) au point bas de (180°).
- ⇨ Le couplage entre les modèles est fort en temps.
- ⇨ Le couplage entre les modèles est faible en espace.
- ⇨ Les flux émis d'une pièce, d'un ensemble de nœuds sont considérés directement admis par le nœud ou l'ensemble de nœuds d'une autre (explication ci-dessous).

Puisque la roue, le tube et la couronne sont modélisés en 2 dimensions nous sommes forcés d'imposer un couplage faible en espace. D'autre part, les gradients sont beaucoup plus faibles dans les zones environnantes que dans le carbone. Nous pouvons donc nous permettre d'introduire un pas d'espace sur plusieurs directions, et plus grand pour limiter le nombre de volumes de contrôle. La modélisation 2D est bien plus consommatrice en ressources que la modélisation unidirectionnelle. Nous devons donc rester vigilants pour rester conforme au besoin en rapidité de l'outil de simulation thermique.

Illustrons notre dernière hypothèse en complétant la Figure 79. La représentation du couplage faible en espace peut être parachevée par l'échange entre un segment et une surface. Aussi les gradients étant plus faibles dans la surface, un nœud « recouvre » plusieurs nœuds en vis-à-vis. Nous considérons alors la température en vis-à-vis d'un nœud du carbone, comme la moyenne des températures sur l'azimut de la surface. Le flux émis est stocké, et la somme des flux sur les nœuds du carbone en vis-à-vis est directement réintroduite équitablement sur tout l'azimut de roue, du tube ou de la couronne, sans calcul du flux admis par la zone associée.

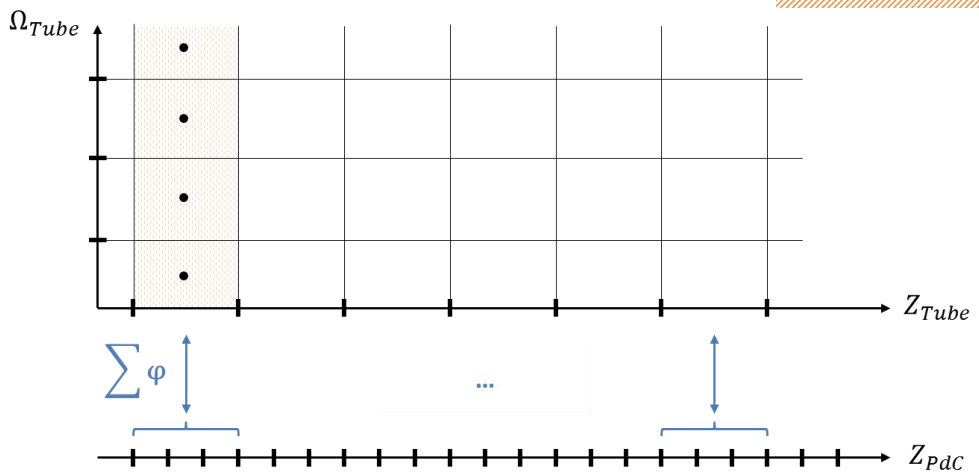


Figure 84 : Illustration des échanges pour le couplage faible en espace

De cette manière nous sommes certains qu'aucune énergie n'est perdue lors de la transmission d'un solide à l'autre. Le bilan d'énergie reste donc nul et la conservation de l'énergie est respectée.

3.4.3 Conditions initiales et aux limites

En sus des conditions initiales et aux limites déjà définies nous pouvons y ajouter les conditions de symétrie valables pour la roue et le tube de couple :

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial \Omega}\Big|_{\Omega=0°} = 0 \qquad [W] \quad (3.45)$$

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial \Omega}\Big|_{\Omega=180°} = 0 \qquad [W] \quad (3.46)$$

Donnons aussi l'exemple du flux de conduction de la roue côté frein vers la roue côté valve donné par l'équation (3.47) qui décrit le contact du point **cr** à **cr'** sur le profil de la roue z, et sur tout le pourtour Ω de 0 à 180°:

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial z \partial \Omega}\Big|_{z=cr\to cr',\Omega} = \frac{\left(T_{i,j}^{n+1} - T_{roue_cv}^{n}\right)}{Rc_{roue_cf/roue_cv}^{n+1}} \qquad [W] \quad (3.47)$$

Remplaçons la couronne par un modèle 2D tel que la roue et le tube, et ajoutons un modèle de roulement en contact avec le moyeu de la roue et l'essieu. Leur comportement thermique est décrit par (3.49). Nous précisons ici le terme de flux produit pour le pneumatique et du roulement côté frein. En effet, ces zones ne sont pas uniquement passives comme la roue côté valve ou l'essieu. Elles peuvent également produire de l'énergie, comme en absorber.

Lors d'un freinage, le pneumatique dégage de l'énergie au talon par déformation mécanique, et le roulement par friction des billes. Cette énergie est calculée au moyen de deux formulations associées. L'énergie dissipée dans le pneumatique ou le roulement est donnée pour un freinage par les relations avec l'énergie frein donnée à l'équation (1.1) :

$$E_p = 4.5\% \times E_{frein} \qquad [J] \quad (3.48)$$

$$E_r = 0.5\% \times E_{frein} \qquad [J] \quad (3.49)$$

Ces postulats ont été établis au travers de l'expérience de Safran Landing Systems et sont aujourd'hui utilisés dans les méthodes de développement. Nous considérons ces hypothèses comme suffisantes

pour le développement de l'outil en pré-dimensionnement, puisqu'elles apportent déjà un niveau de précision satisfaisant sur les stages de revue critique de design (CDR) ou de certification.

Nous ajouterons simplement que l'énergie produite est exprimée au moyen d'un flux volumique constant sur la période de freinage de durée t_f :

$$\varphi_p = \frac{E_p}{t_f \times V_p} \qquad [W/m^3] \quad (3.50)$$

$$\varphi_r = \frac{E_r}{t_f \times V_r} \qquad [W/m^3] \quad (3.51)$$

3.4.4 Modélisation numérique

De la même manière que le puits de chaleur, les modèles sont construits à partir d'un schéma numérique aux différences finies, et la description des phénomènes se base sur un schéma numérique centré, implicite pur. Ce choix est justifié par son caractère inconditionnellement stable. Nous réalisons le même bilan thermique décrit à la formulation (A1.17) sur tous les volumes de la roue ou du tube. Nous remarquons cette fois ci que le bilan peut s'écrire sous une forme différente que lorsque la propagation de l'énergie se fait suivant une direction unique.

Exprimées pour chaque nœud, les équations sont de la forme suivante avec ζ les termes en facteur de la température à l'instant n [98] :

$$\alpha^{n+1} \times \mathrm{T}^{\,n+1}_{i-1,j} + \beta^{n+1} \times \mathrm{T}^{\,n+1}_{i,j-1} + \gamma^{n+1} \times \mathrm{T}^{\,n+1}_{i,j} + \delta^{n+1} \times \mathrm{T}^{\,n+1}_{i,j+1} + \varepsilon^{n+1} \times \mathrm{T}^{\,n+1}_{i+1,j} = \zeta^{n} \qquad [W] \quad (3.52)$$

Avec i et j les coordonnées du nœud considéré, n le pas de temps considéré et N et M le nombre de nœuds suivant les axes. Ainsi pour tout pas de temps il existe le système penta-diagonal par blocs suivant dans lequel toutes les équations sont présentes :

$$\begin{bmatrix}
\gamma_{1,1} & \delta_{2,1} & \varepsilon_{3,1} & & & & & & & & & 0 & \ddots & 0 \\
\beta_{1,2} & \ddots & \ddots & \ddots & & & & & & & & & 0 & \ddots \\
\alpha_{1,3} & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & & & & & & & & & 0 \\
 & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & & & & & & & & \\
 & & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & & & & & & & \\
 & & & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & & & & & & \\
 & & & & \alpha_{i,j} & \beta_{i,j} & \gamma_{i,j} & \delta_{i,j} & \varepsilon_{i,j} & & & & & \\
 & & & & & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & & & & \\
 & & & & & & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & & & \\
 & & & & & & & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & & \\
 & & & & & & & & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & \varepsilon_{N,M-2} & \\
0 & & & & & & & & & \ddots & \ddots & \ddots & \delta_{N,M-1} & \\
\ddots & 0 & & & & & & & & & \alpha_{N-2,M} & \beta_{N-1,M} & \gamma_{N,M} & \\
0 & \ddots & 0 & & & & & & & & & & &
\end{bmatrix}
\times
\begin{bmatrix} T^{n+1}_{1,1} \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ T^{n+1}_{i-1,j} \\ T^{n+1}_{i,j-1} \\ T^{n+1}_{i,j} \\ T^{n+1}_{i,j+1} \\ T^{n+1}_{i+1,j} \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ T^{n+1}_{N,M} \end{bmatrix}
=
\begin{bmatrix} \zeta_{1,1} \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \zeta_{i-1,j} \\ \zeta_{i,j-1} \\ \zeta_{i,j} \\ \zeta_{i,j+1} \\ \zeta_{i+1,j} \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \zeta_{N,M} \end{bmatrix}
\qquad [W] \quad (3.53)$$

La résolution de ce système passe par l'inversion de la matrice $\mathbb{A}$ tel que :

$$\begin{bmatrix} T_{1,1}^{n+1} \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ T_{i-1,j}^{n+1} \\ T_{i,j-1}^{n+1} \\ T_{i,j}^{n+1} \\ T_{i,j+1}^{n+1} \\ T_{i+1,j}^{n+1} \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ T_{N,M}^{n+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \zeta_{1,1} \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \zeta_{i-1,j} \\ \zeta_{i,j-1} \\ \zeta_{i,j} \\ \zeta_{i,j+1} \\ \zeta_{i+1,j} \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \zeta_{N,M} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} & & & & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & & & & \\ & & & & & & \mathbf{A} & & & & & & \\ & & & & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & & & & \end{bmatrix}^{-1} \quad [\mathrm{K}] \qquad (3.54)$$

L'inversion de matrice peut rapidement devenir très coûteuse en temps de calcul. Ce d'autant que le nombre de mailles est important. La taille de matrice est en NxM. Également cette opération doit être effectuée pour chaque pas de temps car le système résout le problème à l'instant n. Nous devons impérativement trouver une solution pour accélérer le temps de simulation car celui-ci devient rapidement très long. La matrice A à inverser à la particularité d'être creuse. La majorité de ses termes sont nuls. La déclarer en tant que Sparse Matrix dans le code de calcul, permet de ne stocker en mémoire uniquement les termes non nuls [98]. Cela réduit ainsi le poids du fichier matrice de manière conséquente, jusqu'à 90%. Les accès en lecture et écriture de la matrice sont ainsi beaucoup plus rapides. Cette astuce nous fait gagner un temps considérable, car les accès aux matrices penta-diagonales ont lieu pour chaque pas de temps simulé, et pour trois zones.

Au regard de l'inversion de la matrice, dans notre cas présent l'utilisation de l'algorithme de Thomas n'est pas envisageable car elle n'est pas tri-diagonale mais penta-diagonale par blocs. L'inversion peut tout de même être résolue par l'algorithme des gradients conjugués. Cet algorithme permet de résoudre le système :

$$A \times x = b \qquad [-] \qquad (3.55)$$

La solution x^* est dans la base de R^n :

$$x^* = \sum_{i=1}^{n} \alpha_i \, p_i \qquad [-] \qquad (3.56)$$

Avec les coefficients donnés par :

$$b = A \, x^* = \sum_{i=1}^{n} \alpha_i \; A \, p_i \qquad [-] \qquad (3.57)$$

$$\alpha_k = \frac{p_k^T \, b}{p_k^T \, A \, p_k} \qquad [-] \qquad (3.58)$$

Avec p_k suite de n directions conjuguées deux à deux. Le gain obtenu par une combinaison des deux solutions pour accélérer le temps de calcul est de l'ordre de 40. Cela rend l'outil suffisamment performant pour répondre au besoin de Safran Landing Systems.

Notons enfin la possibilité de résoudre ce problème par l'algorithme des directions alternées, qui permet de décomposer selon les deux directions la résolution. On introduit l'existence d'un demi pas de temps fictif, servant à résoudre les équations de manière unidirectionnelle selon une direction, puis selon l'autre du demi pas de temps fictif jusqu'au pas de temps réel. Le pas de temps fictif ainsi créé est appelé $n+1/2$. La résolution suivant la direction z et Ω devient (3.59). Nous avons alors deux systèmes tri-diagonaux à résoudre, décrivant la propagation de l'énergie selon une direction, puis l'autre. La résolution se fait avec l'algorithme de Thomas.

$$\begin{cases} \frac{1}{a_{ij}} \frac{T_{i,j}^{n+\frac{1}{2}} - T_{i,j}^{n}}{\frac{\Delta t}{2}} = \lambda \times r\Delta\Omega \times e \frac{T_{i-1,j}^{n+\frac{1}{2}} - 2T_{i,j}^{n+\frac{1}{2}} + T_{i+1,j}^{n+\frac{1}{2}}}{\Delta z^2} + \lambda \times \Delta z \times e \frac{T_{i,j-1}^{n} - 2T_{i,j}^{n} + T_{i,j+1}^{n}}{(r\Delta\Omega)^2} & [W] \\ \frac{1}{a_{ij}} \frac{T_{i,j}^{n+1} - T_{i,j}^{n+\frac{1}{2}}}{\frac{\Delta t}{2}} = \lambda \times r\Delta\Omega \times e \frac{T_{i-1,j}^{n+\frac{1}{2}} - 2T_{i,j}^{n+\frac{1}{2}} + T_{i+1,j}^{n+\frac{1}{2}}}{\Delta z^2} + \lambda \times \Delta z \times e \frac{T_{i,j-1}^{n+1} - 2T_{i,j}^{n+1} + T_{i,j+1}^{n+1}}{(r\Delta\Omega)^2} & [W] \end{cases} \quad (3.59)$$

Avec :

$$\frac{1}{a_{ij}} = \rho \times r\Delta\Omega \times \Delta z \times e \times Cp \quad [J/K] \quad (3.60)$$

Dans notre cas, l'algorithme des gradients conjugués nous permet d'atteindre la performance voulue, donc nous n'avons pas mis en place les directions alternées, plus longues à intégrer au code.

Les astuces de simplification de programmation sont identiques à celles imaginées dans la partie 3.3 Néanmoins l'aspect bidimensionnel complique la tâche en raison du grand nombre de phénomènes et de conditions aux limites différentes. C'est pourquoi nous n'expliciterons pas les équations, qui restent similaires à celles du paragraphe 3.3.4 (3.41).

Prenons l'exemple d'un volume de contrôle situé sur la jante, au niveau d'une barrette au milieu de jante. Sa position est repérée par la vue Figure 85. Aussi le volume de contrôle n'est pas en contact avec le pneumatique. Il est mouillé par l'azote et il est en contact avec le carbone.



Figure 85 : Localisation du volume de contrôle considéré sur la jante pour l'exemple de cartographie

Nous pouvons établir le tableau des phénomènes :

Phénomène	Coefficient	Valeur
Convection diamètre intérieur	N/A	0
Convection diamètre supérieur	N/A	**1**
Convection à gauche	N/A	0
Convection à droite	N/A	0
Rayonnement diamètre intérieur	N/A	0
Rayonnement diamètre extérieur	N/A	**1**
Rayonnement à gauche	N/A	0

Rayonnement à droite	N/A	0
Conduction vers le puits de chaleur	N/A	**1**
Conduction vers le pneumatique	N/A	0
Conduction vers la roue côté valve	N/A	0
Conduction vers le roulement	N/A	0

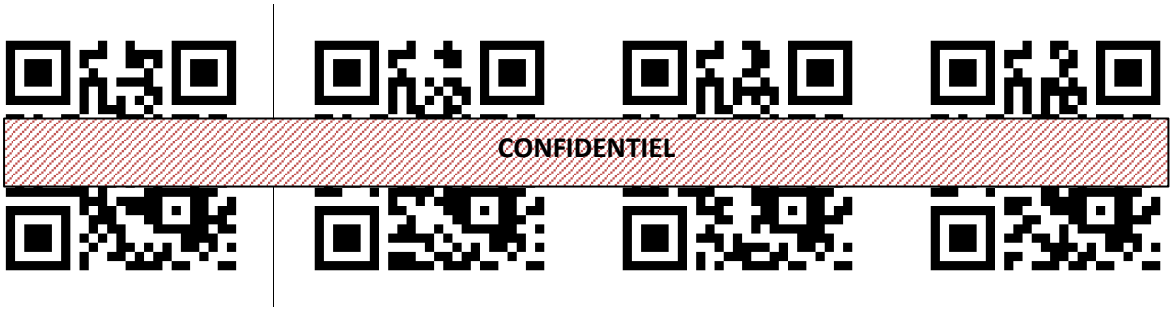
Tableau 15 : Cartographie des phénomènes pour un nœud dans la roue pour le modèle 2D

Le programme fait environ 6000 lignes. Il est totalement paramétré, en acceptant plus d'une centaine de paramètres physiques. Il est possible de simuler tout type de cycle demandé par l'avionneur, et pour différentes technologies comme identifié au paragraphe 1.2.2 du chapitre I.

3.4.5 Résultat et corrélations calculs essais

L'outil a été soumis à plusieurs stress tests, attestant de son bon fonctionnement, et sa conformité en rapport avec le besoin exprimé par Safran Landing Systems. Le temps de calcul reste contenu sous les 30 minutes pour un cycle journalier (daily cycle), correspondant aux conditions d'utilisation du produit par les compagnies aériennes. Ce temps nous permet de faire un grand nombre de simulation rapidement pour des configurations d'équipement différentes, en comparaison des 24 heures nécessaires pour réaliser le même type de calcul avec la méthode de développement Fluent, sans compter le temps de création et mise en donnée du maillage (≈1 à 2 mois pour Fluent contre 10 minutes pour le modèle de pré-dimensionnement).

Ainsi l'outil met à disposition des informations basées sur la physique pour valider le comportement thermique du design en phase de pré-dimensionnement. Ces résultats constituent une preuve pour le client que Safran Landing Systems a la capacité technique de justifier ses choix de design dès le démarrage de la conception. L'outil permet aussi de juger qualitativement de l'influence de paramètres de design. Nous pouvons illustrer le type de résultats obtenus lors de simulation de deux programmes en service court courrier et un long courrier, avec des technologies de roues et de frein très différentes.



Ci-dessus quatre liens vidéo permettant de voir ce qui est transmis à l'écran de l'utilisateur en temps réel, lorsqu'il joue la simulation. Il est bien sur possible de désactiver ce genre d'animation qui est consommateur de ressources calcul. En annexe (Annexe 2), nous montrons le niveau de corrélation calcul-essais suivant les critères de précision méthodologiques utilisés à Safran Landing Systems de la méthode de développement. Pour rappel, ces critères de précision méthodologiques sont explicités au paragraphe 1.3.1.1 du chapitre I.

Les résultats présentés en annexe permettent de conclure sur l'importance de la caractérisation des conditions aux limites du modèle pour améliorer sa précision. Si elle est satisfaisante d'un point de vue industriel pour une phase de pré-dimensionnement produit, elle reste très perfectible. Une ouverture se présente donc sur le travail réalisé au chapitre IV et V de cette thèse.

3.4.6 Application au dépôt d'un brevet

Suite au développement de l'outil 2D mentionnons que son utilisation, grâce à sa bonne corrélation avec les essais et les calculs 3D a permis le dépôt d'un brevet en France aux noms de **Safran Landing Systems** et de **l'Université Paris Ouest Nanterre La Défense**, déposé le **16 Août 2017** sous le numéro **17 57707**. Il consiste en l'apport d'un dissipateur thermique disposé sur la face du stator 1 entre le carbone et la couronne. Nous ne nous attarderons pas dans ce paragraphe au détail du brevet déposé. L'avantage de ce type de modèle est qu'il permet rapidement de vérifier l'impact d'une surface d'échange latérale multipliée par trois sur la cinétique thermique du frein. Un tel calcul par méthode 3D serait très lourd à mettre en place, en raison de la modélisation des fines ailettes nécessitant ainsi une discrétisation spatiale très fine.

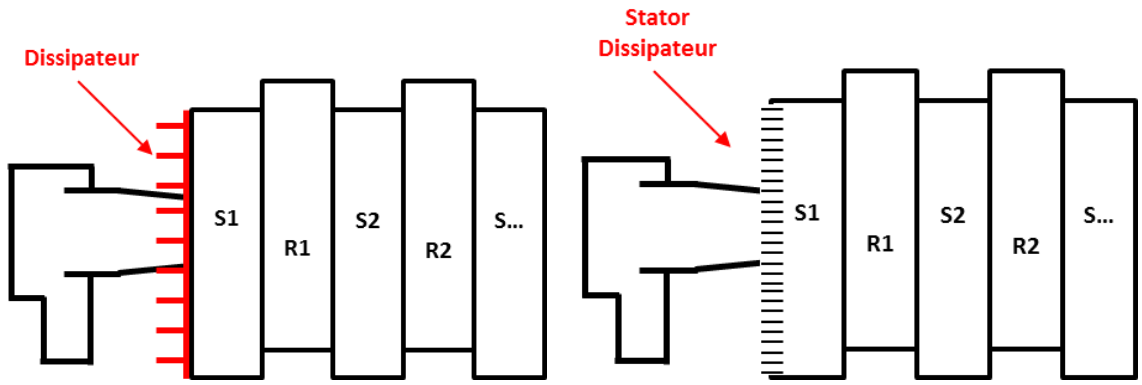


Figure 86 : Principe technique proposé pour le dépôt de brevet

Appliqué au moyen d'une pièce rapportée en aluminium accolé au stator 1, ou encastré dans le carbone par usinage du premier disque, son rôle est multiple. Il permet dans un premier temps d'augmenter la surface d''échange entre l'air et le carbone. Ainsi le refroidissement s'en trouve favorisé. Le TAT de l'aéronef est diminué grâce à l'ajout d'une technologie à faible coût et d'une grande simplicité de mise en place.

Dans un second temps il permet également de diminuer la température au bead seat car l'énergie dispose d'un chemin plus rapide pour la dissipation. Les contraintes sur la roue sont donc réduites. Enfin par la présence d'ailettes, le rayonnement se trouve piégé dans le dissipateur ce qui permet de diminuer la température maximale atteinte par le fluide hydraulique. Sa durée de vie est donc allongée. Ce dessous une illustration 3D de la solution rapportée à gauche et encastrée à droite. Notons ici que la position, forme, nombre et disposition des ailettes ou rainures n'est pas optimale :

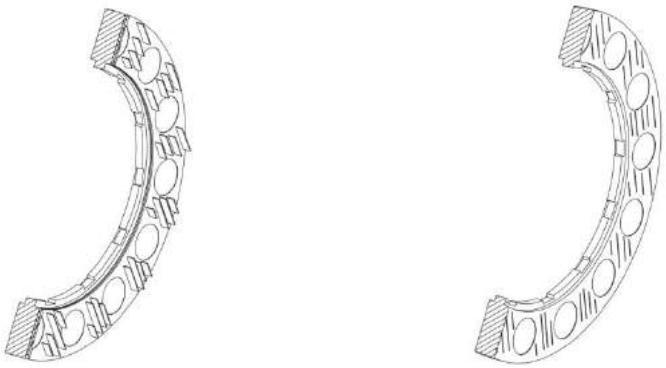


Figure 87 : Illustration 3D du dissipateur rapporté (ailettes) ou encastré (rainures)

Voici ci-dessous les résultats obtenus par deux simulations rapides de l'outil développé. Ici nous traçons simplement l'influence d'un échange convectif plus efficace sur la face du premier stator. Par ces résultats nous montrons que, la cinétique de refroidissement du puits de chaleur est accélérée, et que le TAT est réduit. Aussi les températures maximales atteintes sur la jante et la couronne sont plus

faibles. Ces résultats sont obtenus sans prendre en compte l'avancement de l'avion, où les ailettes auront leur maximum d'efficacité en raison du vent relatif et de la convection forcée.

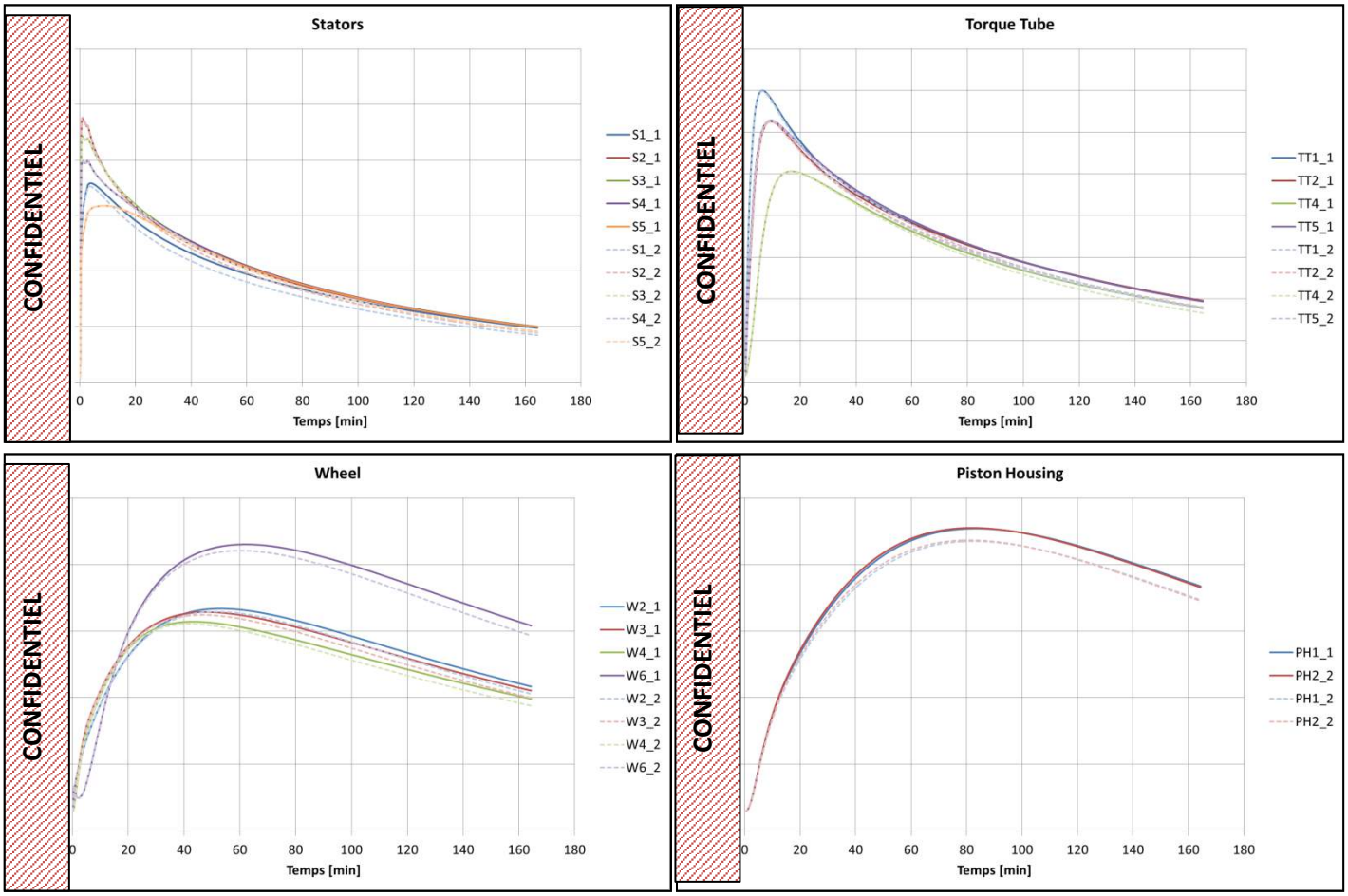


Figure 88 : Impact sur les températures de l'équipement, de l'ajout d'un dissipateur sur la face S1

3.5 Conclusion

Dans cette partie nous avons démontré la possibilité de modéliser un disque et un ensemble de disques empilés de manière unidirectionnelle analytique et numérique. La modélisation numérique a été retenue car plus simple à mettre en œuvre et plus souple pour implémenter des phénomènes physiques. Nous nous sommes assurés que cette modélisation soit validée analytiquement jusqu'à un certain point pour valider notre aptitude à simuler la propagation de l'énergie dans le système de freinage.

Par la suite, à partir des hypothèses réalisées au chapitre précédent, nous avons modélisé un équipement Roue et Frein par plusieurs modèles couplés 1D ou plusieurs modèles couplés 1D et 2D. Ces modélisation fonctionnent tel qu'attendu et montre un accord qualitatif pour la modélisation couplée 1D, et quantitatif pour la simulation 1D et 2D, avec les essais. La preuve en a été apportée par diverses illustration des courbes de températures en fonction du temps suivant les instrumentations réalisées lors d'essais de qualification, mais aussi par le calcul des critères méthodologiques de précision utilisés au bureau d'étude.

Suite à ces comparaisons entre résultats de simulation et données d'essais, il a été jugé au travers de plusieurs audits techniques que Safran Landing Système possède la maturité et les compétences suffisantes pour répondre à son besoin interne, par la mise en place et certification d'un outil de simulation thermique simplifié pour la phase de pré-dimensionnement au travers d'une qualification

TRL. A son stade de développement, la modélisation du puits de chaleur prétend aujourd'hui au niveau de maturité TRL4. De plus cet outil sert à résoudre différentes problématiques, et à simuler rapidement l'impact de certains paramètres sur la réponse thermique de l'équipement à un freinage. Sa rapidité a permis la rédaction d'un brevet avec preuve par calcul rapidement.

La simulation numérique est aujourd'hui au cœur des problématiques industrielles, et aide à résoudre de nombreux problèmes. Par modélisation numérique 1D, nous sommes ainsi en mesure de prédire le comportement du puits de chaleur en phase de freinage. Nous avons soulevé cependant un problème majeur. Les conditions aux limites inspirées des modèles 3D ne permettent pas de reproduire avec un degré de précision optimal, les données observées lors des essais. Il est certain qu'un travail d'identification doit être mise en place pour améliorer la fiabilité des outils, qu'ils soient utilisés en pré-dimensionnement comme en développement car les hypothèses employées sont semblables. Nous devons travailler sur la caractérisation des conditions aux limites, en commençant pas la source, puis les autres paramètres en s'éloignant progressivement de point de départ initial de l'énergie. En suivant son chemin de l'origine jusqu'aux limites du domaine, nous minimiserons efficacement l'erreur réalisée sur la modélisation numérique. Nous avons le recul nécessaire pour affirmer que si les conditions initiales et aux limites de la source ne sont pas bien définies, le travail mené sur l'ensemble des conditions aux limites du modèle ne seront plus valides car impactées. En effet elles seraient recalées sur une solution fausse, et éloignée de la réalité.

Notre modèle numérique 1D direct peut parfaitement répondre à cette problématique. Lors du freinage les échanges vers le tube et la roue restent mineurs, et peuvent parfaitement être modélisés dans cette simulation 1D au moyen de conditions aux limites bien définies.

Dans cette partie nous avons donc illustré la capacité du modèle simplifié à remettre en cause des hypothèses ancrées dans la conception des équipements Roues & Freins depuis de longues années. Aussi il va permettre dans un second temps, et explicité dans le chapitre suivant, l'identification de nouvelles hypothèses pour alimenter et nourrir les modèles les plus performants et conséquents.

Chapitre 4: Présentation de méthodes d'identification de Flux

4.1 Introduction

Nous avons vu dans le chapitre précédent, l'importance capitale de maîtriser les conditions aux limites du système pour obtenir un résultat qualitativement et quantitativement correct. La maîtrise de ces paramètres passe par un processus méthodologique précis. La modélisation actuelle présente des écarts avec les mesures expérimentales comme nous avons pu le constater au paragraphe 3.4.5 du Chapitre III (Figure 168 à Figure 171). Ces écarts sont dus à la mauvaise maîtrise des paramètres du problème. Ces derniers peuvent faire l'objet d'une identification, en suivant des méthodes de résolution des problèmes inverses de conduction de la chaleur (PICC) [69] [73] [74] [104] [107] [121]. Dans le paragraphe 4.2 de ce chapitre, nous illustrerons plus en détail cette problématique sur la partie du freinage.

Nous exposerons dans le paragraphe 4.3, le processus d'identification inverse. Cette identification se base sur l'observation de la conséquence pour remonter à des causes inconnues [37] [92] [96]. Dans notre environnement, il s'agit de déterminer des grandeurs relatives au système dans son état initial ou à son environnement, supposées connues. Pour un problème direct, le modèle est utilisé pour déterminer la réponse du système à des conditions initiales et aux limites. Le problème inverse comme son nom l'indique, se base sur l'observation correspondant à une mesure pour déterminer ou estimer les paramètres du modèles, les conditions initiales, les conditions aux limites.

L'analyse de de sensibilité du problème frein est une étape cruciale dans l'identification inverse de paramètres [90] [96]. Elle est importante dans le choix de notre paramétrage du problème et sera explicitée dans un paragraphe dédié. Par la suite nous appliquerons selon l'approche déterministe le processus d'identification sur un cas purement numérique. Cette approche converge vers un jeu de paramètres s'approchant au mieux de la conséquence observée, par une minimisation des résidus au moyen d'une méthode par descente de gradient. Nous verrons que ce cheminement nous a conduits à repenser notre façon de paramétrer le problème, pour arriver à une identification transitoire des paramètres concernés.

L'autre méthode présentée dans le paragraphe 4.6 se base sur un procédé probabiliste [91]. A partir d'un plan d'expérience généré de notre apriori sur un jeu de paramètres, elle apprend à se comporter comme la fonction résiduelle de notre modèle direct. Il devient peu coûteux de générer un nombre extraordinaire de calculs, afin de sélectionner les paramètres de la simulation la plus proche de notre observation. Dans ce chapitre nous verrons en détail ces deux moyens de réaliser cette identification et/ou estimation. Une application numérique relative à notre cas d'étude sera conduite pour prouver le bien-fondé de ce raisonnement.

Le but de ce chapitre est donc d'introduire les méthodes d'identification de paramètres par inversion de mesures, par formalisme déterministe et probabiliste. Montrer leur application sur un cas numérique nous permettra d'envisager dans le chapitre suivant, l'application sur un cas réel. L'objectif est d'apporter une connaissance plus précise des phénomènes de dissipation d'énergie aux interfaces des disques, sur la période de freinage dans un premier temps. L'intérêt final est aussi d'enrichir les modèles de pré-dimensionnement 2D et développement 3D Fluent afin de garantir une meilleur

précision et modélisation de la physique dans les outils. Cette étude s'inscrit dans le but de rendre plus fiable la conception du produit.

4.2 Problématique de la fonction directe

Pour illustrer les propos tenus dans l'introduction, générons une première solution à l'aide de notre fonction directe. Il s'agit de la fonction 1D présentée au chapitre précédent, validé sur la modélisation 3D. Le cycle de freinage simulé est résumé dans la table ci-dessous :

Cycle		
Phase	**Temps**	**Énergie**
Freinage Wn Normal Energy Landing	18 s	En frein = 38.6 MJ

Tableau 16 : Détail du cycle de freinage pour identification inverse

Ci-dessous les résultats obtenus pour une modélisation avec Flux calculés selon la méthodologie actuelle (Figure 35), en comparaison d'un essai sur un programme court-courrier. La température dans les stators S1 et S5 n'est pas tracée, car elles servent de conditions aux limites du système. Ces conditions aux limites sont lues à partir des essais et permettent de générer avec plus de précision les températures du domaine en nous affranchissant de définir les échanges convectifs et radiatifs aux extrémités.

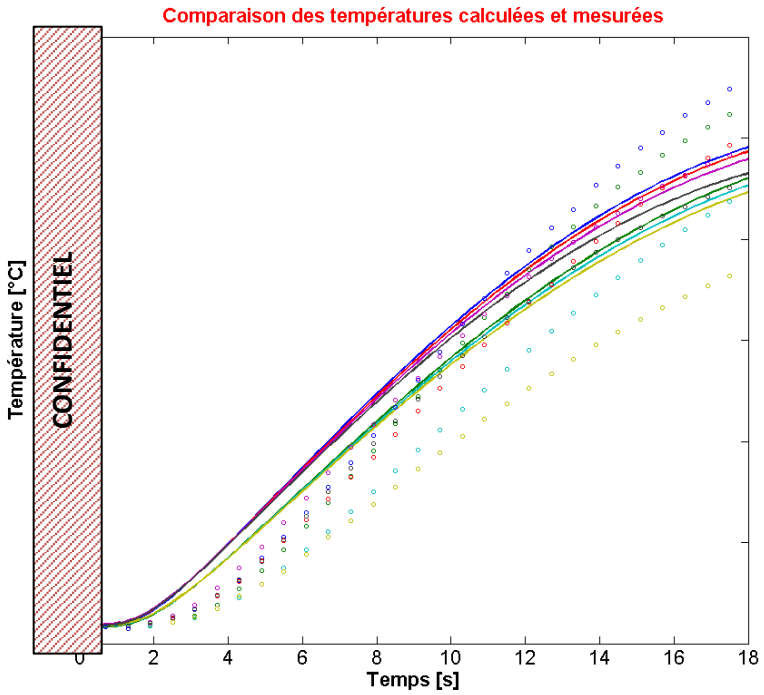


Figure 89 : Comparaison de la simulation (trait plein) et la mesure (points).

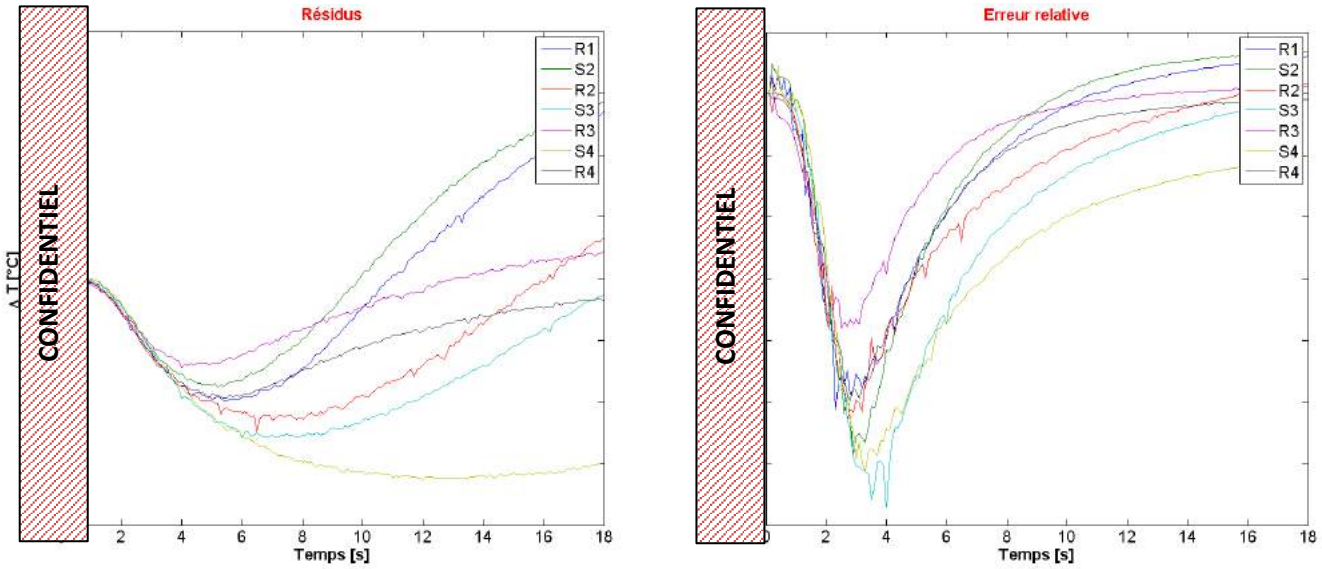


Figure 90 : Résidus et erreur associés au calcul 1D dans les disques avec l'hypothèse classique des flux aux interfaces

Nous constatons sur les résultats montrés Figure 89 et Figure 90, qu'avec l'hypothèse initiale de modélisation des flux, la corrélation entre le calcul et les essais n'est pas optimale. On observe un décalage, tant sur la cinétique thermique que sur le maximum en température atteint, entre le calcul et les données relevées lors du procédé expérimental. Les résidus sont élevés, entrainant une erreur importante jusqu'à 120%. Nous allons montrer dans le paragraphe 4.4, que la modélisation est très sensible aux flux générés aux interfaces. Les paramètres associés au flux généré ont donc une influence de premier ordre sur la cinétique thermique lors du freinage.

Historiquement, les données d'entrées relatives aux flux générés aux interfaces des disques lors d'un freinage proviennent d'une modélisation simplifiée donnée par les relations mécaniques (1.14) à (1.20). Safran dispose de nombreuses données d'essai sur lesquelles on peut d'appuyer afin de comparer les résultats de calcul à l'expérimental. Cependant, il est constaté ici que cette modélisation du flux [8] [10] ne permet pas d'obtenir une solution représentative de la réalité en phase de freinage.

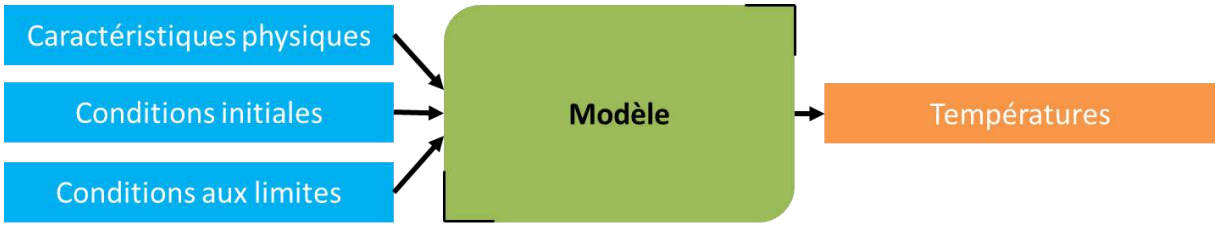
Il est ainsi primordial de maîtriser la donnée d'entrée « flux généré » si l'on souhaite améliorer la précision du modèle. Nous devons nous assurer que nos données d'entrée et conditions aux limites soient bien définies, ce qui nous permet de justifier les écarts obtenus sur la phase de freinage. En réalité nous cherchons à ce que la mesure et la simulation correspondent, comme nous pourrons le voir dans le chapitre V.

4.3 Présentation des méthodes inverses

Ce paragraphe introduit la méthode d'identification inverse déterministe par méthode de descente de gradient. Ce genre de méthode est aujourd'hui répandu et utilisé dans l'industrie. Dans les travaux traitant de l'analyse des températures, les auteurs émettent des hypothèses quant à la distribution spatiale et ou temporelle des sources [67-71]. C'est ce que nous avons suivi comme méthode pour notre travail de modélisation jusqu'alors. Dans cette partie nous abordons le moyen le plus classique utilisé pour caractériser les conditions aux limites associées aux mesures lors des essais.

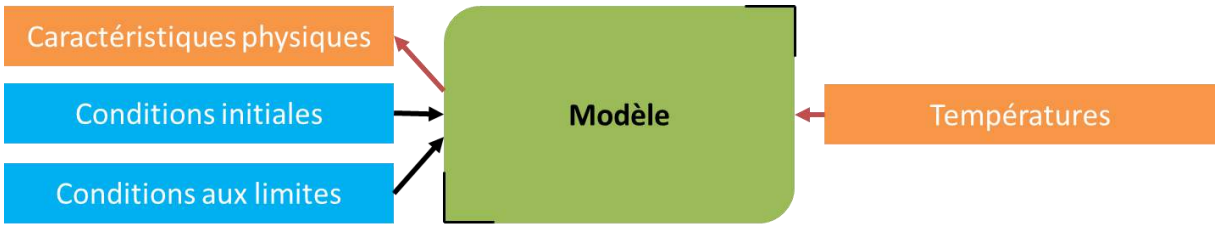
Nous sommes en possession d'un modèle direct 1D transitoire. Comme la plupart des problèmes réels rencontrés dans l'industrie, ce modèle dispose de paramètres d'entrées [72-75]. Il existe un fort enjeu dans le choix de ces paramètres, car ils sont à l'origine de la réponse du modèle dont on souhaite constamment améliorer la précision. L'étude de sensibilité du modèle nous donnera des informations sur le rôle que jouent ces derniers. Parmi ces entrées nous retrouvons les caractéristiques physiques

du domaine, les conditions initiales et les conditions aux limites. Le rôle du modèle direct est de fournir la sortie (ici la température dans les disques de carbone) en fonction du temps, et à partir de ses entrées :

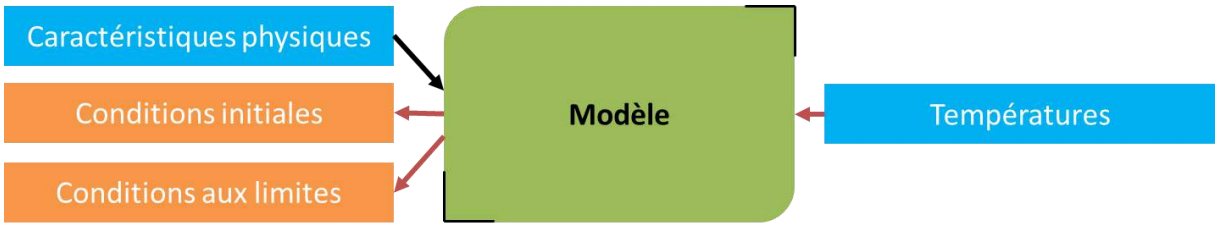


4.3.1 Différents problèmes inverses

Il existe une multitude de problèmes inverses [87]. Le cas le plus standard et généralement le plus appliqué dans l'industrie est celui de l'optimisation. Dans un cas d'optimisation, nous faisons varier les données associées aux caractéristiques physiques du modèle afin de faire tendre la sortie vers une solution optimale. On considère donc les conditions initiales et aux limites comme connues, et l'on fait varier les caractéristiques physiques (dimensions…) du modèle afin de faire tendre la sortie vers un optimum désiré et trouver la configuration géométrique la plus adaptée au problème [99] :



Il existe également une autre branche relative au problème inverse. La sortie étant connue (mesure en essai), l'objectif est de remonter aux conditions aux limites ou à la condition initiale. Ici les caractéristiques physiques sont figées, c'est-à-dire connues. Le problème est dit inverse car l'on remonte de la conséquence (la température) vers les causes (conditions initiales et aux limites), par opposition au problème direct [84]. Généralement, caractériser de cette manière les conditions initiales d'un problème inverse de conduction de la chaleur est l'exercice le plus difficile [73] [75] [100].



4.3.2 Algorithmes utilisés en méthodes inverses

Il existe une multitude de possibilités pour résoudre des problèmes inverse [85] [89] [105-107]. Certaines approches, sont plus ou moins performantes selon les cas d'application [83] [88]. Nous allons exposer dans ce paragraphe les différentes classes de méthodes existantes, avec des illustrations correspondantes. Par ce recensement, nous verrons lesquelles peuvent s'appliquer à notre problématique et quelles en sont les limites.

4.3.2.1 Classes de méthodes

Nous pouvons recenser 4 principales classes de méthodes. Chacune est basée sur un objectif simple, trouver l'optimum d'une fonction sur son domaine de définition dans l'espace. Par convention, le but correspond généralement à trouver le minimum global de la fonction sur $\mathbb{R}^n$.

Méthodes de descente :

Les méthodes de descente consistent en une suite de valeurs de paramètres, que l'on espère convergente vers un minimum. Pour chaque étape du processus, l'algorithme décide d'aller dans une direction de l'espace avec pour but de diminuer la valeur de l'objectif, d'où le terme descente. Ces méthodes peuvent être à base de dérivées :

- ⇨ Descente de gradient (plus forte pente).
- ⇨ Gradient conjugué.
- ⇨ Quasi-Newton.

Elles peuvent aussi être construites à base d'approximations locales, sans dérivées :

- ⇨ DFO (Direct function optimization).

Les méthodes de descente de gradient se basent sur l'approximation de Taylor à l'ordre 1 ou à l'ordre 2, dans un voisinage du point considéré. Pour décider si le point est otpima ou non, il nous faut vérifier pour un point x* minimum local de f , deux fois dérivable :

$$\begin{cases} \nabla f(x^*) = 0 \\ d^t \nabla^2 f(x^*) d > 0 \end{cases} \qquad [-] \qquad (4.1)$$

Toutes les méthodes de descente génère une suite de pramètres tels que à une itération k :

$$x^{k+1} = x^k + \alpha . d^k \qquad [-] \qquad (4.2)$$

Point suivant — Point courant — Direction — Pas > 0

Il est possible suivant la dérivabilité de la fonction de faire une approximation locale de la fonction par développement de taylor à l'ordre 1 ou 2 et pour un pas normalisé à 1 :

$$\begin{cases} ordre\ 1 & \mathrm{f}(\mathrm{x}^{k+1}) \approx f(x^k) + \nabla f(x^k)^T d^k \\ ordre\ 2 & \mathrm{f}(\mathrm{x}^{k+1}) \approx f(x^k) + \nabla f(x^k)^T d^k + \frac{1}{2} d^{k\,T} \nabla^2 f(x^k) d^k \end{cases} \qquad [-] \qquad (4.3)$$

La formualtion à l'ordre 1 nous permet d'arriver à la méthode dite de plus forte pente (Steepest Descent). La convergence est généralement lente lorque l'on est proche de l'optimum par phénomène de zig-zag. L'odre 2 est ainsi préféré, et mène à la méthode de Newton qui possède des propriétés de convergence avantageuse. Cependant elle nécéssite de connaître la Hessienne, et de savoir l'inverser, voir de la modifier pour la rendre définie positive.

$$\begin{cases} ordre\ 1 & d^k = -\nabla f(x^k) \\ ordre\ 2 & d^k = -\left(\nabla^2 f(x)^k\right)^{-1} \nabla f(x^k) \end{cases} \qquad [-] \qquad (4.4)$$

Les méthodes de quasi-Newton s'affranchissent de ces limitations par une approximation définie positive de la Hessienne construitre à partir des gradients () (BFGS, Gauss-Newton, Levenberg

Marquardt). Voici une illustration des méthodes à descente de gradient sur un domaine à deux dimensions :

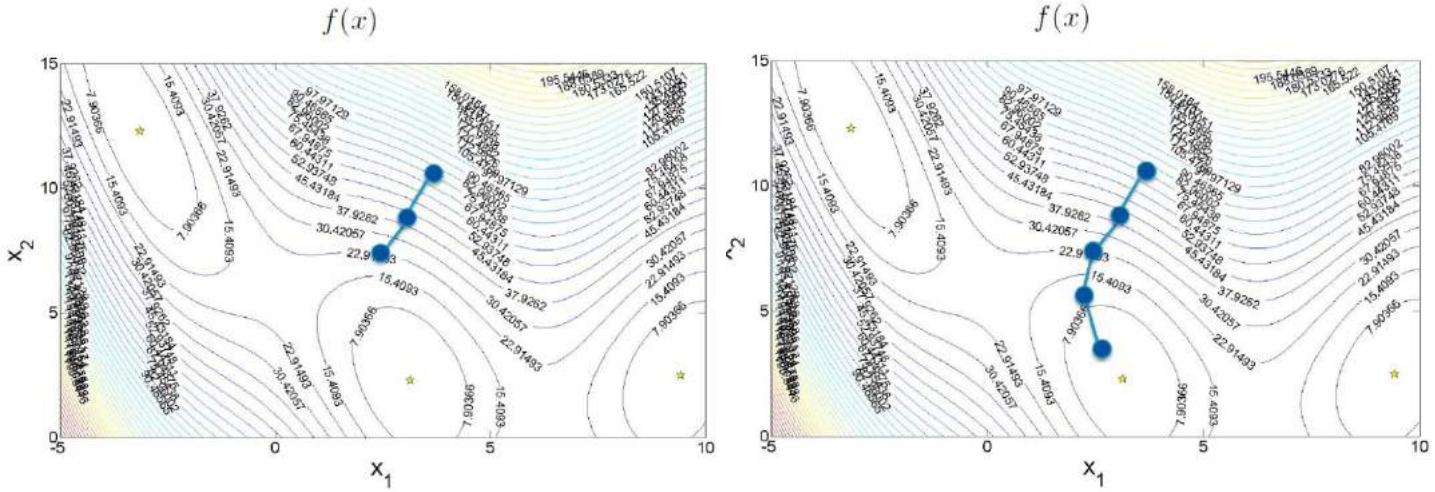


Figure 91 : Illustration du chemin suivi – Méthode de descente de gradient

Les Méthodes directes sont assez répandues (SIMPLEXE, Pattern Search). L'évolution d'un motif se fait à l'aide d'une transformation élémentaire en fonction de la valeur de l'objectif en ses sommets. Elles sollicitent d'avantage la fonction objectif, et s'avère plus lourdes. Elles peuvent s'avérer très utiles pour l'optimisation de fonctions non régulières, non dérivables, bruitées. En voici une représentation sur un domaine à deux dimensions :

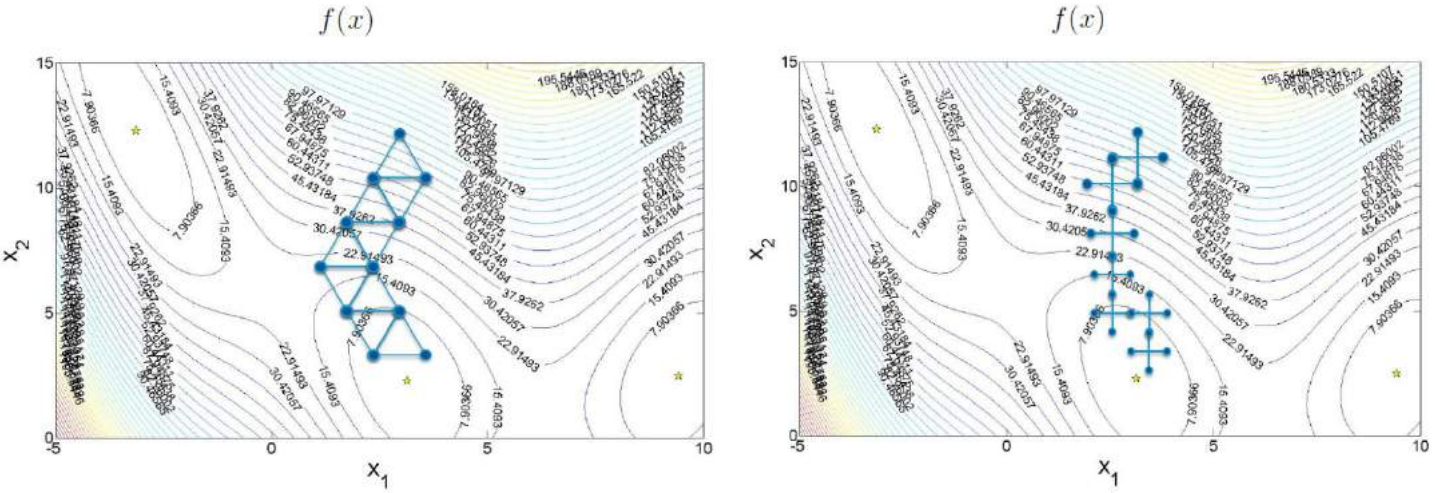


Figure 92 : Illustration du chemin suivi – Méthode directes

Il existe également d'autres méthodes qui se basent sur les régions de confiance (Trust Region Method). L'approximation de Taylor à l'ordre 2 est valable dans une hyper sphère autour du point courant, dont la taille varie. D'autres combinent les avantages de plus grande pente et Newton privilégiant la plus grande pente loin de l'optimum, et Newton lorsque l'on approche (DOGLEG).

Méthodes évolutionnaires :

Ces méthodes s'inspirent de la sélection naturelle. On parle ainsi d'algorithmes génétiques. Une valeur des paramètres est vu comme un individu qui peut se reproduire, muter. A chaque étape, seuls les meilleurs sont sélectionner, pour les combiner ensuite et générer une nouvelle population potentiellement plus performante. Les mutations sont autorisées pour explorer le domaine. Généralement le nombre d'appel à la fonction fait de ces algorithmes un cas complexe à utiliser. Il existe aussi un très grand nombre de réglage à ces algorithmes comme le nombre d'individus, lesquels sélectionner, comment les combiner et les faire muter [102][113].

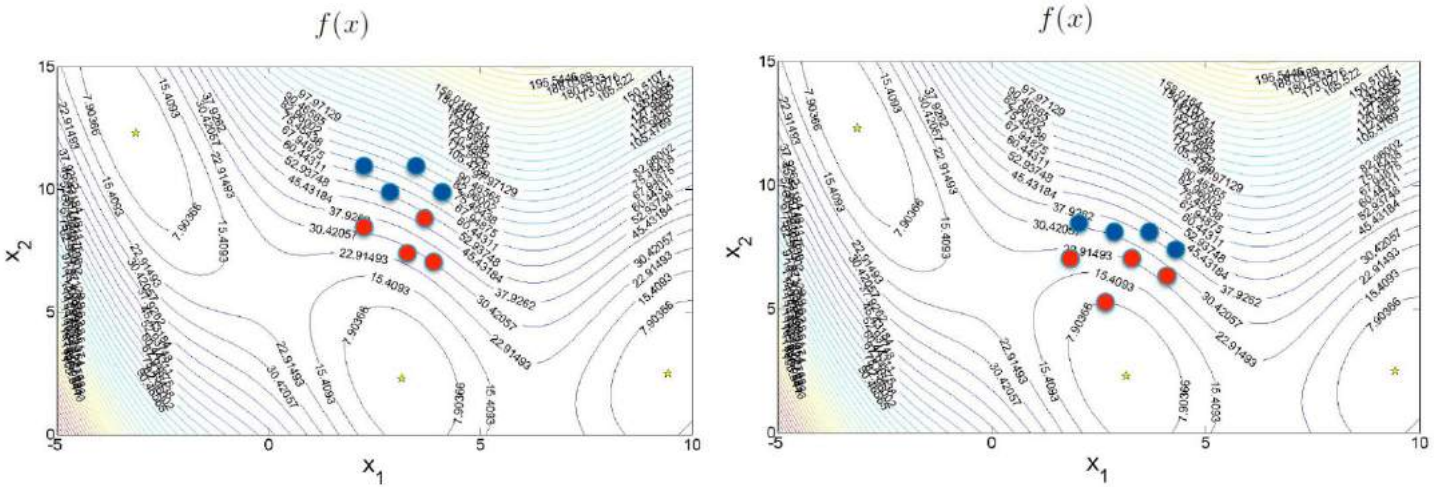


Figure 93 : Illustration du chemin suivi – Méthode évolutionnaires

Mutli-Start :

Aucune de ces méthodes ne garantit la convergence vers un minimum global. Généralement on peut adapter ces méthodes avec l'ajout d'une composante aléatoire, pour éviter la convergence vers un minimum global. On parle dans ce cas de Tunneling, mais qui peut être difficile à gérer. Il existe aussi le multi-start qui consiste à choisir plusieurs points d'initialisation. On obtient ainsi une collection de minimas locaux ou le minimum global.

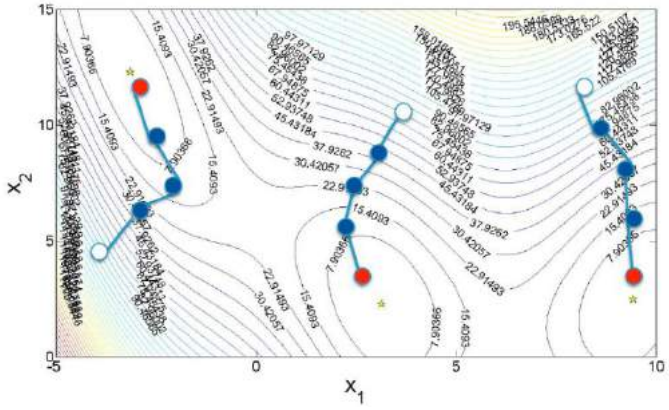


Figure 94 : Illustration du chemin suivi – Multi-start

4.3.2.2 Méthodes de régularisation

Le phénomène de diffusion de la chaleur dans un solide, se présente comme un inconvénient majeur dans la résolution des problèmes inverses de conduction de la chaleur. Il est important quel que soit le nombre de dimensions traitées dans un problème. Associé aux imprécisions des chaînes d'acquisitions et des mesures, les problèmes inverses se révèlent être des problèmes mal posés.

Il nous sera d'une part impossible de vérifier strictement l'égalité entre la mesure et le calcul, en raison du bruit de mesure et des erreurs de modélisation. On parle dans ce cas de non existence de la solution. Elle est aussi non unique, c'est-à-dire que plusieurs valeurs de paramètres peuvent donner la même solution. Pour limiter cette caractéristique, les points de mesures doivent être effectués en des zones où les sensibilités aux inconnues sont suffisantes. Enfin elle est aussi instable, si une faible variation des paramètres engendre des grandes variations sur la solution.

Il est possible de montrer l'effet de ces notions à l'opposition des problèmes bien posés au sens d'Hadamard [68] [72]. Dans le cas où le problème inverse est ramené à une solution du système matriciel suivant, avec β le vecteur des grandeurs estimées, et $\tilde{T}$ le vecteur de mesure :

$$\beta = A^{-1}\tilde{T} \qquad [-] \qquad (4.5)$$

Le caractère instable peut ainsi s'exprimer en fonction du conditionnement de la matrice A, équivalent au rapport de ses valeurs propres maximale et minimale tel que :

$$cond(A) = \frac{\lambda_{max}(A)}{\lambda_{min}(A)} \qquad [-] \qquad (4.6)$$

Idéalement, le bon conditionnement de la matrice est atteint lorsqu'il est équivalent à 1. Pour tous les problèmes, on utilise des techniques de régularisation du système pour améliorer au mieux le conditionnement de la matrice. La plupart consistent en l'ajout d'information à priori sur la solution.

Régularisation par paramétrisation :

La résolution de notre problème via une modélisation numérique 1D, passe par un paramétrage des données inconnues. Dans notre cas, les flux aux interfaces sont supposés linéaires croissant jusqu'à leur intensité maximum atteint à une seconde de freinage, puis linaire décroissant jusqu'à l'arrêt de l'aéronef (Figure 35). Nous avons fait le choix d'une décomposition à priori sur les flux pour chaque interface i telle que :

$$\begin{cases} 0 < t \leq 1 & \varphi_i(t) = \varphi_i^{max}.t \\ 1 < t < tf & \varphi_i(t) = \dfrac{\varphi_i^{max}}{(tf-1)} \times (tf - t) \end{cases} \qquad [W] \qquad (4.7)$$

Les inconnues ne sont plus les valeurs de la fonction φ_i mais les paramètres φ_i^{max}. Ce paramétrage aura pour effet de stabiliser la solution. En revanche, il implique d'avoir une bonne connaissance de la forme de la fonction à identifier ce qui n'est pas forcément le cas ici. La convergence vers un minimum local est à anticiper. Dans notre cas nous n'avons pas d'information sur la forme temporelle du flux aux interfaces. Il faudra donc prévoir un paramétrage plus adapté, avec le temps auquel le flux maximum est atteint par exemple. Cette plus grande quantité de paramètres laisse d'avantage de souplesse à l'algorithme [95].

Régularisation par troncature de spectre :

La régularisation par troncature de spectre consiste à filtrer les oscillations responsables de la divergence de la solution. Elle implique une décomposition de la solution suivant une transformation de Fourrier dans une base modale. Cette méthode consiste à tronquer la décomposition à un certain rang [42].

Il faut rester vigilant sur le rang de troncature. Trop fort, il n'aura pas d'effet sur les instabilités. Trop petit, la solution obtenue n'aura plus rien en commun avec la solution réelle. Il faut aussi prendre en compte la rapidité plus ou moins grande avec laquelle les valeurs singulières tendent vers 0. Plus la décroissance est rapide, plus l'ordre devra être choisit petit. Il s'agit de la principale difficulté de cette méthode.

Régularisation sous contraintes :

Cette méthode répandue consiste à ajouter une contrainte à la fonction objective à minimiser, pour lui ajouter des bornes sur son domaine de définition [16]. L'ajout des contraintes peut être noté sous forme de fonction de pénalisation P, à la fonctionnelle à minimiser tel que le problème se présente sous la forme :

$$\min_{x \in X} f(x) + \mu . \mathrm{P}(\mathrm{x}) \qquad [-] \qquad (4.8)$$

Lorsque la contrainte est respectée, P vaut 0. Dans le cas contraire, elle est très grande. Cela peut être imagé par l'ajout de « parois » autour du domaine de définition des paramètres. L'intensité de la pénalisation au non-respect des contraintes est croissante à mesure que l'on s'approche de l'optimum.

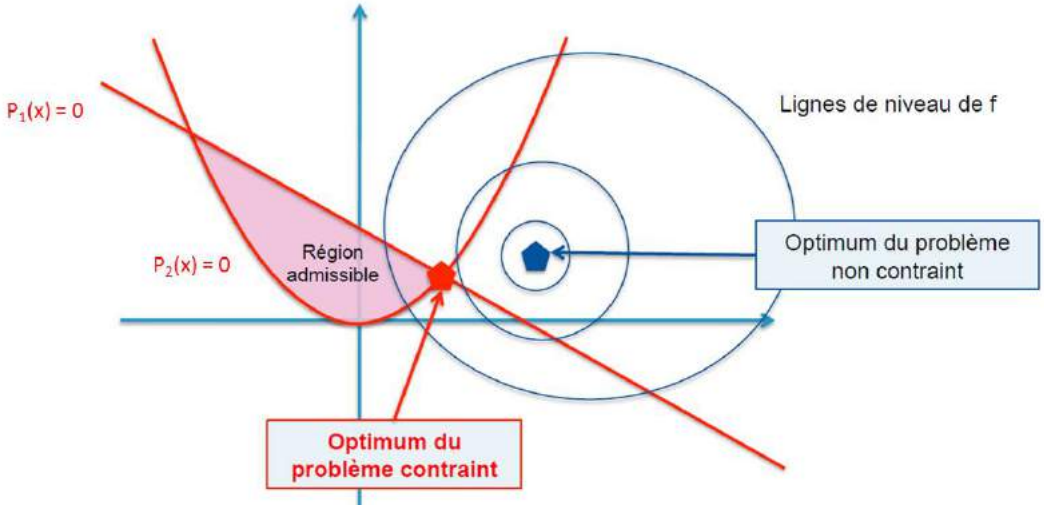


Figure 95 : Illustration de la régularisation sous contraintes

Divers exposés sur la pénalisation de Tikhonov [80] [97] permettent d'exposer les fondements de cette méthode particulière de régularisation sous contraintes [68] [113]. Elle se présente comme une alternative aux problèmes mal posés très utilisée.

Régularisation par spécification :

Lorsque le problème est transitoire, l'ajout d'information peut être effectué par la technique des pas de temps futurs de Beck [42] [44] [49]. Cette régularisation utilise la surdétermination du problème à résoudre par l'ajout des mesures, à des instants postérieurs au temps où les paramètres à identifier sont considérés inconnus. Il faut donc émettre des hypothèses sur la connaissance de ces derniers sur les pas de temps futurs. L'hypothèse la plus simple consiste à les considérer constants, mais les hypothèses linaires et polynomiales sont aussi utilisées [78] [79] [82]. Il faudra cependant identifier en plus les paramètres associés aux coefficients des polynômes.

Régularisation itérative :

Pour les problèmes de très grande taille, ce type de régularisation peut être privilégié. Elle permet de construire une suite de solutions approchées qui convergent vers la solution désirée dans un cas non bruité. L'indice d'itération constitue le paramètre de régularisation, et doit être réduit dans les cas où la mesure est bruitée.

Il existe plusieurs méthodes de régularisation itératives. La plus simple est la méthode de Landweber. Elle converge trop lentement pour être utilisable en pratique. Cependant il existe des méthodes beaucoup plus performantes. La méthode de Brakhage et la méthode du gradient conjugué, Gauss-Newton ou Levenberg-Marquardt font aussi partie des méthodes itératives. Cette dernière méthode est celle qui est le plus communément employée. Un exposé accessible a été réalisé par Kirch [125], et un exposé complet sur les méthodes de type gradient conjugué a été construit par Hanke [126]. L'avantage de ces méthodes est que l'on n'introduit pas de nouveaux paramètres à la fonction.

Régularisation par approximation Bayésienne :

Dans cette autre technique de régularisation, l'information sur les paramètres est instanciée à partir de densités de probabilités estimées par la relation de Bayes [91] [127]. La distribution à postériori de l'étude permet de prendre en compte des informations en plus des connaissances qu'a l'expérimentateur a priori du problème.

4.3.2.3 Choix d'un algorithme d'inversion des mesures

Nous décrivons dans ce paragraphe, le processus suivit pour l'inversion des mesures et l'identification des paramètres introduit sur la Figure 96. L'algorithme utilisé pour l'inversion est basé sur la formulation de Gauss-Newton [93] [102-104]. L'algorithme de Levenberg-Marquardt permet de résoudre le problème de minimisation d'une fonction qui dépend de plusieurs paramètres. Il interpole l'algorithme de Gauss-Newton et l'algorithme du gradient, et est plus stable que l'algorithme de Gauss-Newton même en partant d'une solution initiale éloignée de la solution réelle. Pour cette raison nous avons privilégié ce choix d'algorithme, car nous n'avons aucune connaissance précise de la solution finale. En d'autres termes, notre apriori sur les valeurs des paramètres à identifier n'est pas valable et proche de la solution finale.

Les caractéristiques physiques du frein étant parfaitement connues, nous pouvons remonter à partir d'essais aux conditions aux limites, en intégrant le modèle direct dans une boucle d'optimisation. Différents algorithmes peuvent être utilisés, comme celui par Moindres Carrés [76] [86], Région de confiance [105] [106], de Gauss-Newton ou Levenberg-Marquardt comme présenté ci-dessous [73] [77] [81] [100] :

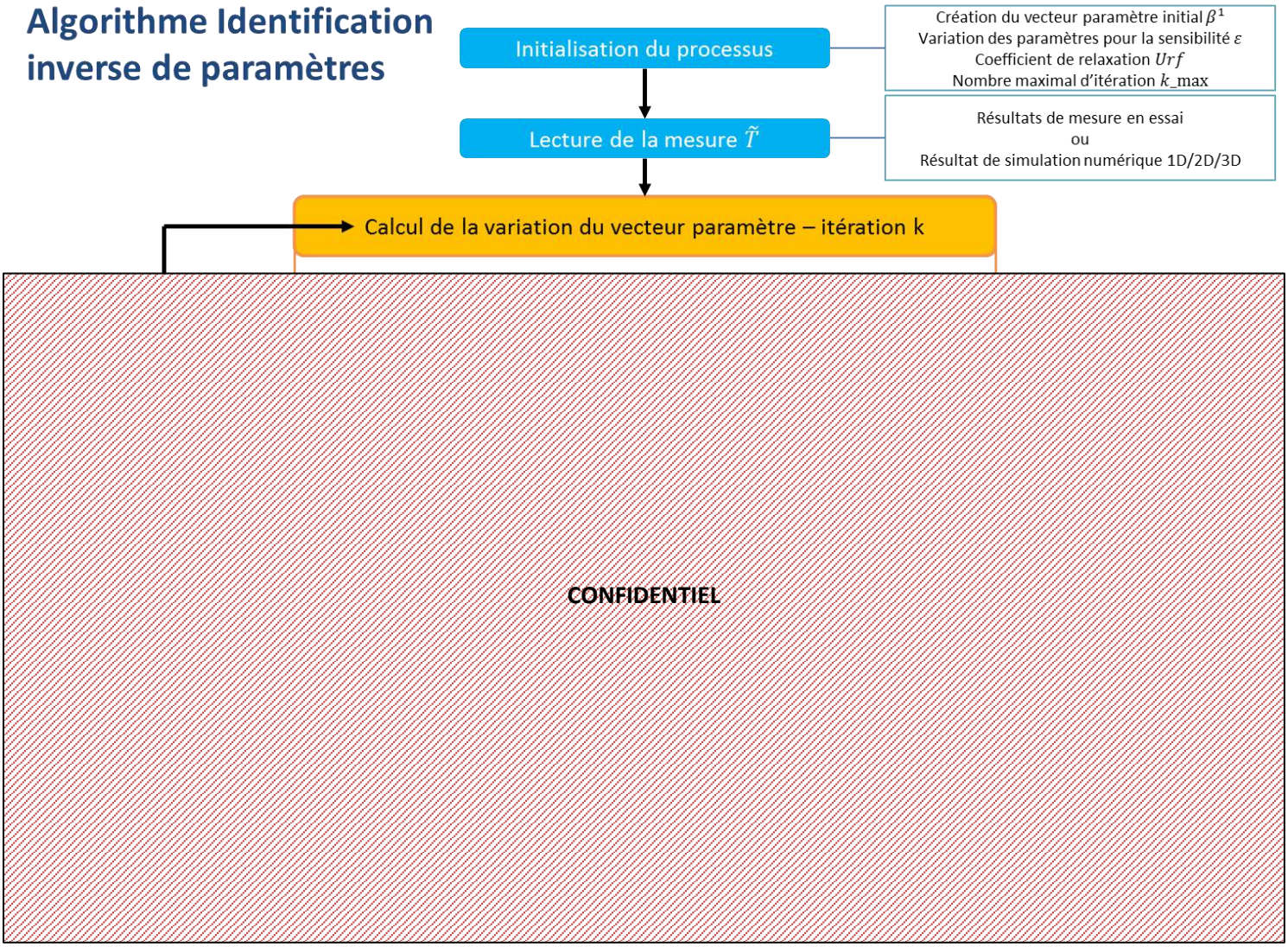


Figure 96 : Présentation de l'algorithme d'identification inverse, par méthode Levenberg-Marquardt

Notons que l'optimisation est réalisée sur une fonction résiduelle que l'on cherche à minimiser. Cette fonction résiduelle est basée sur un objectif de minimisation des écarts entre la fonction directe et la réalité, pour tous les points M aux pas de temps N :

$$f = \sqrt{\frac{1}{N \times M} \sum_{N} \sum_{M} \left(T_M^N - \tilde{T}_M^N\right)^2} \qquad [-] \qquad (4.1)$$

Il est important de comprendre que la fonction résiduelle peut atteindre un minimum local, et mettre fin au processus itératif de l'algorithme, sans trouver l'optimum global de la fonction (4.1). Il faut donc idéalement initialiser la solution de la fonction directe, avec un jeu de paramètres le plus proche possible de ceux à identifier. Il est également possible de modifier les paramètres initiaux de la solution, pour vérifier la convergence vers les mêmes résultats. Cette opération a pour but de confirmer la convergence vers un minium global de la solution.

En analysant l'algorithme Figure 96, nous pouvons voir que le calcul de la sensibilité du modèle aux paramètres est au cœur du processus de l'identification inverse. Nous allons montrer l'importance de l'étude de sensibilité dans le paragraphe suivant, qui va conditionner le problème et la convergence des résultats.

Pour cette étude, nous nous basons sur la modélisation 1D du paragraphe 3.3 du chapitre III. Ce modèle reste très rapide car aucune inversion de matrice n'est réalisée. Il est donc approprié pour faire des calculs en série rapidement, en jouant sur plusieurs paramètres. Le modèle utilisé est donc représenté sur la Figure 78. Nous cherchons à minimiser la fonction résiduelle f telle que pour tous les points de mesure M aux pas de temps N :

$$f = \sum_{N} \sum_{M} \left(T_M^N - \tilde{T}_M^N\right)^2 \qquad [K] \qquad (4.2)$$

La procédure de l'algorithme est itérative car la résolution du problème est non-linéaire vis-à-vis des paramètres. Or les approches à base de descentes de gradient utilisent les approximations de Taylor à l'ordre 1, qui sont linéaires. Les méthodes dites de Newton se basent sur le développement de Taylor à l'ordre 2 et nécessitent de connaître la Hessienne, et de savoir l'inverser en résolvant un système linéaire. Dans tous les cas nous devons répéter l'opération basée sur des estimations car elle n'est pas faisable en une seule fois. Nous partons d'un jeu de paramètres assemblés dans un vecteur β_0 donnant une approximation de f le plus proche possible de 0. Dans certains cas il est possible qu'il n'y ait pas convergence si le vecteur paramètre initial est trop éloigné de la solution finale. A chaque itération, on remplace le vecteur paramètre β par une nouvelle estimation $\beta+\varepsilon$. La variation du vecteur paramètre ε est déterminée à partir de l'approximation linéaire de la fonction directe $T(\beta+\varepsilon)$, tel que :

$$T(\beta + \varepsilon) = T(\beta) + J.\epsilon \qquad [K] \qquad (4.3)$$

Avec J, la matrice Jacobienne ou matrice des vecteurs de sensibilité de la fonction T en β, donné à l'équation (4.5). Lorsqu'un minimum de la fonction résiduelle f est atteint le gradient s'annule donnant ainsi :

$$\nabla_q \mathrm{f} = 0 \qquad [K] \qquad (4.4)$$

Il vient ainsi :

$$T(\beta + \varepsilon) = \tilde{T} \qquad [K] \qquad (4.5)$$

On obtient en multipliant par la transposée de la Jacobienne décrit dans l'équation (4.15) :

$$(J^T J)\epsilon = J^T\left(\tilde{T} - T(\beta)\right) \quad [K] \quad (4.6)$$

On tire alors aisément la variation du vecteur paramètre ε, en inversant $J^T J$, ce qui est équivalent à la formulation avec la matrice des vecteurs de sensibilités S (4.12) :

$$\epsilon = (J^T J)^{-1} J^T\left(\tilde{T} - T(\beta)\right) \quad [\%]$$

$$\equiv \quad (4.7)$$

$$\Delta\beta = (S^T S)^{-1} S^T\left(\tilde{T} - T(\beta)\right) \quad [\%]$$

La procédure itérative lorsque la variation du vecteur paramètre est inférieur à un seuil proportionnel aux paramètres, et à fixer arbitrairement. Généralement la règle usuelle préconise une variation de $\varepsilon = 0.0001\%$. Aussi on peut finaliser la procédure itérative lorsqu'un nombre maximal d'itérations est dépassé. Dans le cas où la variation du vecteur paramètres est supérieure à ce seuil, la nouvelle valeur de T est obtenue avec l'équation (4.3). La variation peut aussi être limitée à l'aide de facteur de relaxations, qui minimisent les chances de divergence mais qui peuvent amener à un temps de processus plus long. Aussi il est possible de borner les paramètres calculés à partir de la variation de paramètres. Dans la formulation de Leverberg-Marquardt, on amortit la variation avec :

$$\left(J^T J + \lambda\, diag(J^T J)\right)\epsilon = J^T\left(\tilde{T} - T(\beta)\right) \quad [K] \quad (4.8)$$

On parle alors de changement de diagonale, qui intervient lorsque la diminution de f est rapide, ce qui nous rapproche de l'algorithme de Gauss-Newton. En revanche, si la diminution est lente on peut augmenter λ pour se rapprocher de l'algorithme du gradient. Un tel facteur d'amortissement est utilisé par exemple dans la régularisation de Tikhonov [39], pour réduire le conditionnement de la matrice à inverser. Il existe plusieurs ordres de régularisation. Dans notre cas il s'agit de l'ordre 0.

4.4 Analyse de sensibilité du problème frein

4.4.1 Choix d'un paramétrage

La table ci-dessous résume l'ensemble des paramètres étudiés. Le choix des paramètres étudiés répose sur les aprioris des différents intervenants métiers, qui ont une bonne expérience du produit Roue et Frein. Cette étude a pour but de valider ou réfuter les idées que l'entreprise se fait de l'impact de variables sur la thermique du frein, généralement issues d'hypothèses mécaniques :

Numéro du paramètre	Description	Unité
1	Flux max généré – Interface 1	[W]
2	Flux max généré – Interface 2	[W]
3	Flux max généré – Interface 3	[W]
4	Flux max généré – Interface 4	[W]
5	Flux max généré – Interface 5	[W]
6	Flux max généré – Interface 6	[W]
7	Flux max généré – Interface 7	[W]
8	Flux max généré – Interface 8	[W]
9	Temps auquel le flux maximum est atteint	[s]
10	Épaisseur d'air associée à la résistance de contact entre les disques - Freinage	[W/m².K]
11	Épaisseur d'air associée à la résistance de contact entre les disques - Refroidissement	[W/m².K]

12	Coefficient de partage de flux α	[-]
13	Épaisseur d'air associée à la résistance de contact entre le carbone et la roue – Freinage	[W/m².K]
14	Épaisseur d'air associée à la résistance de contact entre le carbone et la roue – Refroidissement	[W/m².K]
15	Hauteur du contact entre le carbone et la roue	[m]
16	Épaisseur d'air associée à la résistance de contact entre la roue et le pneu	[W/m².K]
17	Épaisseur d'air associée à la résistance de contact entre la roue côté frein et côté valve	[W/m².K]
18	Épaisseur d'air associée à la résistance de contact entre le tube et la couronne	[W/m².K]
19	Épaisseur d'air associée à la résistance de contact entre le tube et l'essieu	[W/m².K]
20	Épaisseur d'air associée à la résistance de contact entre le carbone et le tube – Freinage	[W/m².K]
21	Épaisseur d'air associée à la résistance de contact entre le carbone et le tube – Refroidissement	[W/m².K]
22	Hauteur du contact entre le carbone et le tube	[m]
23	Température de l'air au voisinage – diamètre externe	[K]
24	Température de l'air au voisinage – diamètre interne	[K]
25	Température de l'air au voisinage - gauche	[K]
26	Température de l'air au voisinage - droite	[K]
27	Coefficient de convection maximum	[W/m².K]
28	Coefficient de convection minimum	[W/m².K]
29	Émissivité carbone – écran	[-]
30	Émissivité carbone – tube	[-]
31	Émissivité carbone –couronne	[-]
32	Émissivité carbone – tube – droite	[-]
33	Émissivité carbone – carbone - interfaces	[-]

Tableau 17 : Influence des paramètres sur le calcul 1D

4.4.2 Étude de sensibilité sur les paramètres considérés

Dans cette partie nous allons voir l'influence des paramètres ci-dessus sur la cinétique thermique de la roue et du frein. La sensibilité peut être observée de deux manières différentes. Cette donnée joue un rôle primordial dans le processus d'identification par processus inverse. Il sera en effet impossible d'identifier des variables qui n'ont que très peu ou pas d'impact sur la solution du modèle direct. De même lorsqu'un grand nombre de paramètres sont corrélés entre eux, il devient difficile voire impossible de discerner quel est l'impact d'un paramètre particulier sur la sortie du modèle. [73] [101].

Une première méthode consiste à faire varier les paramètres un à un sur une plage bien définie, et d'observer la comparaison des résultats associés. Cette méthode permet d'avoir une bonne visualisation de l'impact du paramètre sur la cinétique thermique des points de contrôle. Le second processus consiste à faire varier les différents paramètres d'une valeur ε, et de calculer la dérivée du résultat par rapport à la variation appliquée. La construction d'une matrice de sensibilité mène à la visualisation immédiate des paramètres auquel la simulation est sensible, en l'état du nombre et de la position des points de contrôle. Dans un premier temps, nous nous concentrons à déceler les paramètres ayant un fort impact sur la solution. Cela permet d'isoler le nombre de paramètres à observer, la priorité n'étant pas à ceux ayant un impact très modéré sur la solution.

Nous déterminons la sensibilité du modèle aux paramètres par un le procédé suivant. Le modèle constitue la fonction directe et prend en entrée l'ensemble des k paramètres étudiés assemblés en un vecteur β. Elle renvoie en sortie le vecteur de température T, correspondant à la température en tous points souhaités M et selon tous les pas de temps N. Le vecteur initial β_0 donnant pour résultat le vecteur T_0 par la fonction directe, constitue notre référence. Le calcul des vecteurs de sensibilité est inscrit dans un processus itératif qui, pour chaque paramètre k calcule sa variation à l'itération i avec :

$$\beta_i^k = \beta_i^k(1 + \varepsilon) \qquad [-] \qquad (4.9)$$

Puis le vecteur de température en M points et N pas de temps, associé à chaque variation de paramètre k à chaque itération i, par l'intermédiaire de la fonction directe :

$$T_{i,M,N}^{k} = f(\beta_i^k) \qquad \text{[K]} \quad (4.10)$$

Pour enfin déterminer chaque vecteur de sensibilité réduite, dérivée de la variation de température en tout point du temps et de l'espace par rapport à la proportion de variation du paramètre :

$$S_{i,M,N}^{k} = \frac{\partial T_{i,M,N}^{k}}{\partial \beta_i^k} = \frac{T_{i,M,N}^{k} - T_{0,M,N}}{\beta_i^k - \beta_0} \times \beta_i^k \qquad \text{[K]} \quad (4.11)$$

Concaténons les vecteurs de sensibilité dans une matrice de sensibilité S pour k paramètre et N pas de temps en M points:

CONFIDENTIEL [K] (4.12)

Le calcul de la matrice Hessienne A est obtenu par la formulation suivante et pour tous les paramètres :

CONFIDENTIEL [K] (4.13)

Cette matrice carré de dimension k^2, avec k étant le nombre de paramètres, permet de mettre en visuel la sensibilité du modèle pour chaque variable. Sur la diagonale est indiquée la sensibilité du modèle pour chaque paramètre pris indépendamment les uns des autres. Les autres cases de la matrice correspondent aux couplages entre paramètres [72] [73].

On peut également tracer $\log^{10}(|A|)$. Cette indication montre l'ordre de la sensibilité à chaque paramètre. Normer cette matrice par rapport au bruit de mesure des thermocouples permet de montrer quels paramètres il sera possible de caractériser ou non dans un processus d'identification inverse par exemple. On note cependant que la matrice de sensibilité dépend de la position des capteurs. Dans certains cas, rapprocher le capteur du phénomène à caractériser permet d'augmenter la sensibilité, et de la rendre bien plus importante que le bruit de mesure pour bien identifier la valeur du paramètre. On le calcule avec :

$$A_{norm} = \left(\frac{1}{P \times \sigma^2}\right).A \qquad \text{[K]} \quad (4.14)$$

La variance du capteur est définie par σ^2 et P est la longueur du vecteur de sensibilité (nombre de points de mesure multiplié par le nombre de pas de temps). Il est ainsi possible de déterminer l'incertitude standard sur chaque paramètre, pris indépendamment les uns des autres sans couplage avec :

$$Issc = \sqrt{\frac{1}{Diag(A_{norm})}} \quad [\%] \quad (4.15)$$

Les corrélations permettent d'évaluer le degré de dépendance linéaire entre deux paramètres inconnus. La même variation d'une mesure peut dépendre de plusieurs paramètres, ce qui signifie que les sensibilités à ces paramètres sont corrélées. Cela défini dans quelle mesure les variations de mesure introduites par la modification d'un paramètre ou d'un autre se ressemblent. Dans certain cas la modélisation ne peut pas nous permettre de différentier si la variation de température provient d'un paramètre ou d'un autre. Les corrélations de sensibilités sont définies par :

$$cor_{j,k,n} = cor\left(S_j^n, S_k^n\right) = \frac{{S_j^n}^T S_k^n}{\sqrt{\left({S_j^n}^T S_j^n\right) \times \left({S_k^n}^T S_k^n\right)}} \quad [-] \quad (4.16)$$

Rappelons le système décrivant l'équation de la chaleur et les conditions aux limites appliquées à la modélisation mise en œuvre pour l'analyse des sensibilités et des sensibilités réduites.

$$\begin{cases} \frac{1}{a}\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} & [W] \\ \varphi_{r_k} = \alpha_k \, \varphi_{g_k}(t) + \frac{T_{cl_k}(t) - T_{cr_k}(t)}{R_{TSC_k}} \quad pour\ chaque\ interface\ k & [W] \\ \lambda \frac{\partial T}{\partial z}\Big|_{z=0} = -h_1(T - T_0), \qquad \lambda \frac{\partial T}{\partial z}\Big|_{z=L} = h_2(T - T_0) & [W] \\ T(z, t=0) = T_0 & [K] \end{cases} \quad (4.17)$$

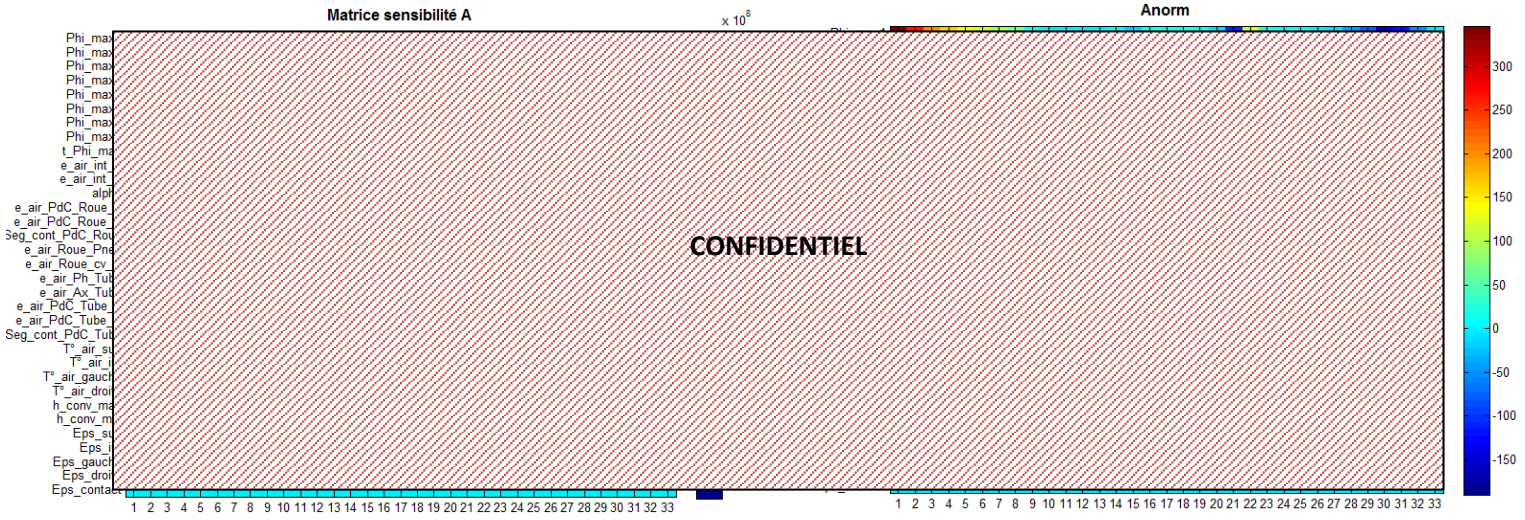


Figure 97 : Matrice Hessienne montrant la sensibilité du modèle aux paramètres – Cycle complet

La matrice des sensibilités montre ici que le modèle est très sensible à la donnée d'entrée correspondant aux valeurs maximum des flux atteints aux interfaces des disques. Notons aussi une bonne sensibilité aux paramètres associés à la résistance de contact entre le carbone et la roue (14 et 15 du Tableau 17), et entre le carbone et le tube (paramètres 21 et 22 du Tableau 17). Les émissivités entre le carbone et le tube, le carbone et la couronne sont aussi des paramètres ayant une forte influence sur la solution. Elles correspondent aux paramètres 30 et 31. La matrice Hessienne à droite Figure 97 normée par rapport au bruit de mesure observé (4.5.3) nous montre que les paramètres cités ci-dessus pourront tout à fait faire l'objet d'une identification inverse, puisque la sensibilité dépasse le bruit de mesure. Si c'est une condition nécessaire à l'identification de paramètres, elle n'est pas

suffisante. Nous devons pour cela apporter la preuve que les paramètres ne sont pas corrélés entre eux, ce qui perturbe l'identification.

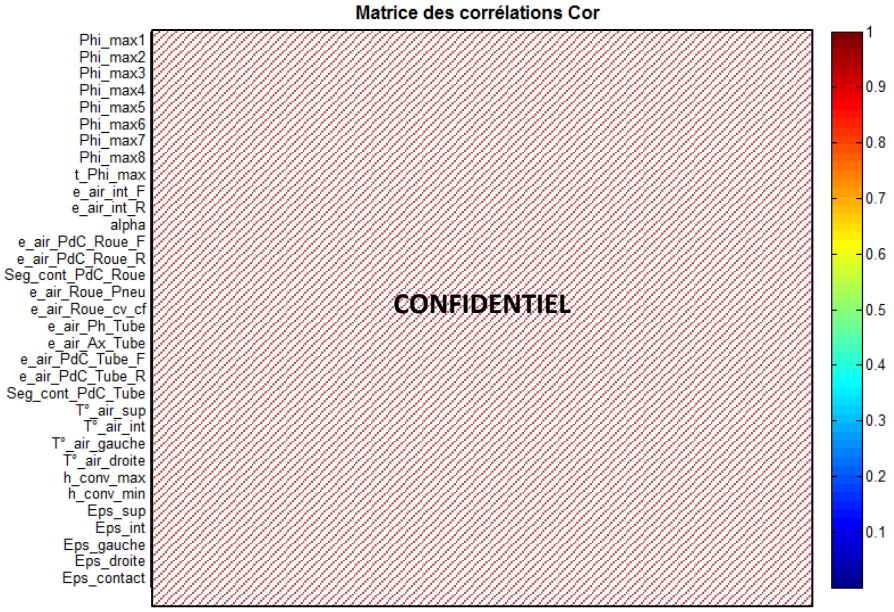


Figure 98 : Matrice des corrélations entre paramètres – Cycle complet

La matrice des corrélations calculées à partir de la formulation (4.16), montre le niveau de corrélation entre paramètres. Pour une corrélation de 0 **en bleu**, il n'existe pas de lien entre les paramètres. Pour une corrélation de 1 **en rouge**, il existe une forte corrélation entre les paramètres se traduisant par une variation de la sortie similaire pour une modification de deux paramètres différents. Dans ce cas, nous ne sommes pas en mesure de déterminer si la variation de la mesure en sortie est provoquée par un paramètre ou l'autre. Sur la diagonale, la corrélation équivaut à 1 puisqu'un paramètre est obligatoirement corrélé avec lui-même. Dans le cas présent, nous pouvons tirer quelques conclusions sur les variables dites identifiables ci-dessus :

- **Flux maximum** : Il existe une corrélation entre un flux à une interface et ceux aux interfaces voisines. Nous devrons donc être vigilants car le problème est dit mal posé. Aussi, la matrice montre des corrélations supérieures à 0.5 avec un bon nombre de paramètres ayant une influence sur le cycle complet. Pour une identification, il serait donc plus prudent d'adapter la phase sur laquelle se concentre l'étude de sensibilité et d'identification.
- **Résistances de contact carbone-tube et carbone-roue** : Pour ces paramètres, la corrélation nous indique formellement que l'épaisseur virtuelle d'air associée et la hauteur du contact qui pilote la surface sont très corrélés. Ce constat tombe sous le sens car la formulation (4.64) nous rappelle qu'il sera nécessaire de figer l'un des deux paramètres ou identifier directement la résistance de contact.
- **Les émissivités carbone-tube et carbone-couronne** : Elles sont très corrélées avec d'autres paramètres, les coefficients d'échange convectif ou les températures de l'air à proximité notamment. Ces paramètres seront donc très difficiles à identifier dans ce cas. Il est même possible que nous ne soyons pas en mesure de le faire, dans les conditions actuelles d'instrumentation et de phase d'étude. Il faudra prévoir une autre instrumentation ou fixer les autres paramètres para un autre moyen.

Intéressons-nous à la sensibilité sur le freinage. Nous avons vu que l'étude sur le cycle complet ne nous permet pas d'affirmer que les paramètres sont identifiables, en raison de leurs corrélation importantes. Restreindre la phase d'étude au freinage, peut permettre d'isoler certains paramètres

pour les identifier avec une aisance plus importante. La matrice des sensibilités sur la phase de freinage est présentée sur la figure 124.

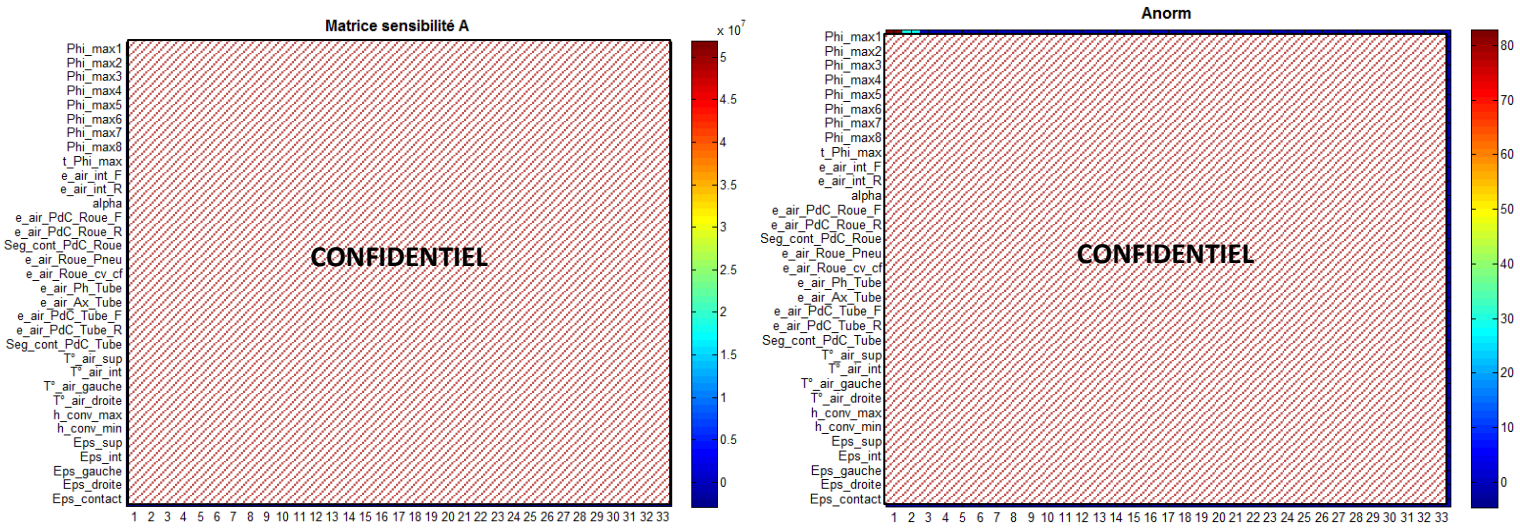


Figure 99 : Matrice Hessienne montrant la sensibilité du modèle aux paramètres – Période du freinage

La sensibilité des flux reste suffisante pour une identification des paramètres Phi_max1 à Phi_max8. En revanche nous remarquons qu'il sera impossible avec la position des thermocouples actuelle de prouver la valeur de tous les paramètres de contact. Nous traitons ce sujet au paragraphe 4.4.3 de ce chapitre. En effet la modélisation n'offre pas la sensibilité suffisante sur les variables 9 10 et 12 correspondant au temps auquel le flux maximum est atteint, la résistance de contact entre les disques et le coefficient de partage de flux. Une étude plus approfondie de la sensibilité est nécessaire pour ces paramètres, en jouant notamment avec le nombre et la position des thermocouples (paragraphe 4.4.3 de ce chapitre).

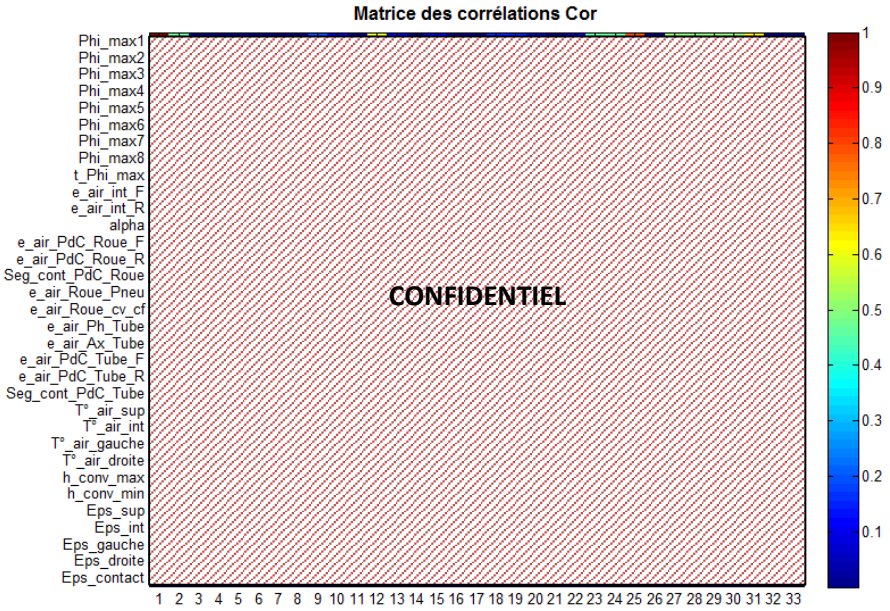


Figure 100 : Matrice des corrélations entre paramètres – Période du freinage

La corrélation entre paramètre montre qu'il existe une corrélation non négligeable entre les flux maximum et les conditions aux limites du puits de chaleur, en particulier celle de gauche et de droite. Nous devons limiter la corrélation entre ces paramètres pour espérer une identification possible. Figer les conditions aux limites de gauche et de droite apparaît comme une solution astucieuse. L'utilisation des mesures dans le premier et dernier disque de carbone, telles que des conditions aux limites du problème, permet de nous affranchir de la définition des échanges aux extrémités du domaine simulé. Ainsi ces conditions aux limites ne font plus partie du problème inverse de conduction de la chaleur.

Aussi elle montre que les flux sont corrélés avec leurs voisins pour des thermocouples placés à cœur des disques. De manière générale, la corrélation entre paramètres reste suffisamment faible pour les paramètres de contact (flux maximums, temps de flux maximum, coefficient de répartition de flux et résistance de contact) au freinage pour que nous nous essayions à l'identification de ces paramètres. En revanche la faible sensibilité à certains, risque de rendre la tâche complexe. Le défi pour le travail d'amélioration de la précision de l'outil sera de trouver un moyen d'identifier les paramètres de contact des disques, tout en diminuant au maximum la corrélation entre eux et de maximiser la sensibilité à ces derniers (paragraphe 4.4.3 de ce chapitre).

Une fois les paramètres de contact aux interfaces figés, nous serons en mesure d'identifier les résistances de contact carbone-tube et carbone-roue, comme le montrent les matrices de sensibilité (à gauche) et de corrélation à droite sur le cycle complet (en haut) et la période de freinage (en bas).

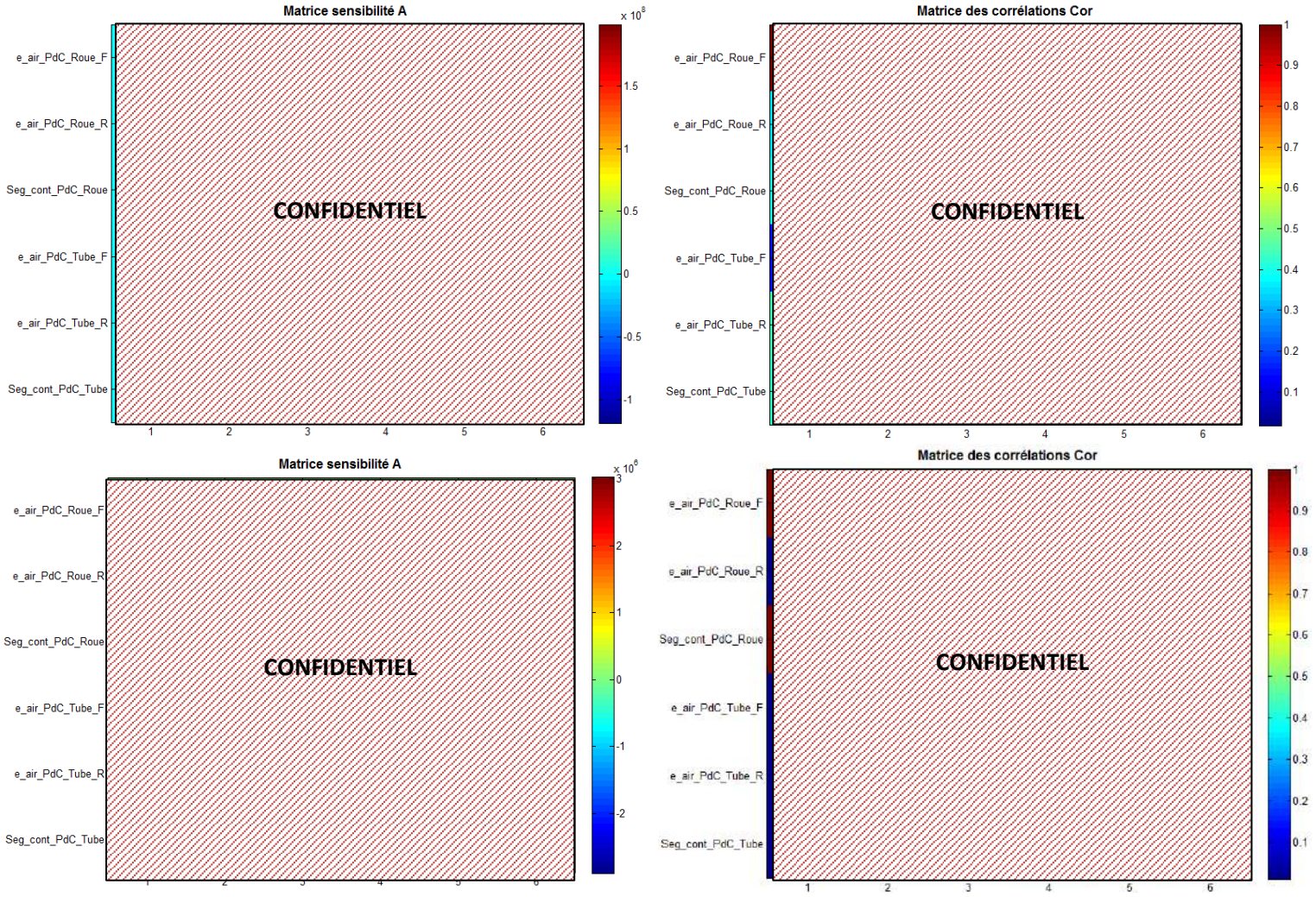


Figure 101 : Matrice des sensibilités et corrélations entre paramètres de contact carbone-tube et carbone-roue – Cycle complet en haut et freinage seul en bas

Nous avons par cette analyse, obtenu un ordre de priorité sur les paramètres à identifier. La donnée d'entrée correspondant aux flux générés aux interfaces des disques lors d'un freinage, constitue le point de départ d'introduction d'environ 95% de l'énergie générée par l'équipement en conditions réelles. Il vient donc en premier lieu de caractériser les paramètres de génération d'énergie associée aux différentes sources. Par la suite, d'autres paramètres de contact ou d'émissivité apparente pourront être caractérisés une fois ce premier travail réalisé. Il est impératif de suivre cet ordre défini, dans le cas contraire, les nouveaux paramètres de contact et émissivités seront mal identifiés de par leur corrélation avec la donnée d'entrée correspondant aux flux générés par frottement.

Dans le chapitre suivant, nous préciserons l'étude de sensibilité pour les paramètres à identifier en premier lieu. Cette étude basée sur ce procédé permettra de rendre compte et justifier l'instrumentation optimale pour déterminer par calcul les paramètres et conditions aux limites recherchées, au contact des disques de carbone.

4.4.3 Optimisation de la sensibilité

Le but de ce paragraphe est d'analyser les sensibilités réduites du modèle. Cette dernière dépend de la position, du nombre de capteurs, et du temps d'acquisition. L'objectif est d'augmenter au maximum la sensibilité pour maximiser les chances d'identifier avec précision les paramètres [94] [101]. D'une manière générale il convient pour les problèmes inverses de conduction thermique, de placer l'instrumentation au plus proche du phénomène à caractériser. Dans la réalité, placer trop proche les points de mesure du phénomène dont il est question peut apporter un lot de contraintes supplémentaires. D'une part en cas de forts gradients comme on peut observer dans un frein d'avion, la modélisation peut ne plus nous permettre de faire la distinction entre une variation de paramètre et des phénomènes locaux. D'autre part, placer les sondes au plus proche peut s'avérer impossible lors de l'instrumentation du banc d'essai, et en désaccord avec les possibilités de montage.

Illustrons ces problèmes en prenant l'exemple du frein aéronautique. Nous ne pouvons placer des thermocouples aux interfaces pour caractériser les phénomènes, car la pression appliquée sur le frein et la friction des disques serait à l'origine de la destruction complète du dispositif de mesure. Nous ne pouvons également nous placer trop proche des interfaces autour de 1 millimètre, car la précision du dispositif de perçage n'est pas suffisante pour garantir le maintien de l'intégrité des interfaces des disques. Nous avons donc une marge de progression par rapport à des thermocouples placés à cœur du disque, mais nous avons à prendre en compte les contraintes liées aux essais et au matériel de mesure. Nous pouvons tracer la sensibilité réduite en degrés Kelvins de chaque vecteur de sensibilité associé aux thermocouples placés à cœur de chaque disque. :

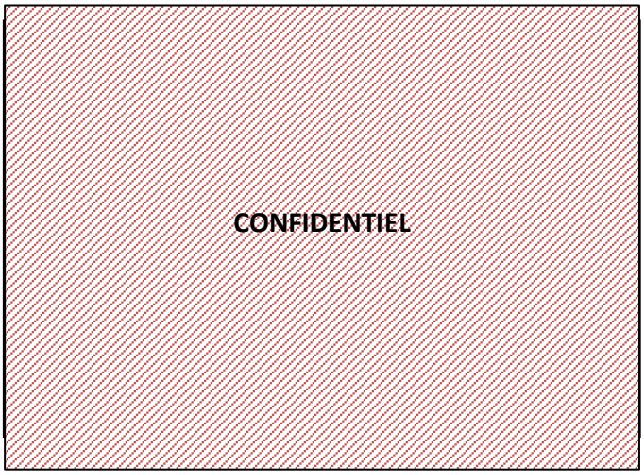


Figure 102 : Vecteurs sensibilités réduite à cœur de chaque disque

Nous pouvons constater en accord avec la Figure 99, que la sensibilité aux flux est importante et augmente au cours du temps de freinage. La sensibilité au temps auquel le flux maximum est atteint est moindre et celle sur la résistance de contact imperceptible. Sur chaque paramètre, la sensibilité réduite dépend de la position des thermocouples. Si nous souhaitons maximiser la sensibilité, la figure suivante nous montre qu'il est plus intéressant d'approcher le point de mesure du phénomène à caractériser. La sensibilité est maximale pour chaque paramètre, lorsque la sonde est placée sur la surface de contact. L'optimum correspond alors à une position de capteur au plus proche des interfaces, en évitant de créer des problèmes mécaniques dans le système et en préservant l'intégrité des thermocouples au freinage. En revanche, la sensibilité réduite sur la résistance de contact est bien

trop faible en comparaison de celle du flux généré par frottement, quelle que soit la position du thermocouple dans le disque. Nous ne pourrons donc pas identifier ce paramètre. Le pic observé sur la sensibilité réduite du temps auquel le flux maximum est atteint, est dû aux hypothèses mécaniques de modélisation de flux de freinage maximum à une seconde (il se situe donc à la valeur de ce temps maximum).

La recommandation est donc de placer au plus proche des interfaces les thermocouples, avec deux sondes entourant chaque interface soit deux points de mesure par disque. La sensibilité étant très forte proche de l'interface, il faut veiller à ne pas interpréter une fluctuation de mesure, dû aux phénomènes locaux aux interfaces. Il est donc recommandé de placer les sondes à 4 mm des faces de contact, pour que la matière lisse le signal de température grâce à ses propriétés de diffusion de l'énergie. On utilise ainsi l'effet de peau du matériau pour s'affranchir des contraintes liées aux variations locales des phénomènes de frottement. Il conviendra de valider l'instrumentation recommandée avec les possibilités de montage sur banc d'essai.

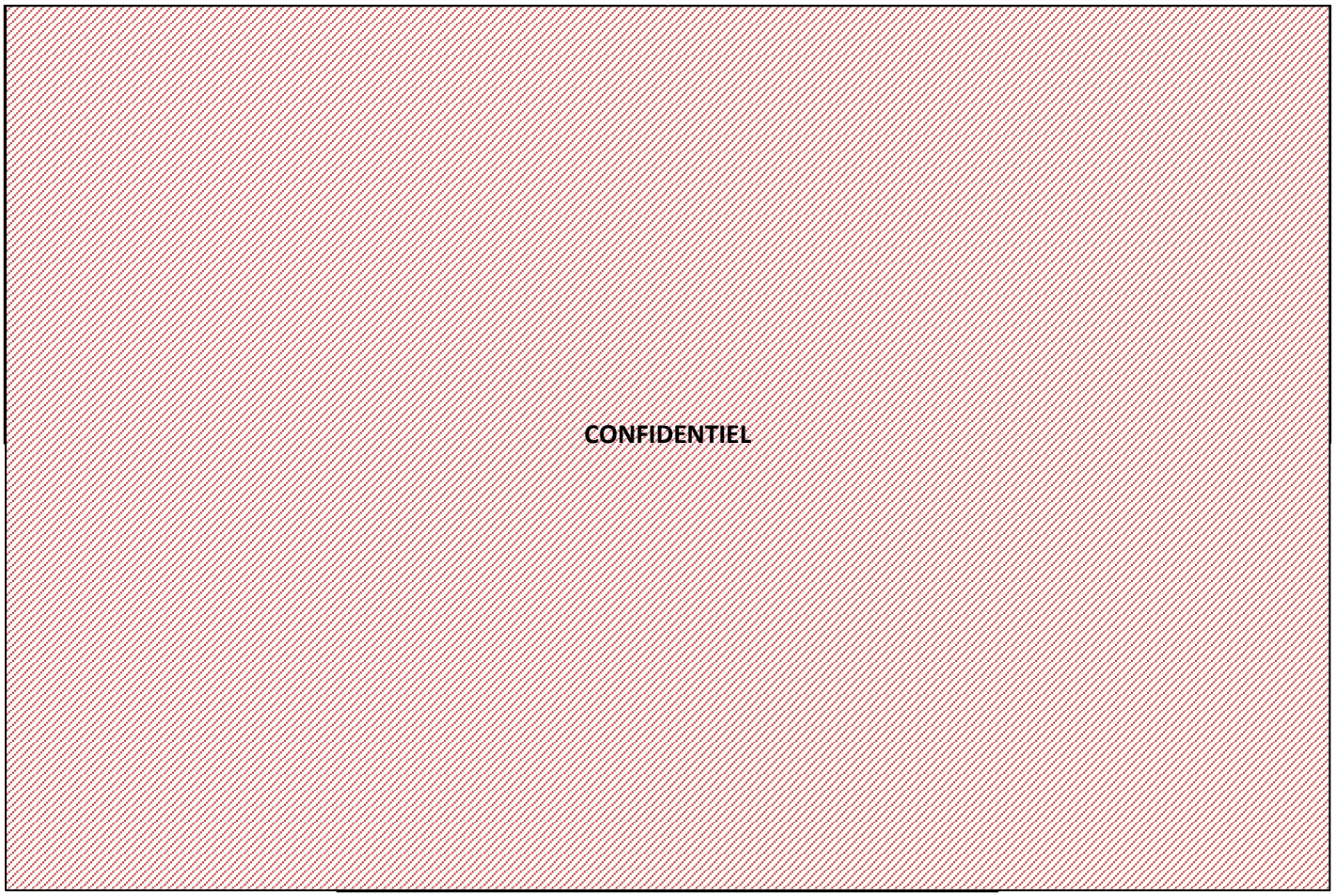


Figure 103 : Sensibilités réduites associées aux trois paramètres, en fonction de la position du thermocouple

4.5 Application à un cas numérique

4.5.1 Génération d'une mesure par modèle direct

Afin de valider notre raisonnement, nous réalisons dans un premier temps la procédure d'identification à partir d'une mesure dite numérique. L'utilisation d'une mesure expérimentale générée numériquement est qu'elle nous permet de tester le processus mis en place, et valider l'identification car les données de génération sont connues (ce qui n'est pas le cas d'une expérience).

La production des données expérimentales est réalisée avec le modèle 1D couplé décrit au 3.3 du Chapitre III. Les paramètres à identifier sont générés aléatoirement sur des ordres de grandeur rencontrés pour des freinages de programmes civils en service. Nous utilisons pour cette génération, les hypothèses mécaniques que nous avons décrites au paragraphe 1.3.1.1.2 du chapitre I et à l'équation (1.18), pour la forme des flux générés. La valeur t_max auquel le flux maximum est atteint ne sera pas imposée, mais sera un paramètre à identifier. L'objectif est donc d'identifier correctement tous les paramètres associés à la donnée d'entrée aléatoire, décrits dans le tableau suivant :

Interface	1	2	3	4	5	6	7	8
Phi_max [W]	5.14E+05	5.44E+05	5.75E+05	4.08E+05	3.48E+05	4.23E+05	3.63E+05	3.33E+05
t_max [s]	6	7	3	2	4	3	6	8

Tableau 18 : Paramètres à identifier générés aléatoirement

Le tracé des flux associés aux paramètres générés aléatoirement donne la figure ci-dessous à gauche :

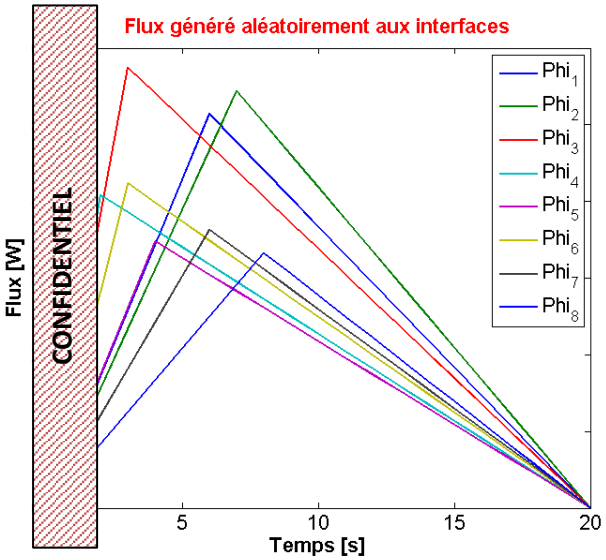


Figure 104 : Tracé des flux (donnée d'entrée) aléatoires

Cette donnée d'entrée est utilisée pour créer l'équivalent d'une mesure, à partir de la fonction directe numérique. Les résultats obtenus sont tracés sur la Figure 105.

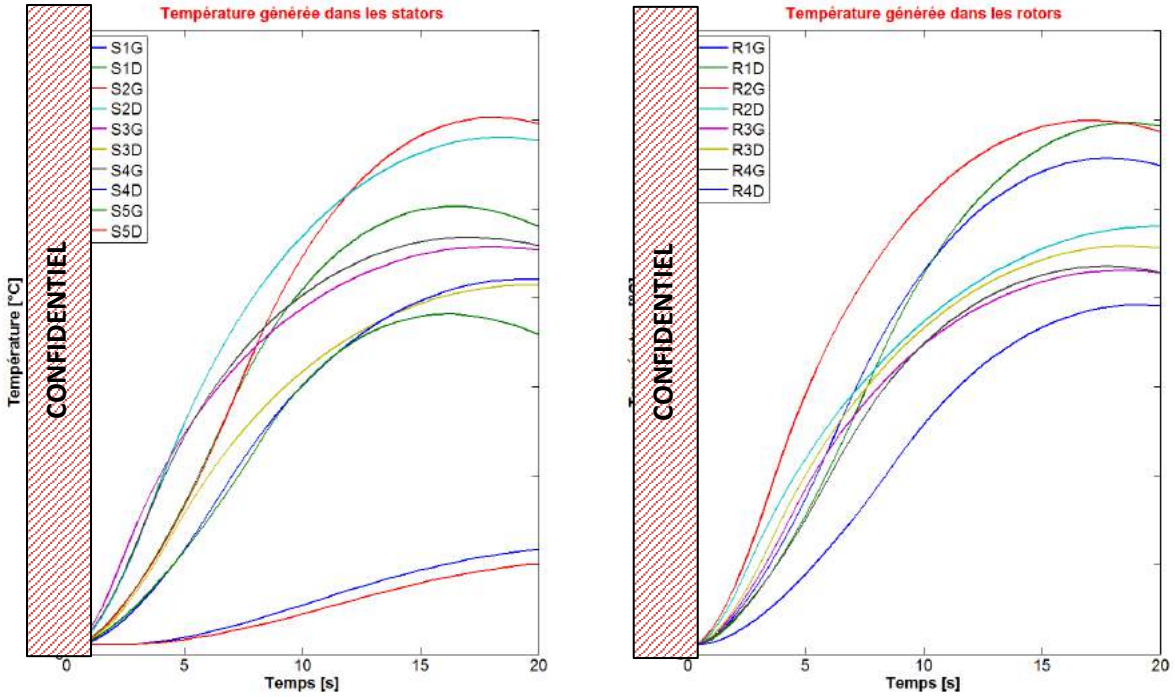


Figure 105 : Génération de la mesure par la fonction directe numérique avec flux aléatoire

Comme démontré dans le paragraphe 4.4.3 de ce chapitre, il est plus optimal de réaliser l'identification sur des thermocouples situés proche des interfaces pour maximiser la sensibilité aux paramètres. Notons que nous avons fait le choix d'une distance de 4mm avec les différentes interfaces pour éviter l'excès de sensibilité aux variations locales des paramètres de contacts sur les interfaces. La solution de l'identification est initialisée avec l'hypothèse mécanique de calcul des flux dissipés aux interfaces tel qu'indiqué Figure 106 et Tableau 19 :

Interface	1	2	3	4	5	6	7	8
Phi_max [W]	4.35E+05	4.30E+05	4.25E+05	4.20E+05	4.16E+05	4.11E+05	4.06E+05	4.01E+05
t_max [s]	1	1	1	1	1	1	1	1

Tableau 19 : Paramètres d'initialisation de la procédure d'identification

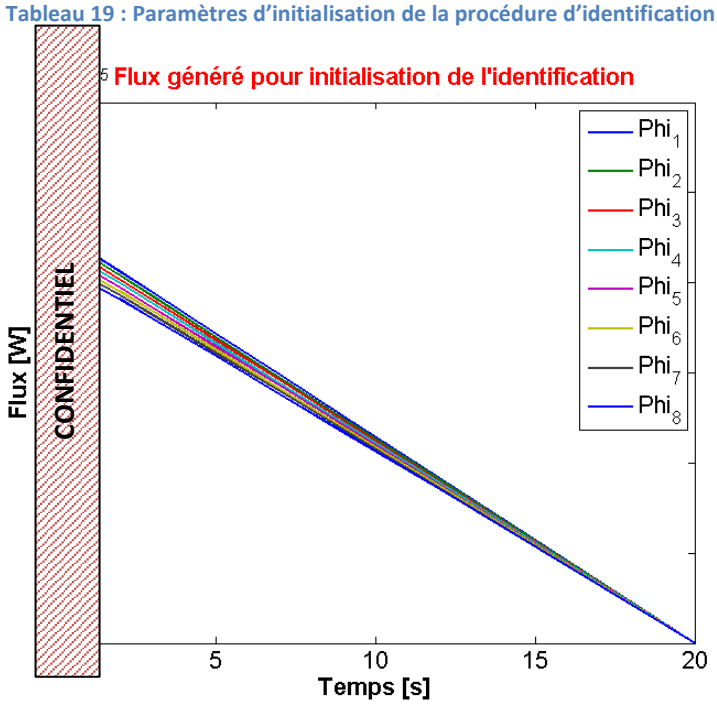


Figure 106 : Tracé des flux (donnée d'entrée) avec les hypothèses de calcul mécanique

4.5.2 Identification des paramètres par inversion des mesures

Le processus converge vers un minimum de la fonction résiduelle, grâce à l'algorithme de descente de gradient. Le processus d'identification n'est pas immédiat car il faut une centaine d'itération pour l'équivalent d'une heure de calcul sur une machine de type Dell Précision T3610. La stabilité du processus est assuré par plusieurs régularisations, itérative ainsi que par paramétrisation (voir 4.3.2.2 page 116). Nous pouvons constater Figure 107 que la température prédite passe avec précision par les points définis par la mesure générée par calcul. Cela signifie que l'algorithme a trouvé un jeu de paramètres suffisamment proche de ceux générés aléatoirement, qui permet à la fonction directe de fournir des résultats proches de la mesure.

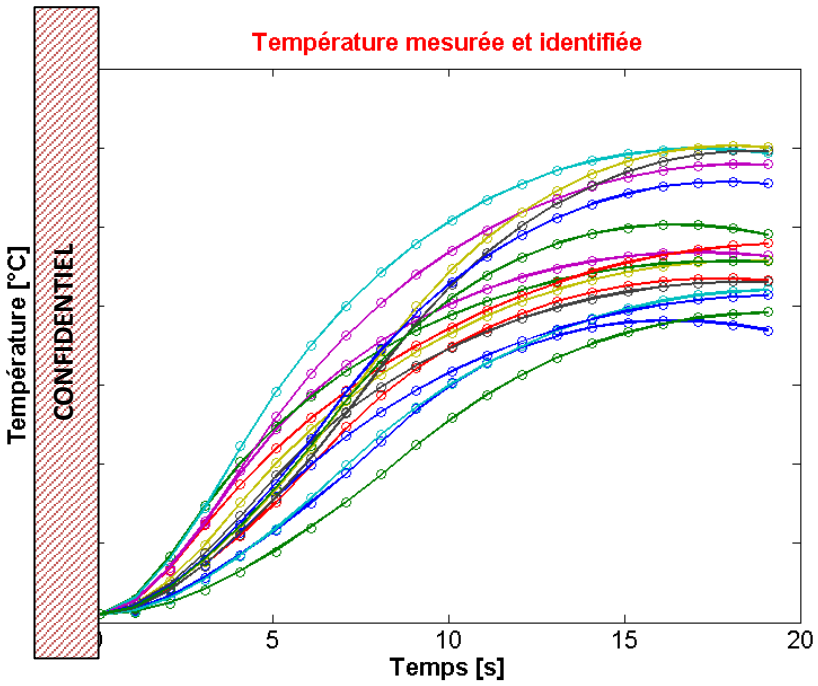


Figure 107 : Température mesurée et identifiée après processus d'optimisation inverse déterministe

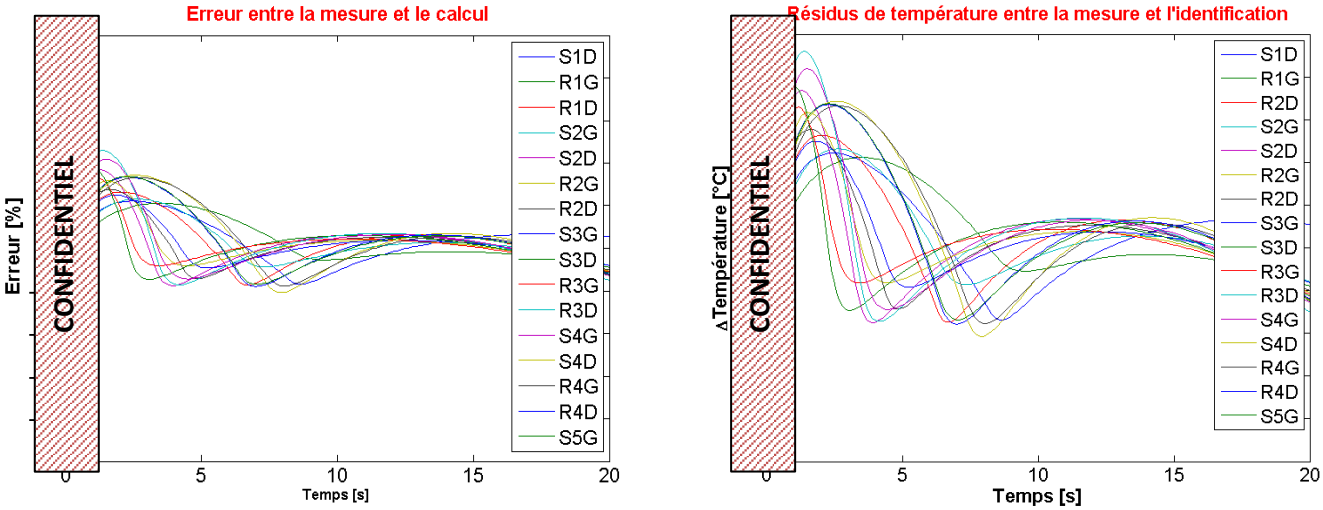


Figure 108 : Résidus et erreur associée sur la température identifiée par processus d'optimisation inverse

Les résidus illustrent d'avantage ce bon résultat. L'écart en température reste sous les 10°C, ce qui correspond à 0.5% d'erreur maximum entre la solution numérique et la mesure ce qui est tout à fait acceptable. Les résidus sont en revanche signés. En effet pour chacun des points de mesure entourant une interface, les résidus oscillent autour du paramètre t_max qui lui est attribué. L'origine de cette signature provient de la difficulté à identifier le paramètre t_max pour chaque interface. De même la sensibilité à ce paramètre est faible en comparaison du flux maximum Phi_max. L'erreur observée est

donc la conséquence d'une convergence vers un minium local de la fonction résiduelle (5.11). En effet la méthode employée ne différencie pas un minimum local de la fonction objectif d'un minimum global. L'idéal étant pour ce type de méthode, de démarrer l'identification d'une solution initialisée au plus proche de la réalité. Dans certain cas comme il est possible ici, le minimum global de la fonction objectif peut être entouré de plusieurs minima locaux. Auquel cas il devient ardu d'améliorer la précision de la procédure et d'autres stratégies de calcul sont à employer. La précision atteinte nous satisfait dans le cas présent (Figure 108 et Figure 109). Nous pouvons tracer les flux dissipés aux interfaces par la génération aléatoire de paramètres de contact, ainsi que ceux par l'identification à partir de la mesure numérique. Le constat est en accord avec les résidus et l'erreur tracée Figure 107 et Figure 108 : les flux identifiés sont très proches et en accord avec ceux générés de manière aléatoire. Nous précisions que cette procédure a été réalisée à partir de 3 jeux de paramètres initiaux différents, qui convergent vers les mêmes résultats.

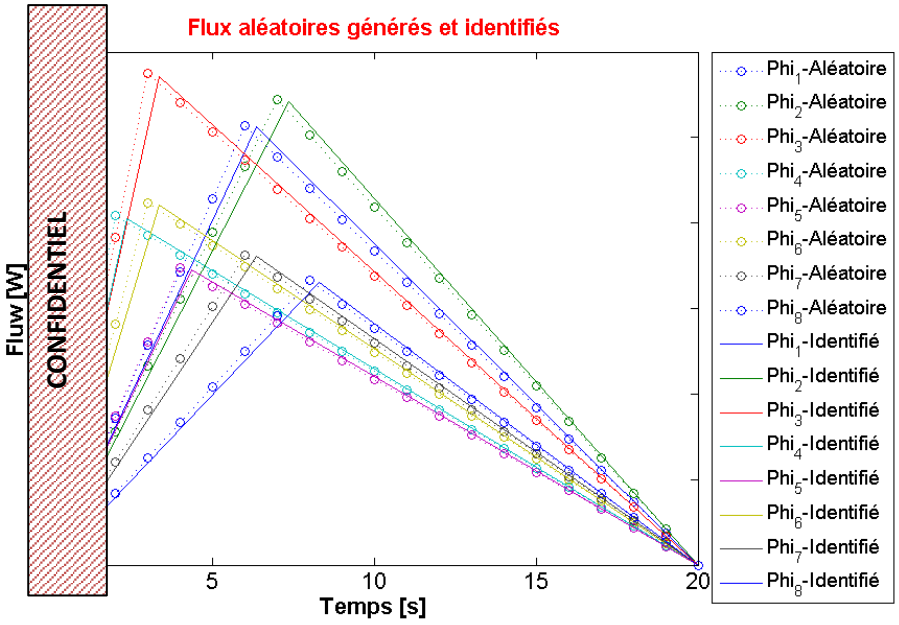


Figure 109 : Flux générés aléatoirement et identifiés par processus d'optimisation inverse

Le Tableau 20 montre chaque paramètre identifié et la précision associée. Remarquons que la précision sur la valeur maximum atteinte par les flux dissipée est très satisfaisante. Elle est tout à fait acceptable sur le temps auquel la valeur maximale est atteinte. Ce paramètre n'est pas parfaitement bien identifié pour chaque interface car nous avons prouvé que sa sensibilité associée par la fonction directe est bien moindre que celle associée à la valeur maximum atteinte par le flux dissipé (Figure 99 et Figure 102). Il en résulte une précision d'identification moindre, et qui peut ne pas faire converger la procédure si la sensibilité est trop faible.

Interface	1	2	3	4	5	6	7	8
Phi_max [W]	CONFIDENTIEL							
Erreur Phi [%]								
t_max [s]								
Erreur t [%]								

Tableau 20 : Paramètres identifiés et erreur associée

L'énergie calculée par identification est équivalente (erreur inférieure à 0.4%) à celle utilisée pour la génération aléatoire des flux dissipés aux interfaces. Nous avons donc une bonne confiance en cette méthode pour faire de la caractérisation des paramètres de flux de freinage par identification inverse, avec des données expérimentales provenant de banc d'essai.

4.5.3 Influence d'un bruit de mesure simulé

Nous avons pu relever sur en bout de chaîne d'acquisition de 2.5K (voir 5.2.2 du chapitre V, Figure 143). Le bruit de mesure peut avoir une influence très prononcée dans les problèmes inverse, en rapport avec l'inversion de la matrice des sensibilités [68]. Dans l'expérience suivante consiste à superposer un bruit aléatoire de 2.5K à la mesure en température, qui a été générée par la fonction directe.

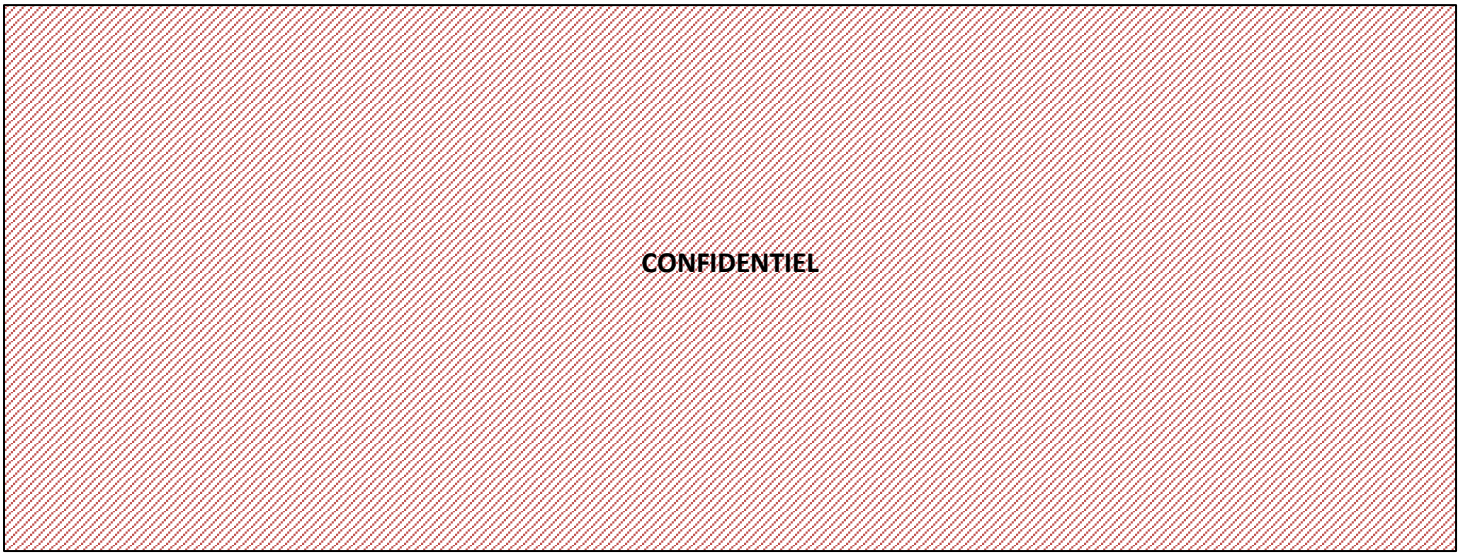


Figure 110 : Impact d'un bruit de mesure généré aléatoirement sur l'identification des paramètres

L'impact du bruit sur l'identification des paramètres sur les mesures reste très modéré. Nous obtenons des résultats très proches, malgré la présence d'un bruit de mesure simulé sur les données de mesure. La signature sur les résultats reste présente car les paramètres t_max sont difficiles à identifier.

4.5.4 Choix d'un nouveau jeu de paramètres

Dans ce paragraphe, nous anticipons le fait que la réalité qui correspond au phénomène que nous allons identifier, ne corresponde pas aux hypothèses qui en sont faites (voir Figure 35 et paragraphe 1.3.1.1.2 du chapitre I). En effet, dans le cas où les flux n'ont pas la forme attendue selon les hypothèses historiques utilisées en mécanique, nous avons de fortes chances que l'identification ne soit pas fructueuse. Le processus ne convergera pas, voire pire, le résultat ne sera pas représentatif de la réalité et les interprétations associées seront faussées. Cet obstacle à notre avancement provient du paramétrage du problème.

Nos hypothèses de départ sur la modélisation du flux dissipé aux interfaces sont très fortes. On suppose que son évolution est linéaire entre le début du freinage, la valeur maximale atteinte par le flux, et la fin du freinage (Figure 35). En réalité, il est plus convenable de le supposer linéaire par morceaux et identifier des portions de droite plutôt qu'un point de coordonnée t_{max} et φ_{max} pour chaque interface. La régularisation par paramétrisation n'est plus aussi forte que la méthode précédente, bien qu'elle soit toujours existante car les flux sont supposés linéaires par morceaux. Il faut cependant s'attendre à davantage d'itération de la procédure, et potentiellement un risque de ne pas converger.

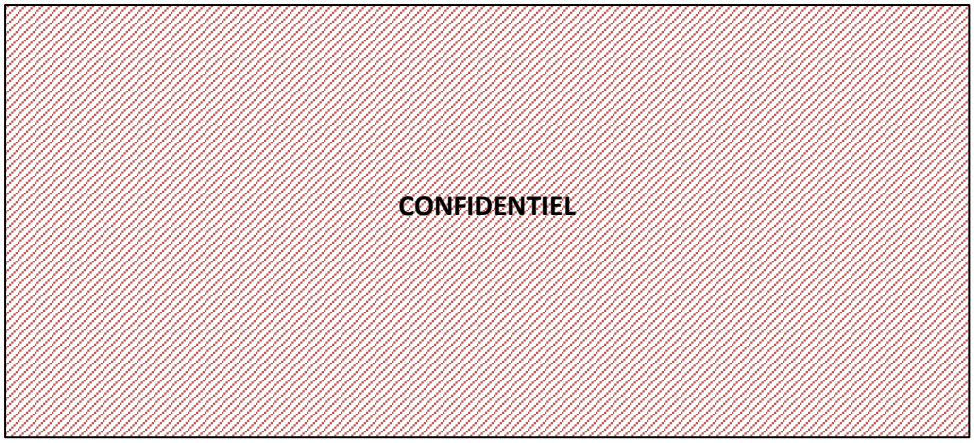


Figure 111 : Identification des flux aux interfaces par morceaux de droite

En possession de notre modèle direct, nous pouvons réaliser l'identification des flux au contact des disques sur la période du freinage à partir de données générées aléatoirement.

T [s]	Paramètre	Phi_1 [W]	Phi_2 [W]	Phi_3 [W]	Phi_4 [W]	Phi_5 [W]	Phi_6 [W]	Phi_7 [W]	Phi_8 [W]
CONFIDENTIEL									

Tableau 21 : Paramètres à identifier générés aléatoirement

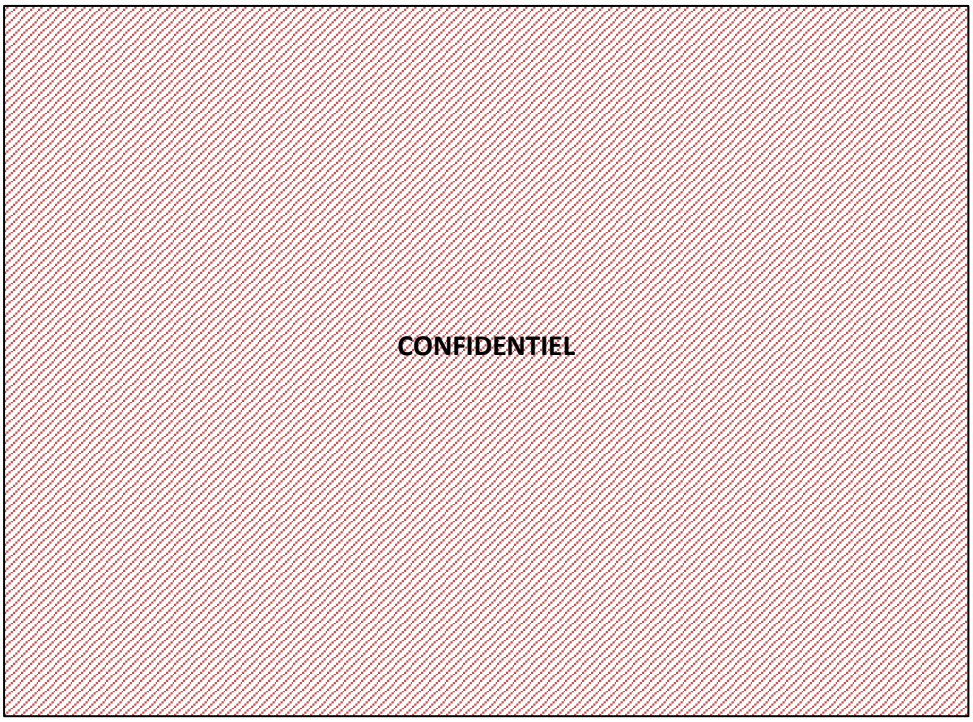


Figure 112 : Tracé des flux (donnée d'entrée) aléatoires par morceaux

Cette stratégie se révèle très efficace et pleine de sens. Elle nous permet de nous séparer d'un paramètre complexe à identifier, la variable t_max. Cependant, elle présente l'inconvénient d'augmenter sensiblement le nombre de paramètres à identifier, en passant de 16 à 8n paramètres, avec n le nombre de morceaux de droite suivant la discrétisation temporelle du flux choisie. Avec 10 morceaux de droite le nombre de paramètres à identifier monte à 80. Nous avons pu réitérer l'exercice du paragraphe 4.5.2. Si l'identification est plus longue, elle converge tout aussi efficacement avec la fonction directe numérique 1D. On constate l'absence de signature des résidus, ainsi que qu'une bonne reproduction des températures mesurées.

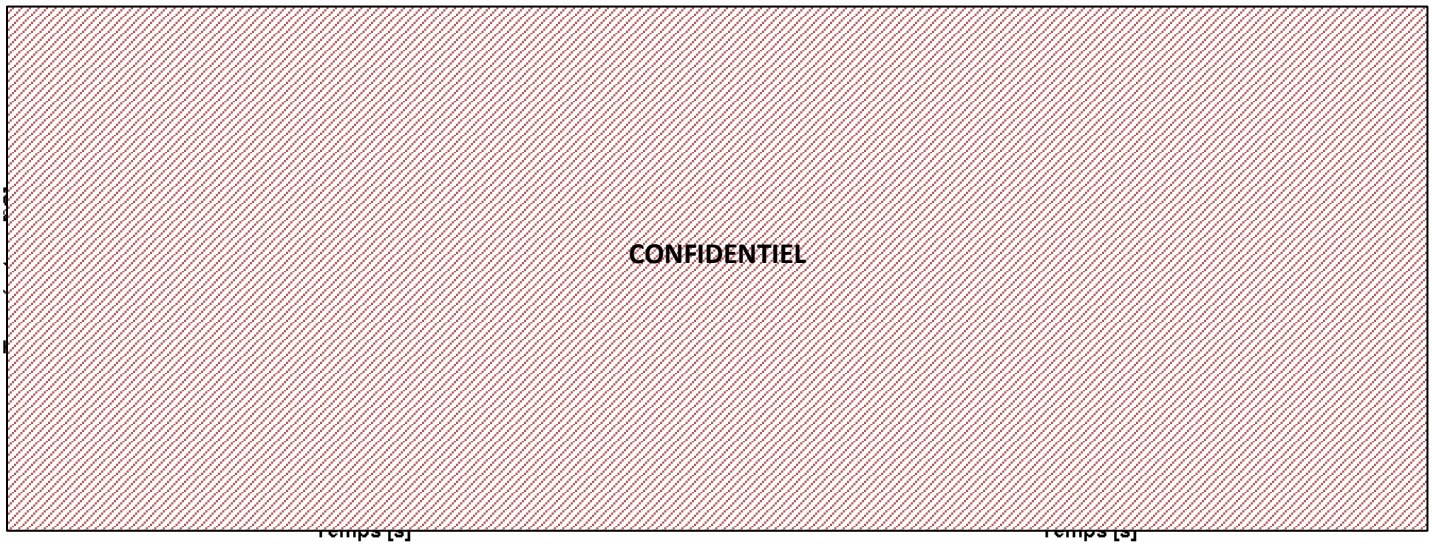


Figure 113 : Résultats d'identification pour le choix d'un nouveau jeu de paramètres

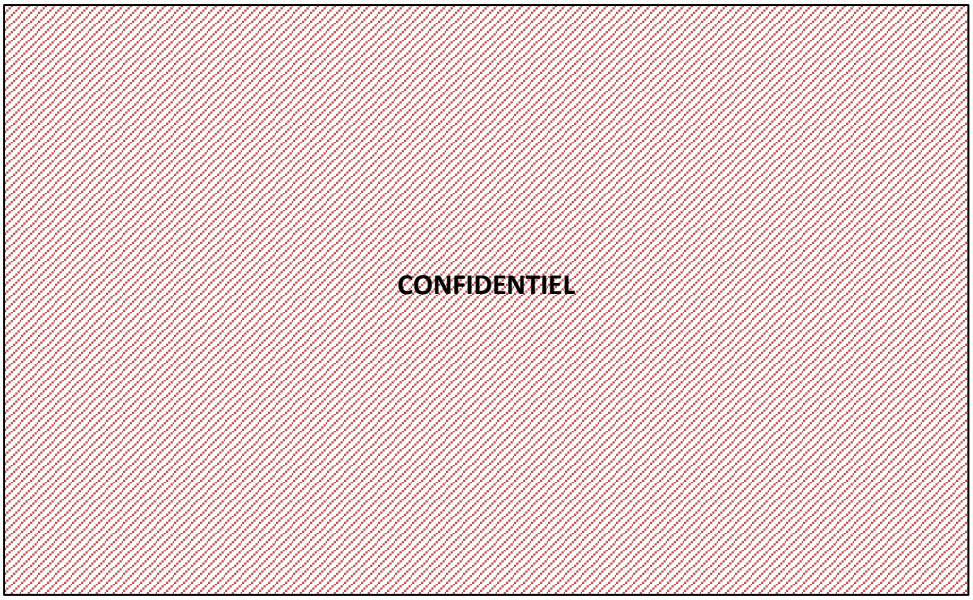


Figure 114 : Flux générés aléatoirement et identifiés par processus d'optimisation inverse

Le tableau suivant démontre la bonne précision du processus d'identification. Elle n'est cependant pas parfaite, car nous avons une grande probabilité de converger vers un minimum local de la solution. Cet optimum reste acceptable au vu des faibles niveaux d'erreur observés :

		Erreur globale [%]							
T [s]	Paramètre	Phi_1 [W]	Phi_2 [W]	Phi_3 [W]	Phi_4 [W]	Phi_5 [W]	Phi_6 [W]	Phi_7 [W]	Phi_8 [W]
CONFIDENTIEL									

Tableau 22 : Erreurs globale sur les paramètres identifiés

En revanche, le même travail n'est pas réalisable avec l'approche probabiliste présentée dans le paragraphe suivant avec nos moyens de calculs. Ils ne sont pas suffisants pour générer un plan d'expérience numérique à 80 paramètres par échantillonnage Hyper Cube Latin. Nous verrons par la suite qu'il nous est malheureusement impossible avec un ordinateur portable équipé de 4Go de Ram, de créer un méta modèle paramétré sur 80 inconnues à identifier. Dans la suite du travail l'identification inverse est donc réalisée à partir du modèle numérique 1D, faute de pouvoir utiliser une fonction méta.

4.6 Présentation du processus probabiliste

Nous allons voir dans ce paragraphe une approche originale de calcul de fonction résiduelle (4.1). Cette approche consiste à utiliser les possibilités offertes par les avancées de la communauté du Machine

Learning. Contrairement à l'élaboration de nos modèles précédents, cette démarche est orientée algorithmes, mathématiques et statistiques [91]. Elle n'est plus exclusivement basée sur la physique, mais ajoute un modèle d'interpolation mathématique utilisant ces données physiques. L'objectif est de modifier nos aprioris sur les variables d'entrée, qui correspondent au départ à des lois de probabilités uniformes sur des intervalles donnés. L'intérêt est d'utiliser les données générées par une expérience ou un modèle physique pour estimer des variables hors des points de mesures ou de calcul.

Bien que répandues dans l'industrie [45] [46] [108] [109], nous avons vu dans le Chapitre I que l'utilisation de ce type de méthode n'est pas courante dans le milieu de la modélisation thermique [110-113]. Si elles sont peu utilisées pour faire de la modélisation directe, elles le sont encore moins associées à des processus d'identification inverse [114]. Nous nous concentrerons en premier lieu sur le moyen de remplacement de la modélisation directe du problème.

Nous explicitons ici le principe d'élaboration d'un méta-modèle. Il convient de disposer au départ, d'un domaine de variation de paramètres pour lesquels on génère des données avec le modèle dont on dispose. Ce modèle peut être de tout type : analytique, réduit, numérique. Les modèles analytiques et réduits ont l'avantage de générer ces données très rapidement mais font des simplifications importantes ou figent certains paramètres, notamment physiques (dimensions) pour les modèles réduits [124]. Cette génération de données peut aussi se faire à l'aide de modèles 3D ou expérimentalement. Cependant il devient très lourd d'intégrer ces processus dans un algorithme itératif. Soulignons l'importance que la « mesure », qu'elle soit issue d'essai ou d'un modèle, soit de la meilleure qualité possible. Elle doit bien évidemment être représentative de la réalité, avec un niveau de précision optimal. Dans un premier temps nous devons discerner l'ensemble des paramètres constituant notre entrée et sur lesquels on souhaite regarder la dépendance du modèle. Par la suite, nous construirons un plan d'expérience constitué de « points » associés à différents jeux de paramètres. Ce plan de génération de données pour une variation des paramètres sur un intervalle donné, doit nous permettre de construire une hyper surface de réponse associée à l'ensemble de ces points. Nous devons pour cela générer ces données par un procédé expérimental, ou des simulations de modèle direct 3D, simplifié ou réduits. Le méta modèle est construit à partir de cette hyper surface en passant par tous les points, et générée dans notre cas à l'aide du modèle simplifié 1D. Il se comporte donc comme un modèle analytique qui génère directement les résidus associés aux paramètres d'entrée, tel que la fonction résiduelle (4.1). Il s'agit d'une interpolation mathématique de la réponse de notre modèle direct. Cette simulation rapide et représentative de la réponse du modèle numérique, réduit ou d'un plan expérimental, permet une multitude d'applications tant dans la simulation classique que pour l'identification inverse.

Dans le cas présent, nous n'allons pas reproduire au sens propre les résultats de simulation de notre modèle simplifié 1D. Nous reproduisons ici la valeur de la fonctionnelle f, obtenue pour un jeu de paramètres relatifs aux flux générés aux interfaces. Il s'agit donc d'obtenir un méta modèle ayant appris à se comporter comme la fonctionnelle f explicitée à l'équation (4.1). On cherchera donc ensuite à minimiser la réponse du méta modèle en l'intégrant dans le processus d'optimisation décrit au paragraphe 4.6.2 de ce chapitre.

4.6.1 Identification bayésienne

L'identification Bayésienne repose sur les travaux de Thomas Bayes. L'idée principale est d'imiter la capacité des êtres vivants et pensant que nous sommes, à réagir, faire des choix, anticiper, être intelligent. Les études scientifiques sur le sujet se divisent entre deux avis distinct, qualifiant cette démarche soit d'outil mathématique très efficace pour la recherche scientifique, soit comme un

mécanisme fondamental du vivant. Certains mettent en gardent, comme Christian Robert, que « les modèles bayésiens reflètent notre interprétation de la réalité plutôt que la réalité elle-même » [120].

On qualifie d'inférence le mouvement de la pensée allant des principes à la conclusion. C'est une opération qui permet de passer d'une ou plusieurs assertions des énoncés ou propositions affirmés comme vrais, appelés prémisses, à une nouvelle assertion qui en est la conclusion. La formule de Bayes (4.26) permet de calculer comment l'apport de nouvelles informations transforme notre estimation de la probabilité de certains évènements. Elle décrit donc le changement de nos aprioris. Dans l'approche classique, les grandeurs sont déterministes à l'exception des mesures qui possèdent une composante aléatoire. Avec l'approche bayésienne tous les paramètres sont supposés aléatoires. On associe donc en lieu et place d'une valeur unique de paramètre, une densité de probabilité sur chaque grandeur à identifier. Au départ, notre apriori sur la valeur de chaque variable est incertain. Nous pouvons donc générer une loi équiprobable sur l'intervalle de définition des grandeurs à identifier telle que :

$$\begin{cases} f(\beta_i) = \dfrac{1}{b-a} & si\ a \leq \beta_i \leq b \\ f(\beta_i) = 0 & sinon \end{cases} \qquad [-] \qquad (4.25)$$

Du point de vue probabiliste, notre objectif pour l'inversion est de trouver la meilleure estimation du n-uplet paramètres β_i, connaissant la température $\tilde{T}$. Cette estimation des grandeurs à identifier maximise la distribution de probabilité des grandeurs de β_i, pour la distribution en température mesurée $\tilde{T}$.

$$f(\beta_i|\tilde{T}) = \frac{f(\tilde{T}|\beta_i) \times f(\beta_i)}{f(\tilde{T})} \qquad [-] \qquad (4.26)$$

On dispose alors par la suite d'une estimation de la loi de probabilité a postériori, des paramètres à identifier connaissant la température mesurée. Ce processus nous est ici utile pour optimiser la convergence de l'optimisation par méthode de gradient, en nous donnant une première approximation de la plus forte probabilité de l'emplacement de chaque paramètre sur son domaine de définition. Il s'agit d'une information capitale dans l'initialisation du processus inverse. L'objectif est donc d'améliorer notre apriori sur les paramètres et obtenir soit une identification, soit une initialisation du processus d'identification par une convergence des résultats rapide et robuste. L'identification Bayésienne peut s'effectuer au moyen de plusieurs méthodes. L'une rapide et moins rigoureuse, consiste à générer aléatoirement 10^5 n-uplet de paramètres par une séquence Sobol sur le domaine de définition des paramètres, et en récupérer la valeur de la fonctionnelle *f*. Ce processus est très rapide car notre fonction directe (modèle 1D) est peu coûteuse. En sélectionnant le premier meilleur centile, ayant la fonctionnelle la plus proche de 0, nous obtenons ainsi les calculs ayant les meilleurs résultats. L'autre méthode consiste à utiliser un procédé d'échantillonnage basé sur des distributions de probabilité appelés méthodes de Monte Carlo par Chaînes de Markov (MCMC). Ce procédé est léger et sans mémoire, c'est-à-dire que chaque point est généré à partir du précédent, renvoyant à la notion de chaîne. Ce processus permet d'avoir une meilleure estimation de la densité de probabilité à postériori sur le domaine de définition des paramètres, sans avoir à sonder de manière équiprobable tout le domaine. Généralement l'algorithme ajoute des points aux extrémités et aux endroits où la densité de probabilité est la plus concentrée (autour du mode).

4.6.2 Construction du méta modèle

4.6.2.1 Génération du plan d'expérience

Le domaine de définition du problème est de dimension n, n étant le nombre de paramètres d'entrée du modèle que l'on souhaite faire varier. Le DOE (Design of Experience) ou plan d'expérience, définit les n-uplet de paramètres d'entrée du modèle, qui couvrent au mieux le domaine de définition des paramètres. La détermination des n-uplet se fait par Latin Hypercube Sampling (échantillonnage par hyper cube latin) [115]. Le LHS est une méthode statistique utilisée pour générer des échantillons presqu'aléatoires pour une distribution multidimensionnelle. Sur un échantillonnage classique, chaque point est généré sans prendre en compte les précédents. Pour le LHS, le processus n'est pas totalement aléatoire, car cette méthode tend à recouvrir au mieux l'ensemble du domaine de définition de la distribution. Plusieurs variantes de cet algorithme existent (Maximin, Discrepancy, Maxproj).

De même, plusieurs méthodes d'échantillonnage existent telles que Faure, Halton & Sobol et Monte-Carlo. Elles ne sont pas aussi performantes que la méthode par LHS en termes de discrépance et recouvrement du domaine de définition, malgré les techniques de scrambling. De manière idéale et d'après les règles usuelles de la communauté scientifique, il faut réaliser un nombre de calculs suffisants de 10 fois le nombre de paramètres d'entrée. Ainsi le domaine de définition est suffisamment bien couvert par le DOE, sans laisser de zone non explorées. Il n'existe pas de publication scientifique ou de littérature associée au nombre de calculs recommandés, les utilisateurs étant généralement très contraints sur le nombre de simulations réalisables, qui dépendent du coût des calculs 3D complexes ou des essais expérimentaux sur banc. Notons simplement pour la suite qu'il s'agit d'une règle usuelle, mais qu'il existe un moyen de contrôle de qualité des métas modèles pour valider le nombre de points générés. Ce moyen sera explicité ci-après.

Figure 115 un exemple d'échantillonnage de points générés par LHS (**bleu**), LHS maximin (**rouge**), LHS discrepancy (**vert**) et LSH maxproj (**marron**) pour 4 paramètres et 10 échantillons par paramètres, soit 40 points de calculs. A chaque point est associé un calcul. Chaque calcul peut être représenté dans l'espace de dimension 4, sur un sous espace de dimension 2 en fonction de deux paramètres. Il s'agit sur cette figure de contrôler l'échantillonnage sur le domaine de définition, et de vérifier qu'il le couvre au mieux. Nous sélectionnons ainsi le LHS maxproj (marron), qui s'assure que chaque calcul soit équitablement répartit dans toutes les sous-projections. Il ne laisse donc pas de zones inexplorées. Le champ des possibles (bornes) associé à ces paramètres est explicité dans le Tableau 23 ci –dessous :

Paramètre	Limite inférieure [-]	Limite supérieure [-]
X1	0	10
X2	0	100
X3	0	20
X4	0	40

Tableau 23 : Exemple de champ des possibles associé à 4 paramètres quelconques

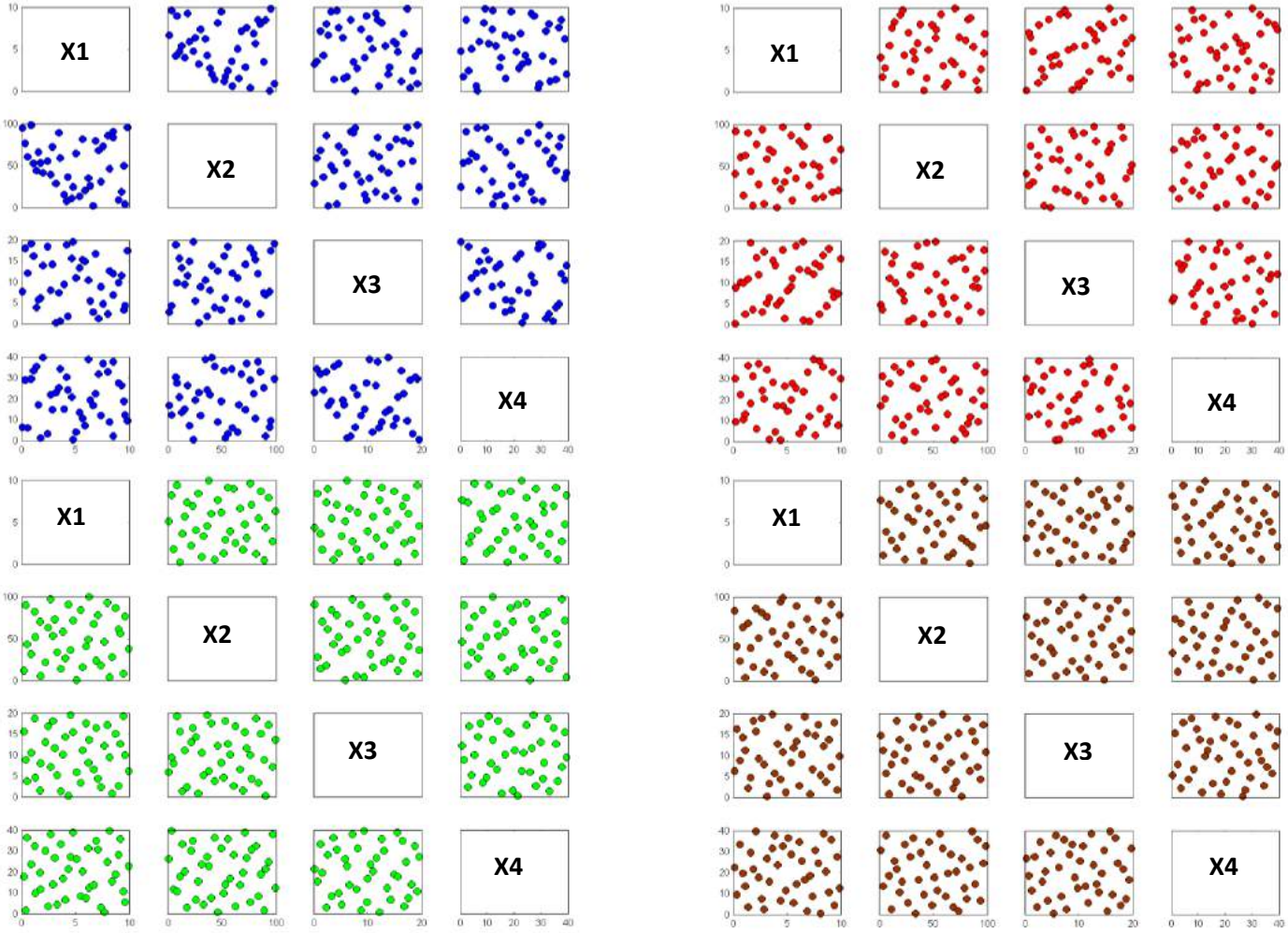


Figure 115 : Échantillonnage du champ des possibles avec 40 n-uplets de paramètres suivant 4 méthodes de LHS

Représenter un point correspondant au n-uplet généré pour trois paramètres est aisé. Il s'agit de repérer un point dans un espace de dimension 3, un cube. Au-delà de trois paramètres, l'espace devient un hyper cube et il n'est pas aisé de le représenter. Une solution consiste à étaler le champ des possibles selon la méthode représentée. Chaque n-uplet de paramètres β_i est représenté Figure 115 en fonction des autres paramètres β_j avec $j \neq i$. Suivant les méthodes d'échantillonnage choisies, on s'aperçoit que la couverture du domaine de définition n'est pas la même. L'algorithme LHS Discrepancy et LHS Maxproj donnent généralement de meilleurs résultats, en ayant une aptitude plus performante à couvrir l'intégralité du domaine de définition. L'algorithme LHS Maxproj est choisi pour sa bonne efficacité de couverture du champ des possibles, bien qu'il soit plus long à générer [115].

Dans le cadre de notre étude, nous avons choisi de limiter les entrées du DOE sur 2 paramètres par interface. Ainsi on définit pour chacune, l'instant et la valeur flux maximum dissipé au cours du freinage en supposant le flux linéaire croissant et décroissant au cours du cycle. 160 calculs sont alors nécessaires pour couvrir au de manière efficace le domaine de définition couvert par les 16 paramètres au total. Il n'est pas difficile de généraliser le problème, et d'inclure d'avantage de paramètres. Cependant il deviendra difficile d'avoir une représentation graphique du plan d'expérience et de la dépendance des paramètres entre eux. Plus gênant, il faudra réaliser un plus grand nombre de calcul pour générer l'hyper surface de réponse ce qui peut être consommateur de ressources, et le temps de génération du plan d'expérience peut tendre vers des périodes prohibitives.

Les bornes du domaine de définition sont déterminées à partir des ordres de grandeur généralement constatés sur des freinages d'énergie normale. Dans notre cas, on borne grossièrement les paramètres tel qu'explicités dans le Tableau 24, en fixant des limites inférieures et supérieures. Chaque point de

calcul est généré à l'aide de notre fonction directe. Ici nous avons fait le choix de générer la solution avec le modèle simplifié 1D explicité dans au paragraphe 3.2 de ce chapitre. Nous aurions pu aussi faire le choix d'utiliser un modèle 3D comme Fluent ou Comsol, un modèle réduit CMS (Component Mode Synthesis), ou encore une série d'essais basés sur le plan d'expérience. Cependant, un modèle 3D est lourd et une brève estimation du temps de calcul nécessaire pour générer l'hyper surface de réponse sur 240 points de calcul serait de l'ordre de 300 à 400 heures de calcul. Ce choix de modèle nous permet de gagner du temps pour la génération de l'hyper surface de réponse au plan d'expérience. Le temps total de simulation est situé en dessous de 20 minutes car une solution de calcul est obtenue entre 2 et 5 secondes de simulation sur la période de freinage. Nous pouvons dans un premier temps valider la méthode grâce au modèle simplifié 1D. Il est tout à fait possible d'envisager l'application avec un modèle plus complexe dans le cas d'un essai concluant. Un modèle réduit pourrait nous autoriser à réduire encore d'avantage ce temps de simulation, mais il n'autorise pas de modification géométrique de notre système, sans remplacement complet du modèle. Dans notre cas nous pouvons généraliser facilement la solution à plusieurs designs (nombre de disques, épaisseurs des disques,…). Enfin réaliser 240 essais avec mesure associée, devient prohibitif pour des raisons évidentes de coûts et de temps de mise en œuvre, dans notre cas d'étude.

A chaque n-uplet de paramètres nous pouvons associer la réponse du modèle pour le nombre de points monitorés (équivalent numérique des thermocouples). Cette réponse en température suivant le point i, pour tous les pas de temps j, constitue l'hyper surface associée à notre plan d'expérience composé de 204 vecteurs paramètres β_n. Elle a pour nombre de dimensions le nombre de sorties contrôlées.

$$\left[T_i^j\right]_n = f(\beta_n) \qquad [K] \qquad (4.18)$$

Indicateur	Paramètre	Limite inférieure	Limite supérieure
1	CONFIDENTIEL		
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			
12			
13			
14			
15			
16			
17			
18			
19			
20			
21			
22			
23			
24			

Tableau 24 : Bornes des paramètres de contact en entrée du méta modèle

La génération des points nous donne 240 n-uplets de paramètres d'entrée de calcul, à réaliser par la fonction directe issue du modèle thermique simplifié. Ci-dessous un exemple de trois cas de calcul réalisés dans le cadre du DOE :

Calcul	φmax_1	φmax_2	φmax_3	φmax_4	φmax_5	φmax_6	φmax_7	φmax_8
1	CONFIDENTIEL							
2								
3								
…								
Calcul								
1								
2								
3								
…								
Calcul								
1								
2								
3								
…								

Tableau 25 : Extrait des n-uplets de paramètres associés au plan d'expérience généré avec échantillonnage par Hyper Cube Latin

4.6.2.2 Génération du méta modèle

La création du méta modèle est effectuée à partir du plan d'expérience, et de sa surface de réponse associée. A partir de ces deux données, il est possible de construire le méta modèle basé sur différentes techniques de Machine Learning exposées dans la liste suivante [108] [113] [114] :

- ⇨ Kriging Model [Modèle de Krigeage ou processus gaussiens]
- ⇨ Penalized Linear Regression [Régression linéaire]
- ⇨ Random Forest [Arbres de regression, forêts aléatoires]
- ⇨ Support Vector Regression [Machines à vecteurs de support]
- ⇨ Splines [Splines]
- ⇨ Neural network [Réseaux de neurones]
- ⇨ Chaos polynoms [Polynômes du chaos]

Lors de ce travail de thèse, nous avons pu tester la construction d'un méta modèle sur les 4 premières méthodes [116-119]. Le critère de choix permettant de marquer la performance de chacune est appelé Q2 compris entre 0 et 1. Il se présente sous la forme d'une procédure simple. Chaque méta modèle est entrainé sur une base de points issus de notre plan d'expérience. Pour en calculer la qualité ou Q2, nous enlevons un point de la base d'apprentissage, et recalculons la réponse du méta modèle en ce point. De manière idéale, la réponse prédite doit être équivalente au point enlevé, si bien que si la procédure est répétée pour chaque point du plan d'expérience, la qualité optimale doit ressembler à une droite d'équation $y = x$. Dans ce cas le Q2 du méta modèle tend vers 1. En réalité, le point sera écarté de la droite. La qualité est donc calculée à partir de la distance de chaque point avec la droite. Plus les points sont éloignés de la droite, c'est-à-dire que le nuage de points est dispersé autour de celle-ci, plus le Q2 tend vers 0. Idéalement, les règles usuelles de la communauté scientifique conseillent d'avoir une qualité supérieure à 0.90. Ce processus est appelé Leave One Out Cross Validation. Ce coefficient de prédictivité Q2 est défini selon :

$$Q(T,\hat{T}) = 1 - \frac{\sum_{i=1}^{N}(T_i - \hat{T}_i)^2}{\sum_{i=1}^{N}(\bar{T} - \hat{T}_i)^2} \quad [-] \qquad (4.19)$$

Avec :

$$\begin{cases} T_i : valeurs\ observées \\ \hat{T}_i : valeurs\ prédites\ par\ le\ méta\ modèle \\ \bar{T} : moyenne\ des\ valeurs\ observées \end{cases} \quad [K] \quad (4.20)$$

Dans notre cas d'étude, seul le modèle de Krigeage nous a apporté une qualité supérieure à 0.90. Nous avons donc fait le choix de continuer sur ce type de méta modèle. Notons bien que cela peut tout à fait dépendre du type de problème, la régression étant très adaptée pour la classification d'éléments par exemple. Nous traçons la qualité pour l'ensemble de nos sorties étudiées, avec le méta modèle de Krigeage. A chaque point du nuage, correspond la valeur de la fonctionnelle f (4.2) prédite par le méta modèle en comparaison de celle renvoyée par la fonction directe numérique. Pour comprendre la signification d'un point, à chaque thermocouple utilisé dans la modélisation 1D, est associé un méta modèle équivalent. Le méta modèle est construit à partir d'une régression par processus gaussien (4.21). Par la suite chaque méta modèle est agrégé dans un méta modèle global de la solution, correspondant à la somme de tous les points (4.22).

$$\hat{f}(j_k) = a + \sum_i \lambda_i . f(j_i) \quad [K] \quad (4.21)$$

$$\hat{F} = \sum_j \hat{f}(j_k) \quad [K] \quad (4.22)$$

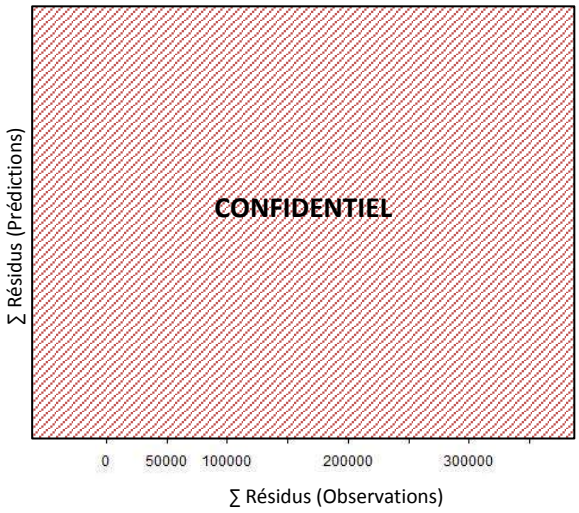


Figure 116 : Illustration de la qualité du méta-modèle (Q2)

4.6.2.3 Optimisation de la qualité

La qualité du ou des métas modèles peut être améliorée en ajoutant des points au plan d'expérience, pour combler des zones non explorées du champ des possibles. Nous pouvons générer par exemple rapidement 200 nouveaux points aléatoires à l'aide d'une séquence Sobol. Il s'agit d'un algorithme capable de générer un échantillonnage quasi-aléatoire à faible discrépance de manière très rapide (bien plus que l'hyper cube latin). Il existe aussi des algorithmes pouvant trouver la position des points où l'amélioration de précision espérée est la meilleure. Nous avons choisi cette deuxième option, car l'ajout de nouveau points aléatoires est certes rapide, mais pas toujours adaptée car les nouveaux points peuvent être proche des anciens.

Cette méthode de planification adaptative utilise un critère basé sur l'erreur quadratique moyenne du méta modèle au processus gaussien. L'objectif est de choisir des nouveaux points sur le plan d'expérience, qui améliorent le plus le coefficient de qualité Q2. Là où l'erreur quadratique du méta modèle est la plus grande signifie que l'erreur de prédiction est potentiellement la plus élevée. Nous

allons donc déterminer l'emplacement de nouveaux points, pour minimiser l'intégrale de l'erreur quadratique moyenne sur le domaine de définition, qui nous indique où l'estimation est imprécise. Les n-uplets de paramètres sont calculés à partir de (4.23) et (4.24).

$$\beta_{new} = \text{Argmax}\left[MSE\left(\hat{T}(\beta)\right)\right] \quad [-] \quad (4.23)$$

$$\beta_{new} = \text{Argmax}\left[\sigma^2 - \hat{f}(\beta)^T \sum_{S}^{-1} \hat{f}(\beta)\right] \quad [-] \quad (4.24)$$

Le nombre de nouveaux points ne doit pas excéder un certain seuil. En effet, avec trop peu de points pour le plan d'expérience initial, le modèle est dit sous entrainé soit ignorant. A l'opposé, avec trop de points le modèle surentraîné est aussi dit 'stupide'. Ce constat est valable pour tous les types de métas modèles. Généralement on essaye de ne pas dépasser 20 fois le nombre de paramètres utilisés pour générer le plan d'expérience [116] [117].

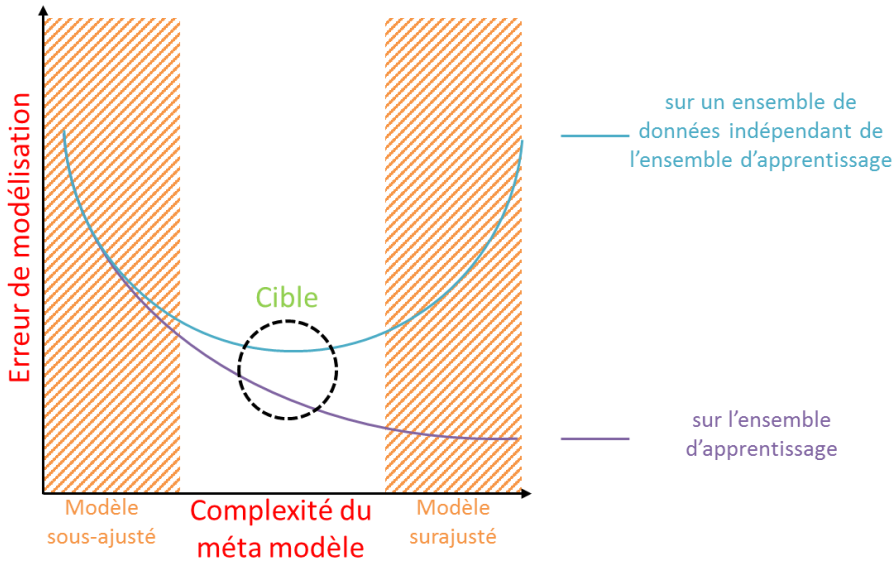


Figure 117 : Illustration du sous et sur-apprentissage des métas modèles

Nous pouvons par la suite retracer les courbes associées à la qualité de prédiction du méta modèle, une fois les 160 points ajoutés au plan d'expérience initial.

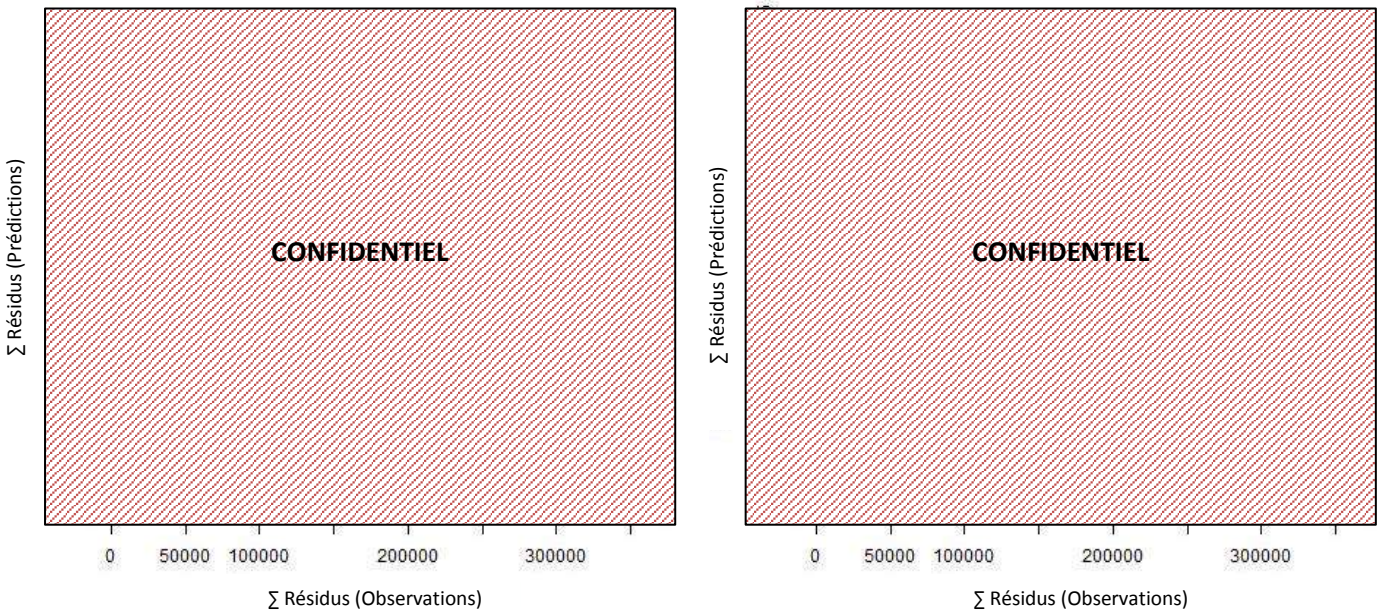


Figure 118 : Illustration de la qualité du méta-modèle, avant (gauche) et après (droite) l'ajout de 200 points au DOE

Sur l'illustration Figure 118, nous constatons que l'ensemble des 440 points sur le graphique de droite se sont rapprochés de la droite d'équation $y = x$. Le calcul du Q2 est donc meilleur, passant de 0.87 pour le graphe gauche à 0.92 pour celui de droite. Cela signifie que nous pouvons accorder une meilleure confiance dans notre méta modèle optimisé, qui donnera des résultats plus proches de ceux générés par le modèle numérique.

Meta modèle	S1D	R1G	R1D	S2G	S2D	R2G	R2D	S3G
Q2	0.944	0.914	0.746	0.913	0.918	0.959	0.925	0.961
Meta modèle	S3D	R3G	R3D	S4G	S4D	R4G	R4D	S5G
Q2	0.926	0.952	0.652	0.942	0.87	0.623	0.943	0.884

Tableau 26 : Qualité des métas modèles avant optimisation

Meta modèle	S1D	R1G	R1D	S2G	S2D	R2G	R2D	S3G
Q2	0.928	0.867	0.876	0.917	0.929	0.958	0.932	0.856
Meta modèle	S3D	R3G	R3D	S4G	S4D	R4G	R4D	S5G
Q2	0.976	0.976	0.827	0.966	0.941	0.969	0.955	0.972

Tableau 27 : Qualité des métas modèles après optimisation

Nous constatons une amélioration sur la prédiction des fonctionnelles pour une majorité des points où l'on relève la température du modèle. On constate une augmentation du critère de précision Q2 en moyenne. Nous sommes donc confiants dans la qualité du modèle pour l'utiliser à d'autres fins, telles que l'identification inverse par processus d'optimisation.

4.6.2.4 Exploration préliminaire et sensibilité

Nous avons vu dans de l'introduction des méthodes de Krigeage au paragraphe 4.6.2.2, comment générer un méta modèle de la fonctionnelle f (4.2), associé au modèle simplifié notre ensemble de disques empilés. Cela dans le but de répondre au besoin de rapidité de simulation dans un processus d'identification inverse. La création du plan d'expérience numérique par Hyper Cube Latin nous permet de générer une hyper surface de réponse associée, en passant par la fonction directe comme l'explicite l'équation (4.3). Nous avons alors pour tout vecteur paramètres créé, la réponse en température en tous les points désirés pour chaque pas de temps.

L'exploration de la solution n'est pas aisée puisque la surface de réponse s'étend sur un grand nombre de dimensions, qui est équivalent au nombre de paramètres étudiés. Dans le cas de notre étude, nous avons pour objectif d'identifier 16 paramètres. Néanmoins nous pouvons pour chaque point de mesure, observer la réponse résiduelle détaillée à l'équation (4.2) associée au plan d'expérience numérique qui montre l'influence de chaque paramètre sur la sortie considérée. La mesure considérée pour ce calcul de fonction résiduelle est issue de la génération aléatoire de flux aux interfaces utilisés au paragraphe 4.5.1. L'instrumentation utilisée est identique à celle explicitée au paragraphe 4.4.3, proche des interfaces. Ci-dessous un schéma de représentation des zones de contrôle de l'hyper surface de réponse :

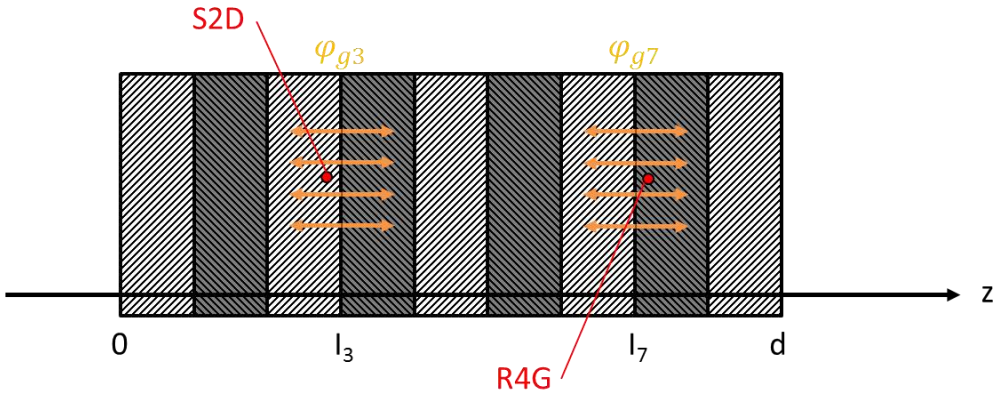


Figure 119 : Position des points pour le contrôle de l'hyper surface de réponse au plan d'expérience numérique

Observons par exemple aux points S2D (stator 2, proche interface 3) et R4G (rotor 4, proche interface 7), la surface de réponse sous forme matricielle Figure 120 et Figure 121. A chaque graphe est tracé un nuage de point, représentant la valeur de la fonctionnelle en fonction du paramètre explicité.

L'exploration préliminaire de la réponse se compose d'un nuage de 300 points correspondant aux calculs du plan d'expérience, tracés en fonction de chaque paramètre sur son intervalle de définition. Leur ordonnée est équivalente au résultat de la fonction résiduelle. A partir des résultats de calcul, il est possible de faire une première exploration qualitative du plan d'expérience (les réponses aux paramètres d'entrée). Cette exploration permet de démontrer la dépendance de la ou des sorties aux variables d'entrées, à partir des calculs réalisés. Nous pouvons ainsi démontrer la relation entrées/sorties de la fonction directe. La moyenne mobile (smooth) en rouge agit comme un critère de classification, en nous indiquant si la sortie dépend de la variable ou non. Généralement lorsque la moyenne mobile est proche d'une droite horizontale, cela signifie que le paramètre d'entrée a peu ou pas d'influence sur la sortie. Il faut cependant garder un esprit critique sur ces résultats, car il peut exister une forte corrélation entre paramètres ou une possibilité d'identification malgré une sensibilité apparente faible.

Nous analysons immédiatement, et en accord avec la Figure 99, que la sensibilité à la valeur maximum du flux sur la fonction résiduelle est importante. Lorsque le point de mesure est situé proche de l'interface 3 sur la Figure 120, l'hyper surface de réponse montre clairement une dépendance de la sortie en ce point pour une variation du flux maximum à l'interface 3. Pour le temps auquel le flux maximum est atteint tmax3, le constat est moins évident. Le lissage ne permet pas cette classification immédiate car le lissage est plat. On constate cependant nous pouvons déceler une dépendance de la sortie S2D à ce paramètre, en mettant même en évidence visuellement un intervalle où le paramètre est optimum entre 4 et 6 secondes, car la fonction résiduelle tend vers 0. Pour les autres paramètres en revanche, le nuage de points ne permet pas de dégager de tendance car le lissage est plat. Il y'a donc peu voir pas de couplage entre une sortie (un thermocouple) et les paramètres associés aux autres interfaces qui sont éloignées de sa position. Le même travail est réalisé pour chaque interface, nous en montrons un autre exemple sur la n°7, Figure 121.

Nous démontrons ici que l'analyse des sensibilités précédente du paragraphe 4.4 nous a permis de mettre en place une solution d'instrumentation efficace, maximisant nos chances d'identifier avec précision les paramètres en diminuant la corrélation entre eux. Ce travail a été réalisé également sur le coefficient de répartition de flux α, mais comme l'a prédit l'étude de sensibilité nous ne sommes pas en mesure d'observer un quelconque lien entre la variation de ces paramètres et les variations de la fonction résiduelle.

Nous pouvons tracer le champ des possibles associé à l'hyper surface de réponse, en nous assurant que la solution recherchée correspondant à la mesure en jaune est comprise à l'intérieur du faisceau des possibilités généré par le plan d'expérience en bleu, Figure 122 et Figure 123. Il s'agit d'une première exploration des possibilités offertes par notre domaine de définition des paramètres, à partir de nos aprioris sur les paramètres qui correspondent à des lois de probabilité uniforme sur l'intervalle choisi.

Le faisceau des possibilités en bleu est large et s'étend autour de la solution réelle correspondant à la mesure en jaune, ce qui nous permet de conclure sur deux principaux faits. D'une part, le faisceau est étendu et est homogène (il ne possède pas de « trous »). Cela signifie que l'algorithme d'exploration par Hyper Cube Latin utilisé à balayé efficacement les possibilités offertes par le domaine de définition. D'autre part, les paramètres associés à la mesure sont compris dans les intervalles de définition que nous avons choisis au départ, puisque pour chaque thermocouple le plan d'expérience génère une réponse associée qui englobe la mesure.

L'objectif est maintenant de trouver le jeu de paramètres à l'intérieur des intervalles de définition de chaque paramètre, qui donne la solution la plus approchée possible de la mesure. En d'autres termes nous devons réaliser un processus d'optimisation sur le méta modèle pour avoir la meilleure solution possible, à savoir minimiser la réponse du méta modèle par descente de gradient. Ce travail a été réalisé au paragraphe 4.3.2.

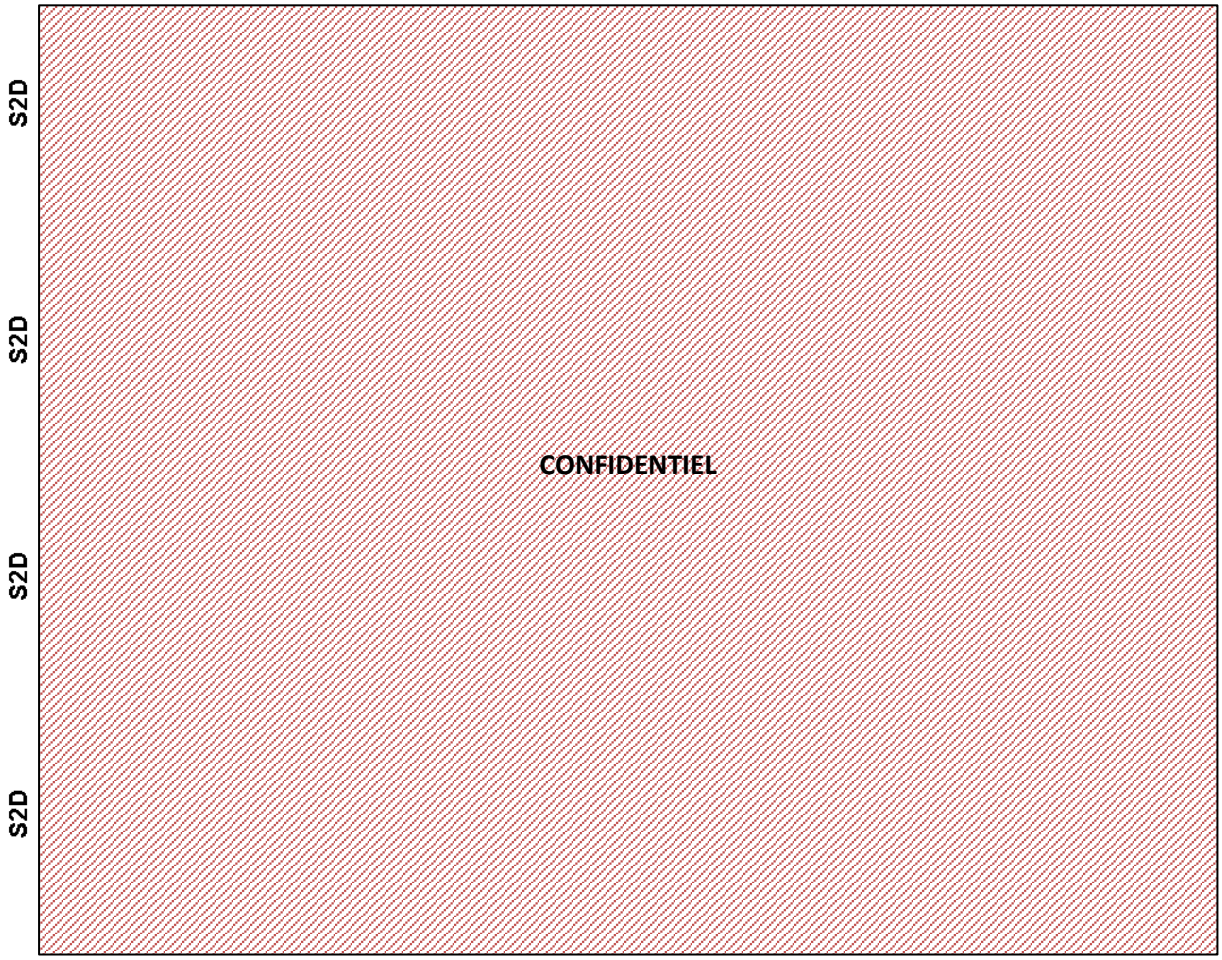


Figure 120 : Hyper surface de réponse au point S2D

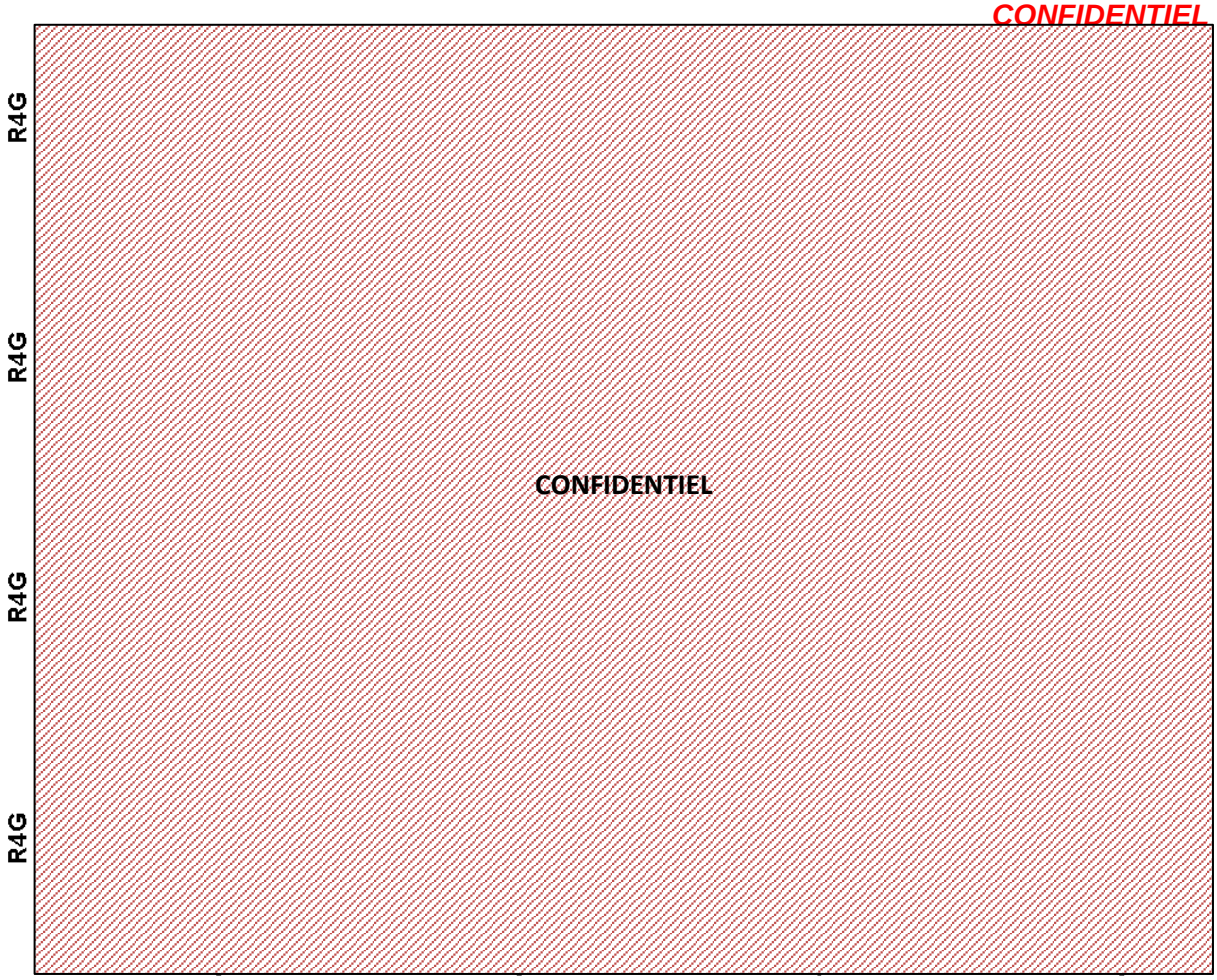


Figure 121 : Hyper surface de réponse au point R4G

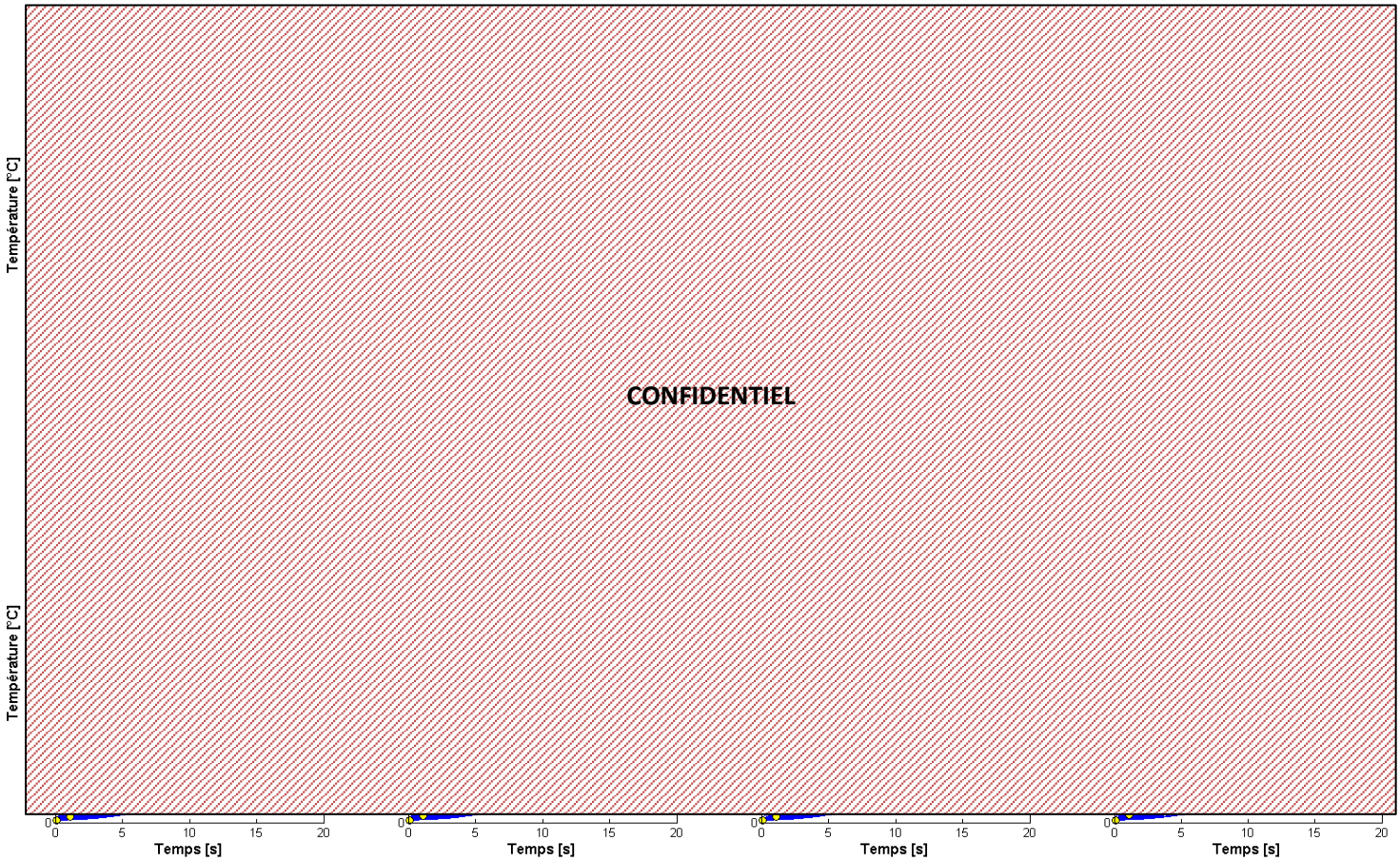


Figure 122 : Faisceau des possibles à partir des aprioris sur les paramètres – Thermocouples 1 à 8

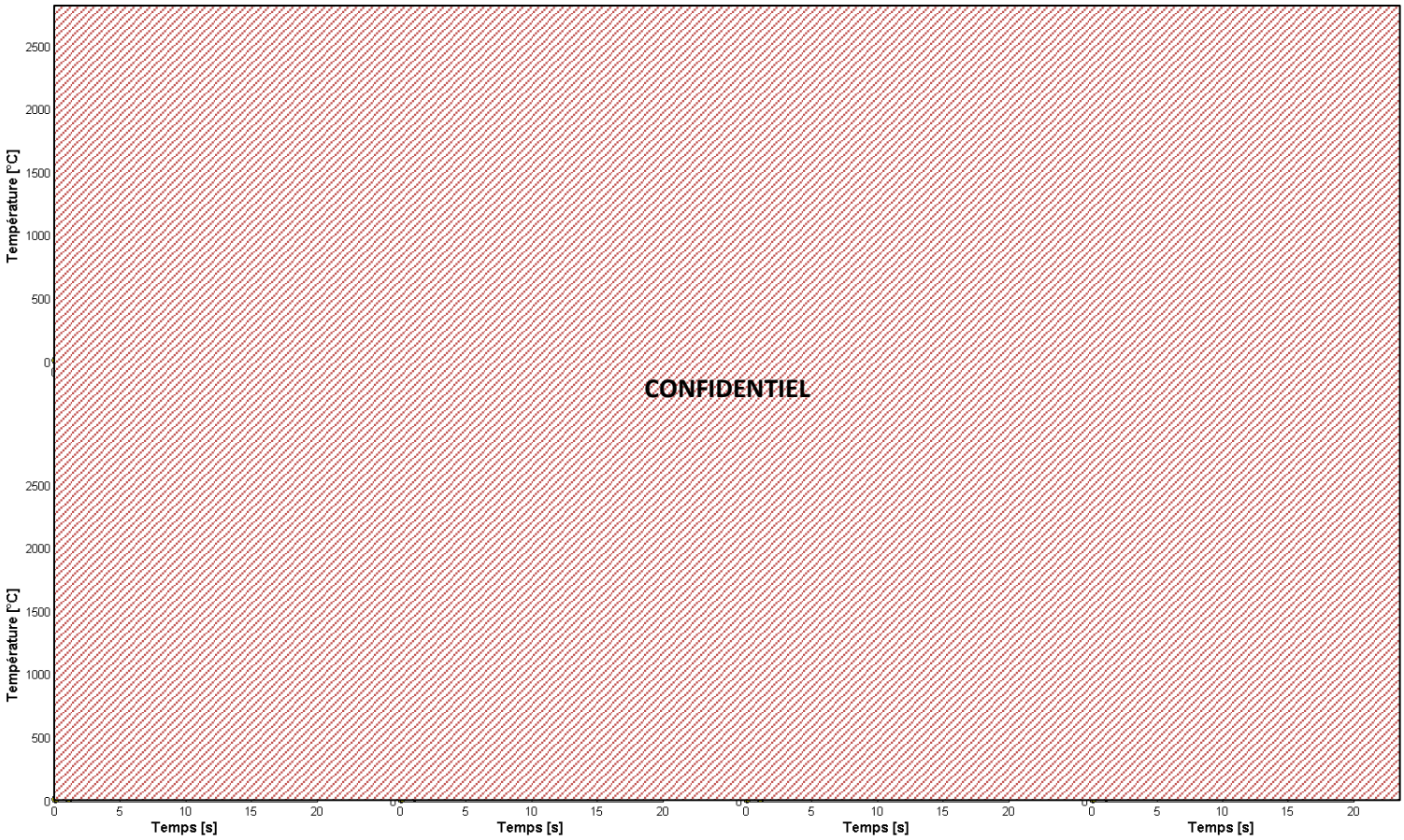


Figure 123 : Faisceau des possibles à partir des aprioris sur les paramètres – Thermocouples 9 à 16

4.6.2.5 Algorithme d'inversion

Comme exposé plus tôt dans ce document, l'inversion est le processus d'optimisation pour trouver le meilleur jeu de paramètres qui génère la solution la plus proche de la mesure, ou qui minimisent une fonction résiduelle. Dans notre cas nous pouvons tout à fait utiliser le même algorithme de minimisation qu'au paragraphe 4.3.2.3, avec une subtilité. Elle consiste en l'utilisation du méta modèle (4.22) de la fonction résiduelle (4.2) et non pas du résultat direct généré par la fonction directe. Ainsi le processus d'optimisation consiste à trouver les meilleurs paramètres minimisant la réponse du méta modèle.

L'identification des paramètres par minimisation de fonctionnelle résiduelle suit alors le même schéma que celui utilisé pour la fonction directe. L'algorithme utilisé est Levenberg-Marquardt et son processus est décrit au paragraphe 4.3.2 de ce chapitre, avec les équations (4.3) à (4.8). Notre fonction étant très peu coûteuse (1 millième de seconde au lieu de 2 à 5 secondes), l'algorithme trouve très rapidement la solution. Aussi nous pouvons désormais nous permettre d'utiliser une phase d'initialisation multipoints composée de 50 positions dans l'espace définit par nos paramètres. Cette phase d'initialisation est basée sur les lois de probabilité identifiées avec l'approche Bayésienne. En sélectionnant la meilleure convergence au plus proche de 0, nous gagnons ainsi l'assurance de minimiser nos chances de converger vers un minimum local de la fonction résiduelle, et trouver le minimum global. Ce processus d'optimisation multipoints est très rapide en raison du très faible coût du méta modèle. Le temps s'élève à 1 minute au lieu d'une à plusieurs heures pour l'optimisation à partir du modèle numérique 1D.

Ce travail nous permet d'accéder au n-uplet de paramètres correspondant à la fonctionnelle minimale trouvée sur le domaine de définition du méta modèle. Les résultats dont on dispose permettent de

régénérer les flux identifiés avec le modèle 1D, par la méthode d'identification basée sur le Machine Learning et par la méthode d'identification basée sur la l'approche directe numérique 1D.

4.6.3 Application au cas numérique précédent

Appliquons le même exercice du paragraphe 4.5.2 à partir des méthodes de Krigeage. Notre fonction directe étant un modèle simplifié unidirectionnel axisymétrique, nous pouvons rapidement générer la surface de réponse associée au plan d'expérience numérique (DOE). La réponse à 240 vecteurs paramètres est obtenue en 8 minutes. La qualité des métas modèles pour chaque thermocouple est résumée dans le Tableau 26. Le caractère mal posé des problèmes inverses de conduction de la chaleur, justifient l'importance d'avoir une précision maximale pour les métas modèles.

Après optimisation nous avons pu identifier 200 points supplémentaires à ajouter au DOE, où l'amélioration espérée est la meilleure pour améliorer au mieux la qualité des métas modèles. Le processus d'identification de ces points est long, et nous a pris plus de 24 heures. En revanche, la qualité des métas modèles est améliorée et résumée dans le Tableau 27.

Par la suite, l'utilisation de méta modèle en tant que fonction directe nous permet de générer rapidement 1.10^5 calculs en moins d'une minute. Nous sommes ainsi en mesure de réaliser une identification bayésienne des paramètres à l'aide d'une chaîne de Markov. Nous pouvons alors tracer les histogrammes correspondants au premier meilleur centile des 10^5 calculs générés, qui minimisent la somme des fonctions résiduelles pour chaque thermocouple, donné par l'agrégation des métas modèles (5.22). Nous obtenons alors la probabilité qui minimise les résidus, c'est-à-dire qui donnent de bons résultats. Ce travail d'identification bayésienne superpose notre apriori avec la densité de probabilité des paramètres en bleu, en une loi a postériori en rouge déterminée à partir de la mesure numérique.

L'identification bayésienne des paramètres donne en plus l'avantage de pouvoir servir également d'initialisation pour l'approche classique d'identification. L'avantage est d'optimiser la convergence du processus vers le minimum global de la solution et d'éviter les minimums locaux.

Ci-dessous les densités de probabilité P à priori et à postériori de l'identification bayésienne pour chaque paramètre sur son domaine de variabilité D :

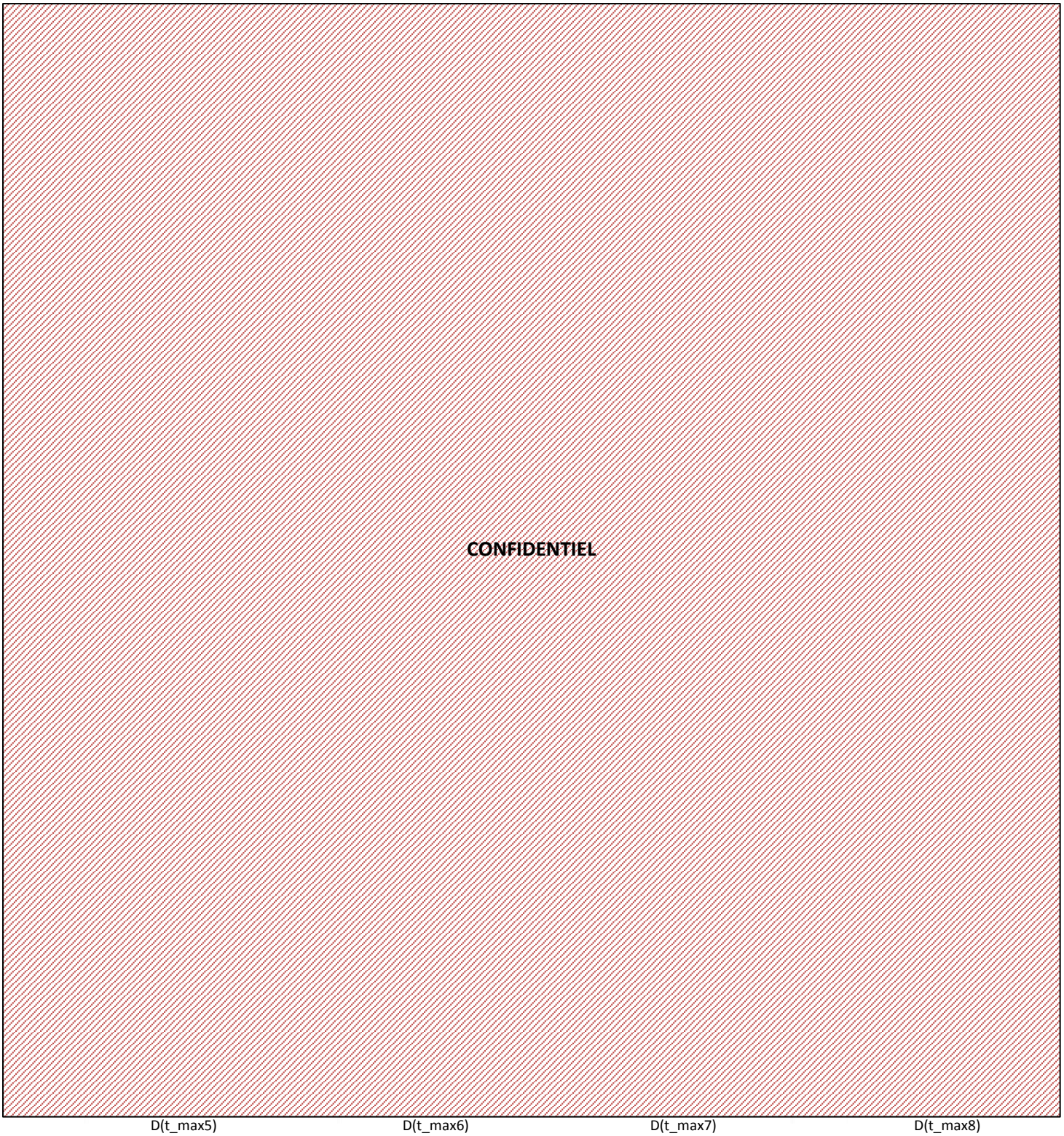


Figure 124 : Densité de probabilité à priori et à postériori de l'identification bayésienne

Nous pouvons constater que l'identification est satisfaisante, car sur une majorité de paramètres, la densité de probabilité s'approche d'un pic autour de la valeur vraie en noir pointillé. Obtenir un Dirac reviens à connaître exactement la valeur par identification bayésienne. En pratique, si la sensibilité est suffisante et la corrélation avec d'autres paramètres peu importante, nous pouvons nous approcher d'un pic signifiant que nous pourrons identifier sans trop de difficulté la valeur optimale. Sur certains paramètres comme le temps maximum auquel le flux est atteint, la moindre sensibilité et la corrélation avec le flux maximum ne nous permet pas toujours d'avoir une loi de probabilité proche d'un pic

resserré. Cela en particulier lorsque le paramètre t_max est grand. Ci-après le faisceau de solution du meilleur centile du million de calculs générés :

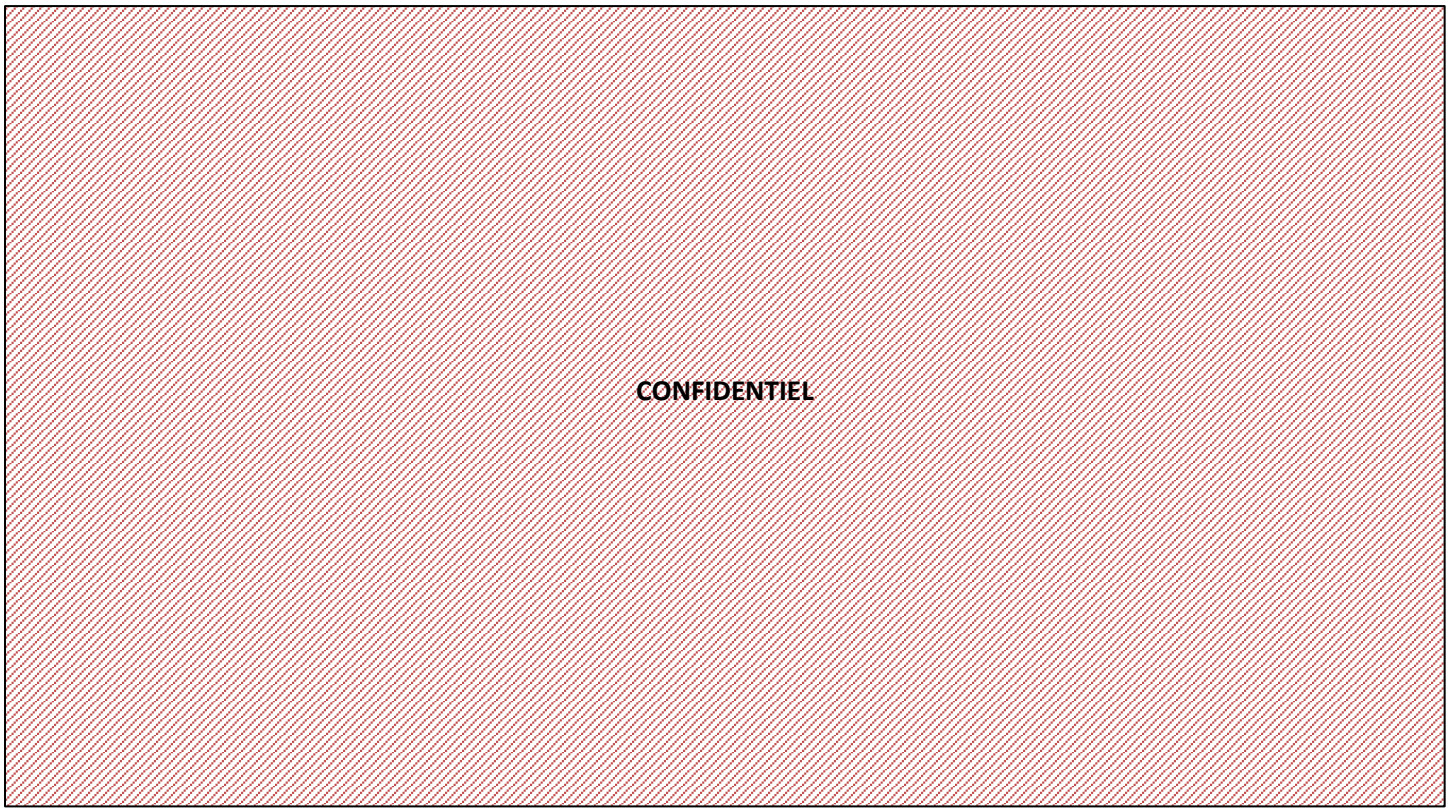


Figure 125 : Faisceau du premier centile des meilleures solutions à partir de la loi à postériori sur les paramètres – Thermocouples 1 à 8

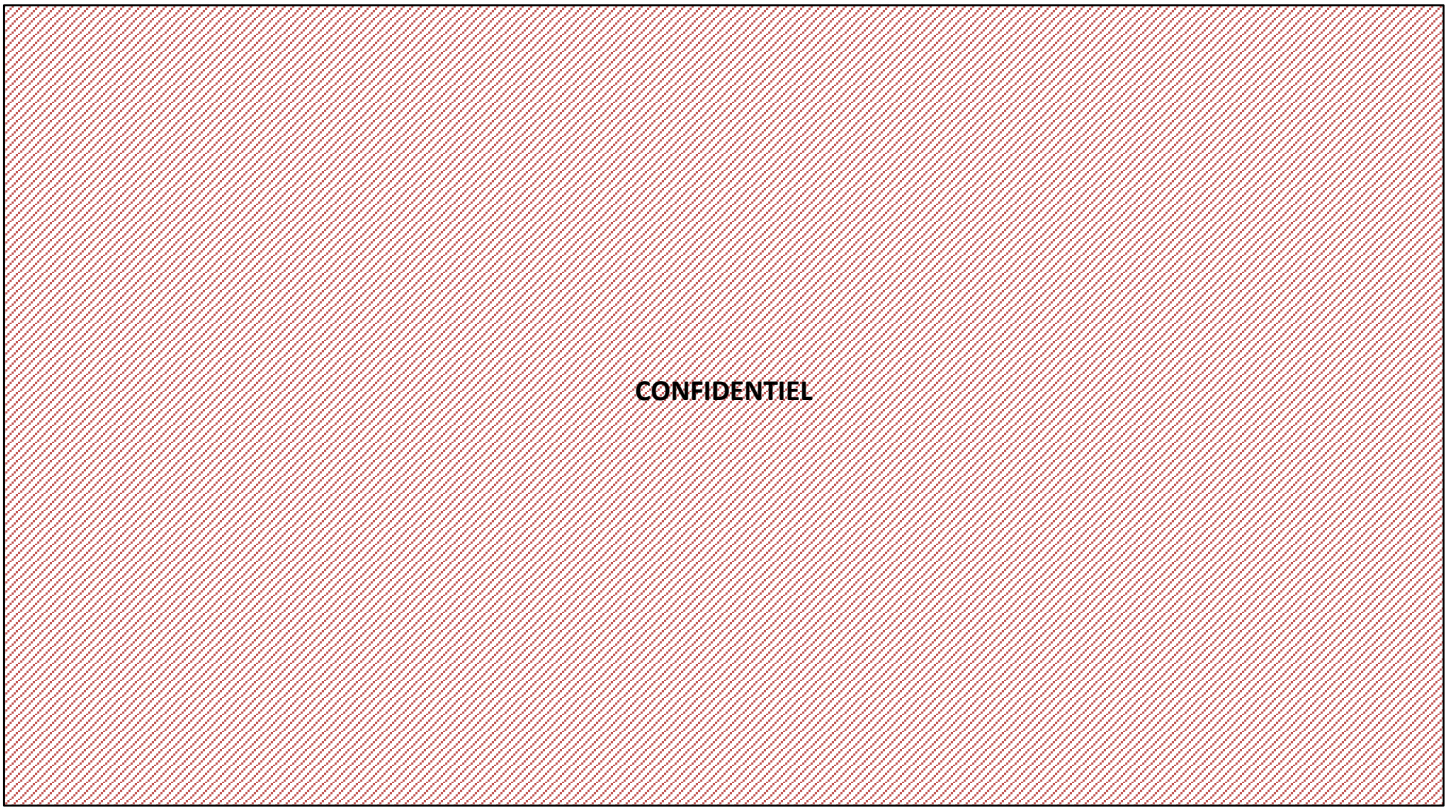


Figure 126 : Faisceau du premier centile des meilleures solutions à partir de la loi à postériori sur les paramètres – Thermocouples 9 à 16

Nous pouvons voir que le faisceau Figure 125 et Figure 126 s'est considérablement réduit en comparaison des Figure 122 et Figure 123. Nous avons donc isolé les meilleurs vecteurs paramètres renvoyant la fonction résiduelle minimum, parmi le million de calculs à partir de vecteurs paramètres générés aléatoirement. Nous pouvons réaliser l'optimisation Multi-Start à partir des 50 meilleurs

résultats du premier centile et identifier le meilleur jeu de paramètres à l'aide de l'algorithme de Levenberg-Marquardt. Le meilleur jeu de paramètre obtenu donne les résultats ci-dessous :

Interface	1	2	3	4	5	6	7	8
Phi_max [W]	CONFIDENTIEL							
Erreur Phi [%]								
t_max [s]								
Erreur t [%]								

Tableau 28 : Paramètres identifiés et erreur associée

L'identification se déroule tel qu'attendu avec une convergence du processus vers un minimum de la fonction résiduelle grâce à l'algorithme de descente de gradient, tel qu'on peut l'observer avec la fonction directe numérique 1D. Le processus d'identification est quant à lui proche de l'immédiat car il faut mois de deux minutes de calcul sur une machine portable dual-core. Nous pouvons constater Figure 127, que la température générée à partir des paramètres identifiés ne passe pas avec autant de précision par les points définis par la mesure générée initialement par calcul, que la méthode déterministe. Cela signifie que l'algorithme a trouvé un jeu de paramètres proche de ceux générés aléatoirement mais l'utilisation de méta-modèle avec une approche bayésienne donne un résultat moins précis que l'approche déterministe. Les résidus et l'erreur associés à ces courbes sont tracés Figure 128.

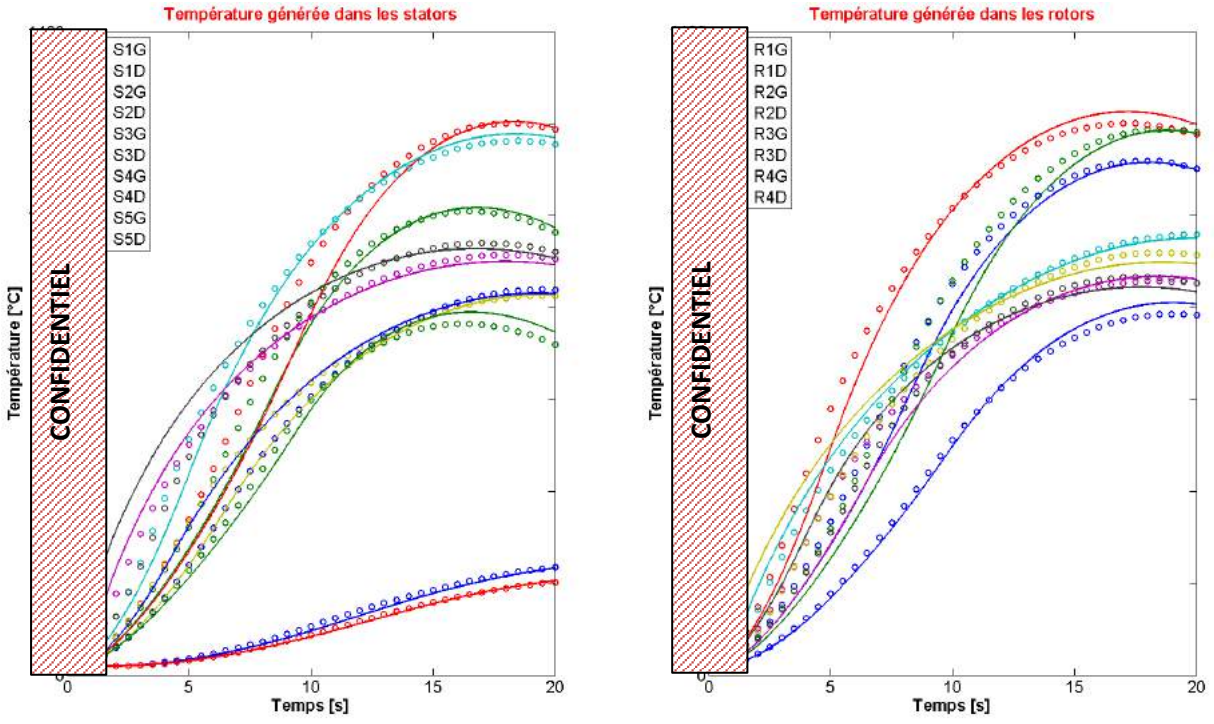


Figure 127 : Température mesurée et identifiée après processus d'optimisation inverse probabiliste

Les résidus illustrent également ce résultat. L'écart en température atteint 200°C, ce qui correspond à 250% d'erreur relative maximum entre la solution numérique et la mesure. L'erreur observée provient de l'utilisation du méta modèle, qui ne renvoie pas les mêmes résultats que la fonction directe mais une solution approchée. Cela est vérifié par la valeur des résidus et de l'erreur, plus élevée qu'avec l'approche classique. Cependant cette méthode peut se révéler très utile en tant que processus d'initialisation de la procédure déterministe, pour choisir une solution d'initialisation au plus proche de la réalité et converger vers l'extremum global de la fonctionnelle. Cela constitue un atout et prouve ici la complémentarité des deux approches. Nous pouvons enfin tracer les flux dissipés aux interfaces

identifiés par processus probabiliste, avec ceux générés de manière aléatoire à l'origine de la mesure (Figure 129).

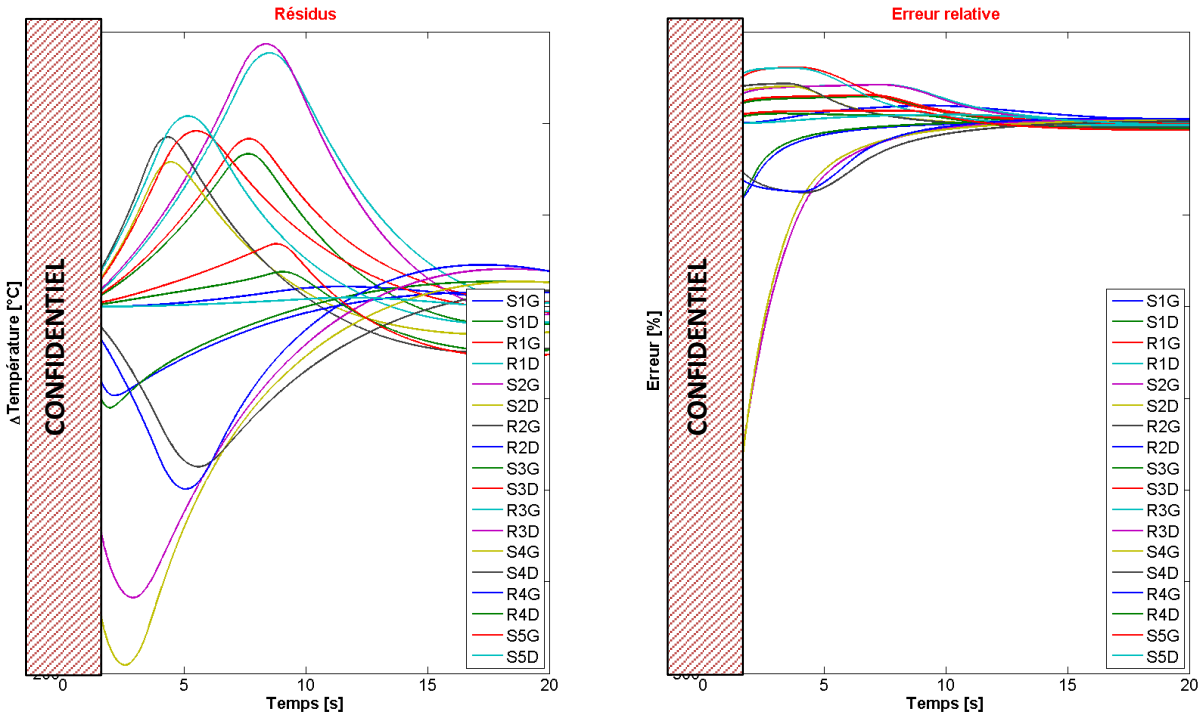


Figure 128 : Résidus et erreur associée sur la température identifiée par processus d'optimisation inverse basé sur le méta modèle

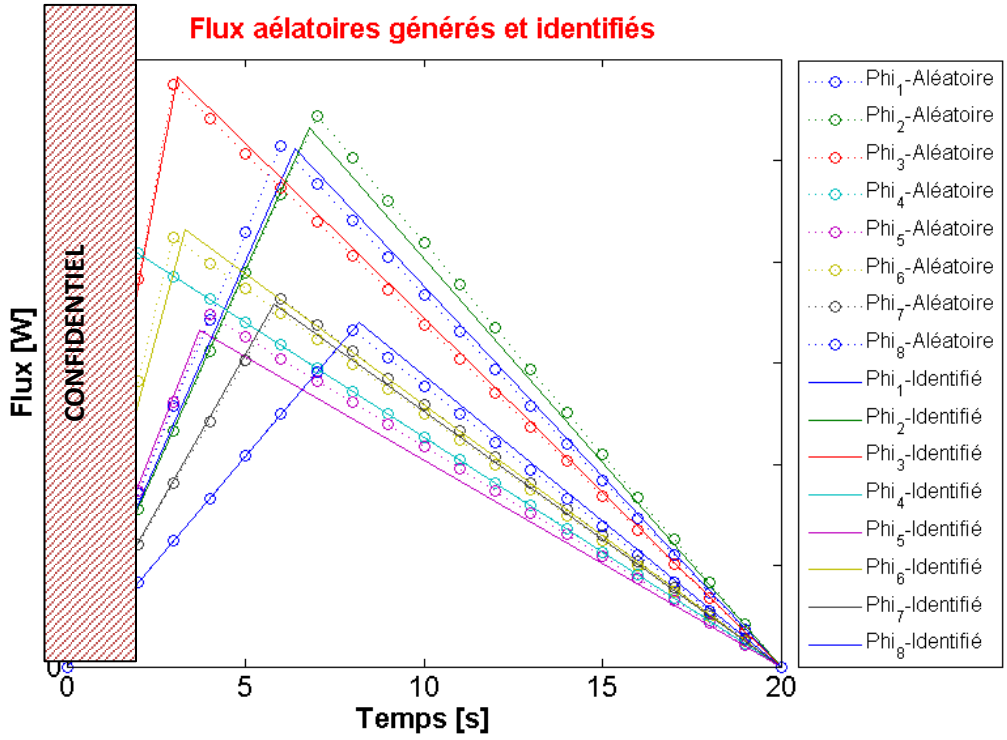


Figure 129 : Flux générés aléatoirement et identifié par processus d'optimisation inverse basé sur le méta modèle

Les pics observés sur les résidus de température (Figure 128) correspondent aux erreurs réalisées sur les paramètres tmax. Le Tableau 20 détaille les valeurs identifiées et la précision associée pour chaque variable. Remarquons que la précision sur la valeur maximum atteinte par les flux dissipée est très satisfaisante. Elle est tout à fait acceptable sur le temps auquel la valeur maximale est atteinte. Mais comme l'a montré l'identification bayésienne (Figure 124) et l'exploration préliminaire de l'hyper surface de réponse (Figure 120 et Figure 121), il est plus complexe de déterminer ces paramètres en raison d'une sensibilité moindre. Il en résulte une précision d'identification moins bonne sur ce paramètre, et mois précise que l'approche classique.

L'avantage de cette méthode par rapport à l'approche classique est donc de fournir des résultats avec une bonne précision dans un laps de temps très court. Malheureusement la précision est moindre qu'avec l'utilisation de la fonction directe. En revanche, il est toujours possible d'augmenter la qualité des métas modèles en ajoutant des points au plan d'expérience numérique. Cela est aisément envisageable dans notre cas puisque notre modèle numérique est peu coûteux. En revanche dans le cas d'utilisation de modèles complets 3D, le temps de mise en place et de calcul devient prohibitif pour améliorer la précision des métas modèles.

4.7 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons rappelé les principes de l'identification inverse de paramètres correspondant aux conditions aux limites, par processus d'optimisation. Nous avons présenté le processus suivi et son application à notre problématique. Le calcul des sensibilités et l'exploration préliminaire des métas modèles ont montré la dépendance de la solution aux paramètres d'entrée. Nous en avons conclu qu'il était possible d'identifier les grandeurs associées aux contacts entre les disques lors du freinage, pour caractériser la dissipation d'énergie lors d'un cycle défini par l'avionneur.

Aussi nous avons mis en place un algorithme d'optimisation basé sur la descente de gradient et la méthode de Leverberg-Marquardt pour remonter à des paramètres inconnus à partir des essais ou d'une mesure, dans le cas présent issues d'une simulation numérique.

La vraie valeur ajoutée provient de la comparaison de ce processus, pour deux fonctions directes différentes. L'une est un modèle numérique simplifié unidirectionnel axisymétrique. L'autre est un méta modèle basé sur cette fonction numérique. L'approche par fonction méta nous permettra de comparer plusieurs approches inverses et ainsi valider les résultats obtenus.

Chacune présente ses avantages et inconvénients. L'approche classique déterministe est plus précise, mieux maîtrisée mais coûteuse en temps de calcul. L'approche probabiliste est déconcertante de rapidité, mais renvoie des résultats moins précis en raison de notre manque de maturité sur ce type des méthodes. Cette méthode basée sur les probabilités prend généralement tout son sens, lorsque l'on n'a pas à notre disposition de modèle réduit, simplifié ou analytique. Le coût des modèles 3D ou des plans expérimentaux devient rapidement prohibitif en fonction du nombre de paramètres inconnus. Elle est également adaptée pour notre problème dont on n'a aucune vraie idée des paramètres à identifier. Ainsi ce type de processus se veut complémentaires aux méthodes classiques dans la mesure où ils servent à minima, à déterminer une solution d'initialisation au problème inverse pour éviter au maximum les divergences.

Chapitre 5: Identification des flux aux interfaces à partir de mesures expérimentales

5.1 Introduction

Dans le chapitre précédent nous avons eu l'occasion de mener un travail d'identification à partir d'un cas numérique où les données d'entrée sont connues. Cet exercice est riche d'enseignements et permet en premier lieu de valider le processus. Dans ce chapitre, le processus va être appliqué sur des données expérimentales.

Dans un premier temps nous présenterons le dispositif de mesure. L'instrumentation pour réaliser les travaux de caractérisation des paramètres de contact aux interfaces lors du freinage sera exposée dans un second paragraphe. Un protocole d'essai est également défini afin de se placer dans les conditions optimales pour l'identification des paramètres.

Dans ce chapitre nous allons donc appliquer au cas réel, la procédure d'identification des paramètres thermiques d'interface par inversion de mesures dans les disques. Nous allons voir, après la présentation du dispositif, les contraintes associées aux mesures en conditions d'essai. L'application expérimentale est autrement plus complexe, et sujette à de nombreux imprévus que l'on doit pouvoir anticiper, et corriger les éventuelles dérives qui en découlent. Nous pourrons au final, faire l'application sur des données expérimentales dont les résultats seront commentés et analysés.

5.2 Étude expérimentale

5.2.1 Présentation du dispositif

La présentation du dispositif expérimental a été présentée dans la partie bibliographique traitant du contexte industriel, le paragraphe 1.2.2.2.2 du chapitre I. Nous rappellerons ici l'apparence des moyens d'essais via la Figure 130.

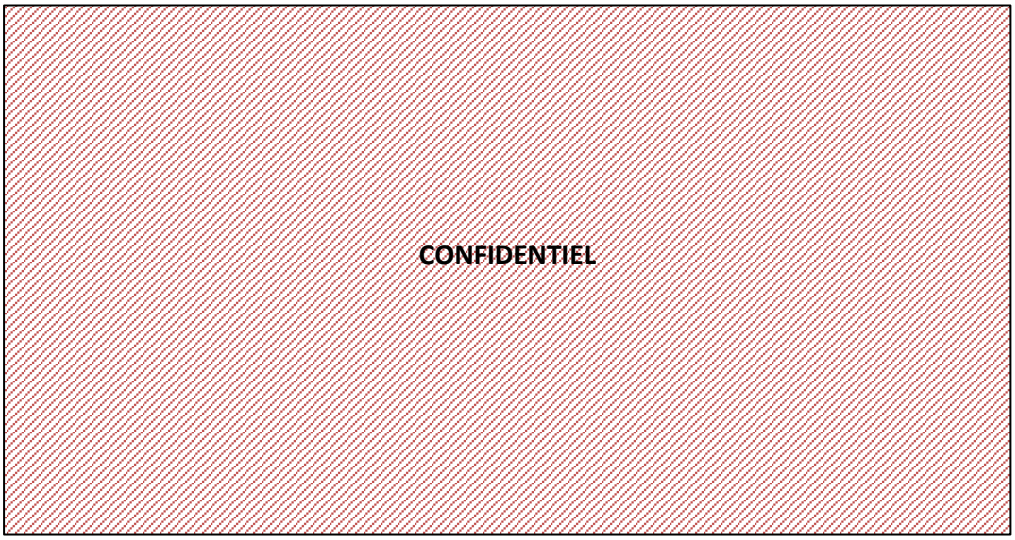


Figure 130 : Banc d'essai – Volant d'inertie avec ensemble roue et frein

La représentation schématique du dispositif, et les ordres de grandeurs associés sont également décrit dans le paragraphe 1.2.1.2 du chapitre I et Figure 29.

5.2.2 Instrumentation thermique

5.2.2.1 Sondes

Toutes les sondes sont des thermocouples de type K. Ces sondes sont composées de Chromel (alliage Nickel + Chrome) et d'Alumel (alliage Aluminium + Nickel). Leur plage d'utilisation s'étend de -180 à 1370°C. Cette plage de validité est compatible avec les températures observées généralement sur les freinages à énergie normale. En revanche il n'est pas exclu que localement, la température limite admissible par le thermocouple soit largement dépassée, entrainant la défaillance d'une ou plusieurs sondes lors d'un freinage. Nous avons été contraint de maximiser le nombre de voies d'acquisition pour fiabiliser notre procédure d'essai, faute de pouvoir utiliser d'autre type de sonde (imposé SLS).

Les thermocouples utilisés dans le carbone du puits de chaleur seront des thermocouples type K 1.5 millimètres. Le tolérancement général de positionnement des jauges est de ± 1 mm et ± 0.5° pour l'angle. Le paragraphe 5.2.2.3 de ce chapitre indique le positionnement des sondes de température pour l'essai concerné. Les dimensions du positionnement sont exprimées en millimètres. Le tableau suivant permet de présenter la schématisation équivalente des thermocouples dans ce document :

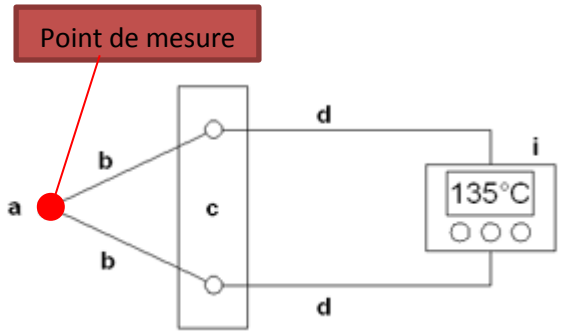
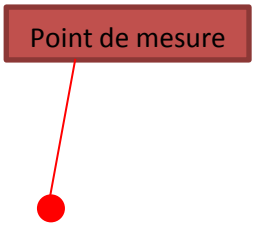
Schéma réel	Représentation simplifiée
	

Tableau 29 : Représentation schématique simplifiée des points de mesure par thermocouple

Chaque sonde est définie de la façon suivante :

Numéro	Label	Localisation	
1	XxX	A	B

Tableau 30 : Exemple de nomenclature des thermocouples

- ⇨ **Numéro** : Numéro de la sonde
- ⇨ **Label** : Identifiant du thermocouple. Sa dénomination est composée de trois à quatre caractères. Elle doit permettre d'obtenir une indication sur sa position. Par exemple, S2GM est le thermocouple placé dans le stator 2, proche de la face de gauche et au milieu dans le rayon.
- ⇨ **Localisation** : Détaille par la mention « A », le solide dans lequel se situe la sonde, et précise par « B » la zone.

L'équipement est instrumenté de 32 sondes. Ils sont regroupés en deux catégories. Les « mobiles » fixés aux parties tournantes de l'équipement, et les « fixes » reliés à des pièces solidaires du bâti. La liste des thermocouples imposée est indiquée de rouge. Cette liste est obligatoire pour tous les essais réalisés sur le banc Safran Landing Systems, pour assurer un suivi qualité de production du carbone et de sa capacité à transformer l'énergie cinétique en chaleur. Cette contrainte nous oblige donc à utiliser des voies qui auraient pu également servir à l'instrumentation des disques. Le tableau suivant récapitule l'ensemble des thermocouples présents :

CONFIDENTIEL

Numéro	Label	Localisation	
Fixes			
1	AX2	Essieu	Face S3
2	AX3	Essieu	Face roulement
3	S1	Stator 1	Rayon Piston, cœur
4	S2	Stator 2	Rayon Piston, cœur
5	S2.2	Stator 2	Rayon Piston, cœur
6	S3	Stator 3	Rayon Piston, cœur
7	S3.2	Stator 3	Rayon Piston, cœur
8	S4	Stator 4	Rayon Piston, cœur
9	S5	Stator 5	Rayon Piston, cœur
10	BTA	Tube de couple	Sonde avion
11	S1G	Stator 1	Face 1 rayon mil.
12	S1DM	Stator 1	Interface 1 rayon mil.
13	S2GM	Stator 2	Interface 2 rayon mil.
14	S2DM	Stator 2	Interface 3 rayon mil.
15	S2DE	Stator 2	Interface 3 rayon ext.
16	S2DI	Stator 2	Interface 3 rayon int.
17	S3GM	Stator 3	Interface 4 rayon mil.
18	S3DM	Stator 3	Interface 5 rayon mil.
19	S4GM	Stator 4	Interface 6 rayon mil.
20	S4DM	Stator 4	Interface 7 rayon mil.
21	S5GM	Stator 5	Interface 8 rayon mil.
22	S5D	Stator 5	Face 9 rayon mil.

Numéro	Label	Localisation	
Mobiles			
1	R1GM	Rotor 1	Interface 1 rayon mil.
2	R1DM	Rotor 1	Interface 2 rayon mil.
3	R2GM	Rotor 2	Interface 3 rayon mil.
4	R2GE	Rotor 2	Interface 3 rayon ext.
5	R2GI	Rotor 2	Interface 3 rayon int.
6	R2DM	Rotor 2	Interface 4 rayon mil.
7	R3GM	Rotor 3	Interface 5 rayon mil.
8	R3DM	Rotor 3	Interface 6 rayon mil.
9	R4GM	Rotor 4	Interface 7 rayon mil.
10	R4DM	Rotor 4	Interface 8 rayon mil.

Tableau 31 : Liste complète des thermocouples utilisés lors de la manipulation expérimentale

Par contrainte du protocole d'instrumentation de Safran Landing Systems, il nous est restreint un nombre de voies d'acquisition lors de cet essai. Nous avons dû composer avec les restrictions des moyens d'essais mis à disposition.

5.2.2.2 Orientation de l'équipement

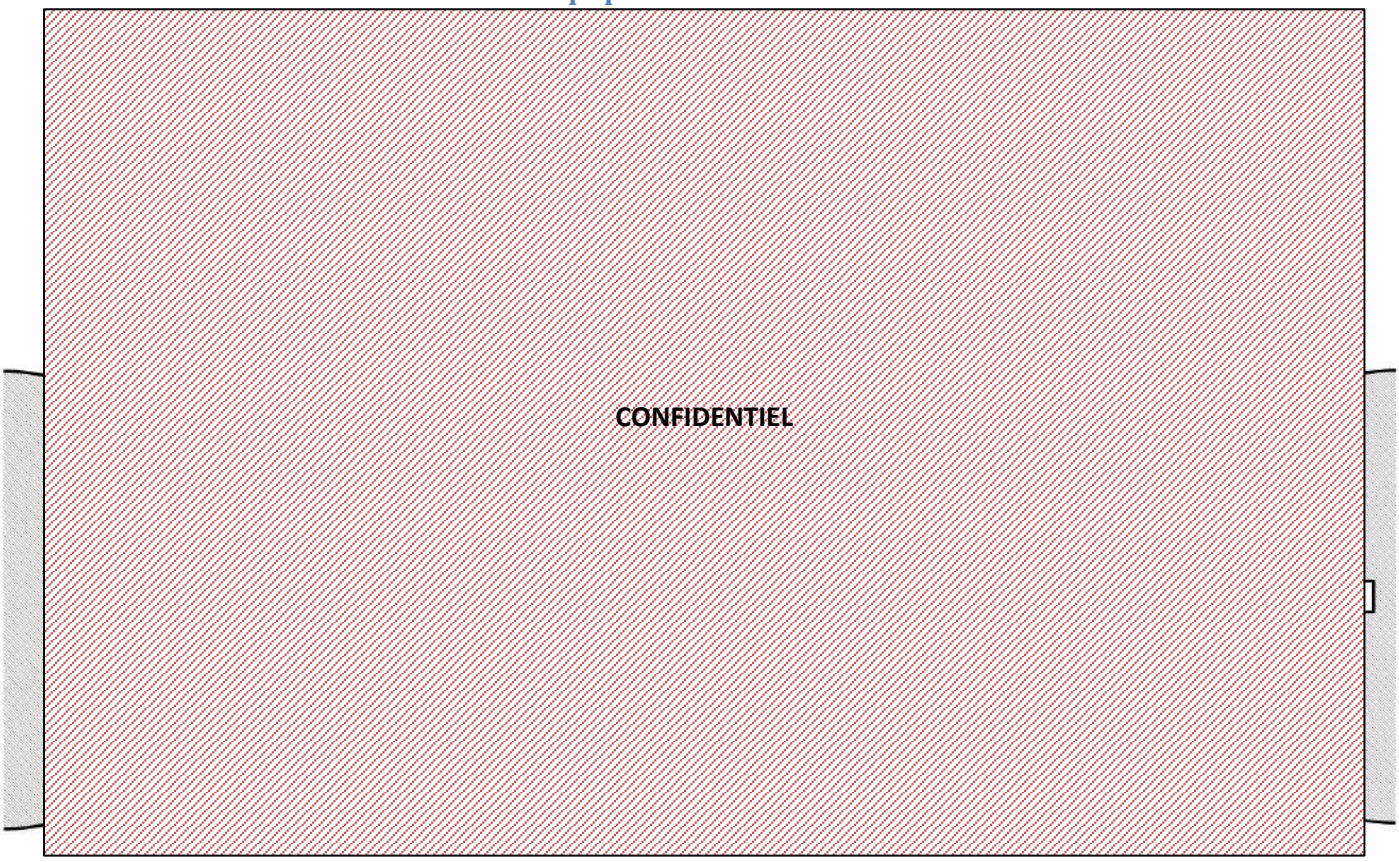
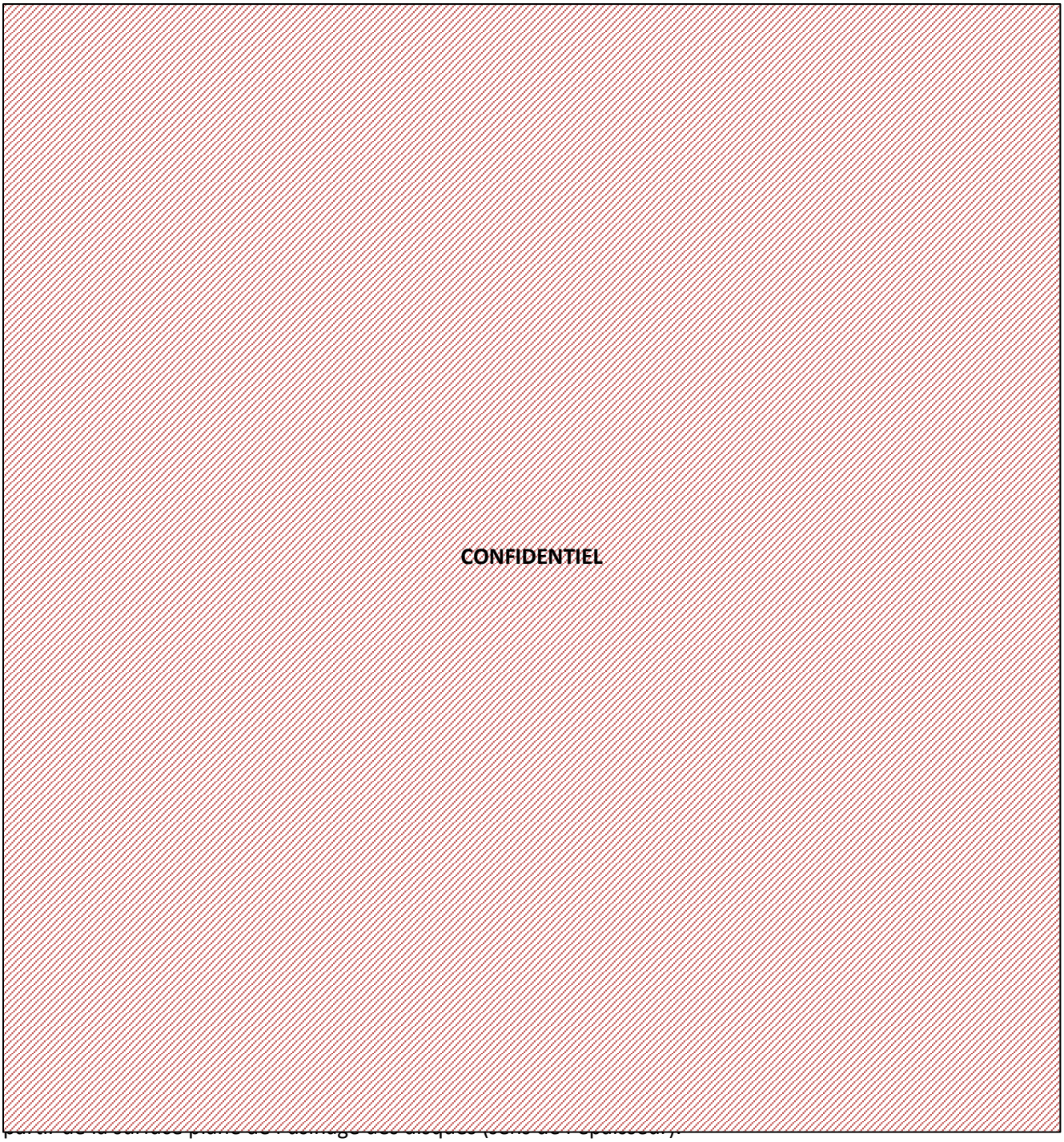


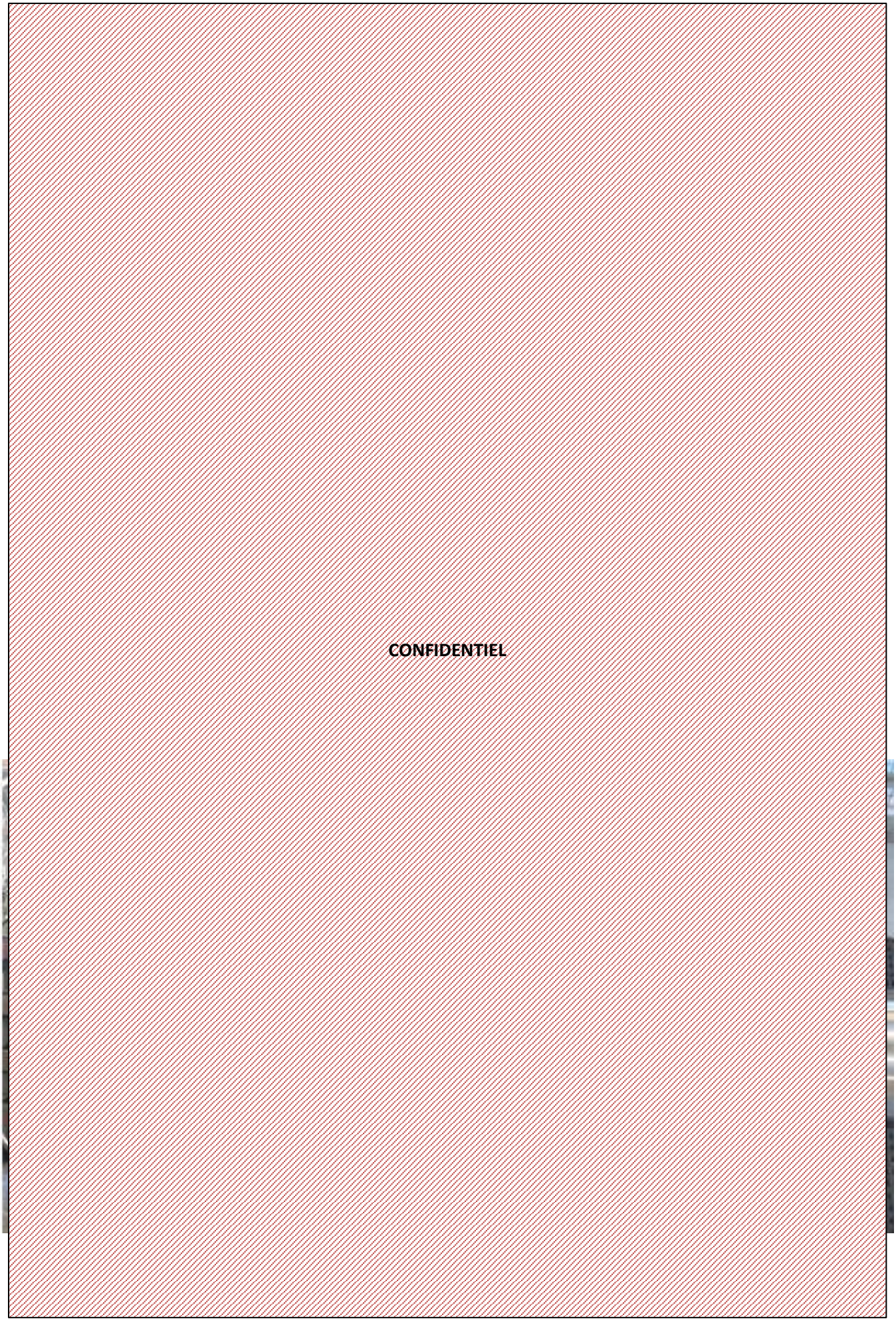
Figure 131 : Orientation de l'équipement Roue et Frein en conditions d'essais


CONFIDENTIEL

CONFIDENTIEL

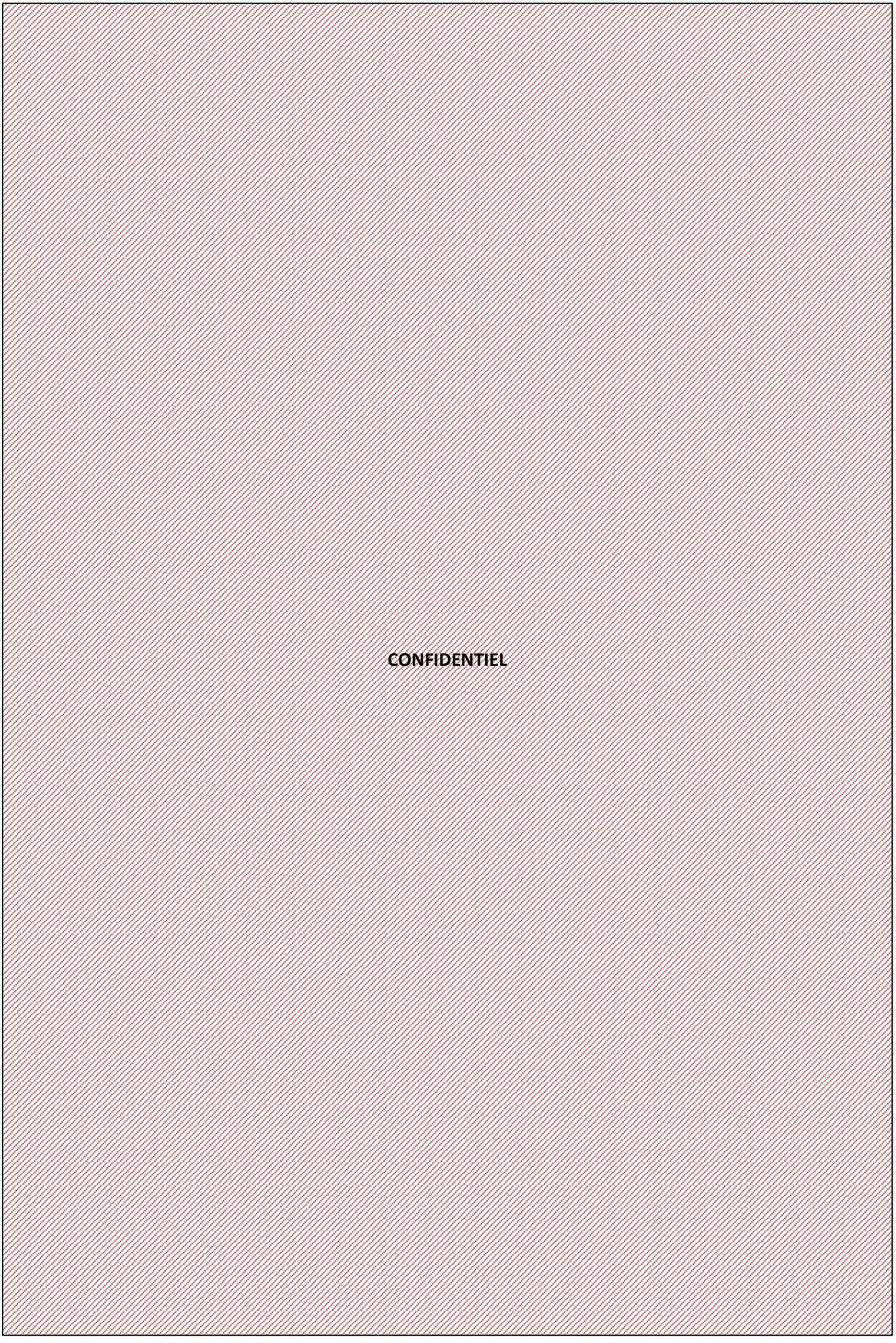
CONFIDENTIEL

CONFIDENTIEL



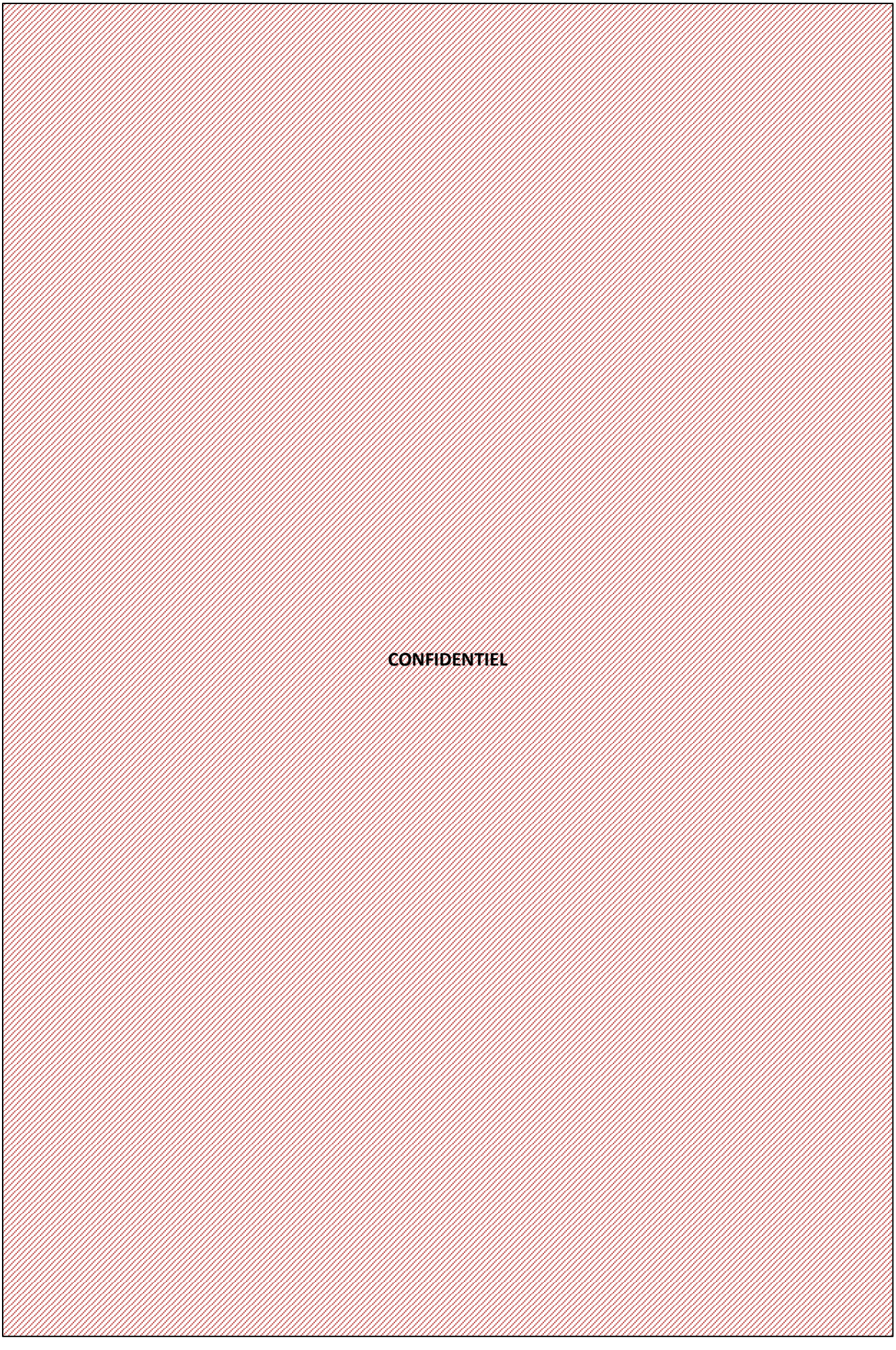
CONFIDENTIEL

5.2.3 Programme d'essai



CONFIDENTIEL

Figure 138 : Dispositif d'essai et de mesure



CONFIDENTIEL

5.3 Détermination des paramètres de contact du système

5.3.1 Essai suivant l'instrumentation de base Safran

Nous pouvons réaliser une première application sur l'essai disponible dans la base de données d'essais de programmes en service présenté ci-dessus. Cette base de données n'est pas conforme à l'instrumentation recommandée dans le paragraphe 5.2.2.3 de ce chapitre. Cependant nous avons pu trouver cet essai avec instrumentation à cœur des stators et des rotors. La quasi-totalité des essais ne sont pas instrumentés dans les rotors. Cette dernière n'est pas optimale, car la sensibilité aux flux n'est pas optimale d'une part, et il existe une corrélation importante entre les flux avec une sonde par disque (voir Figure 100) d'autre part. La raison principale provient du fait que les informations générées par deux flux différents, se rejoignent au cœur d'un disque. Si nous avons prouvé que cette instrumentation n'est pas idéale, elle permet tout de même de valider le processus d'identification inverse à partir de données d'essais [93].

5.3.1.1 Paramétrage mécanique

Cette identification constitue une première application du processus sur des données expérimentales :

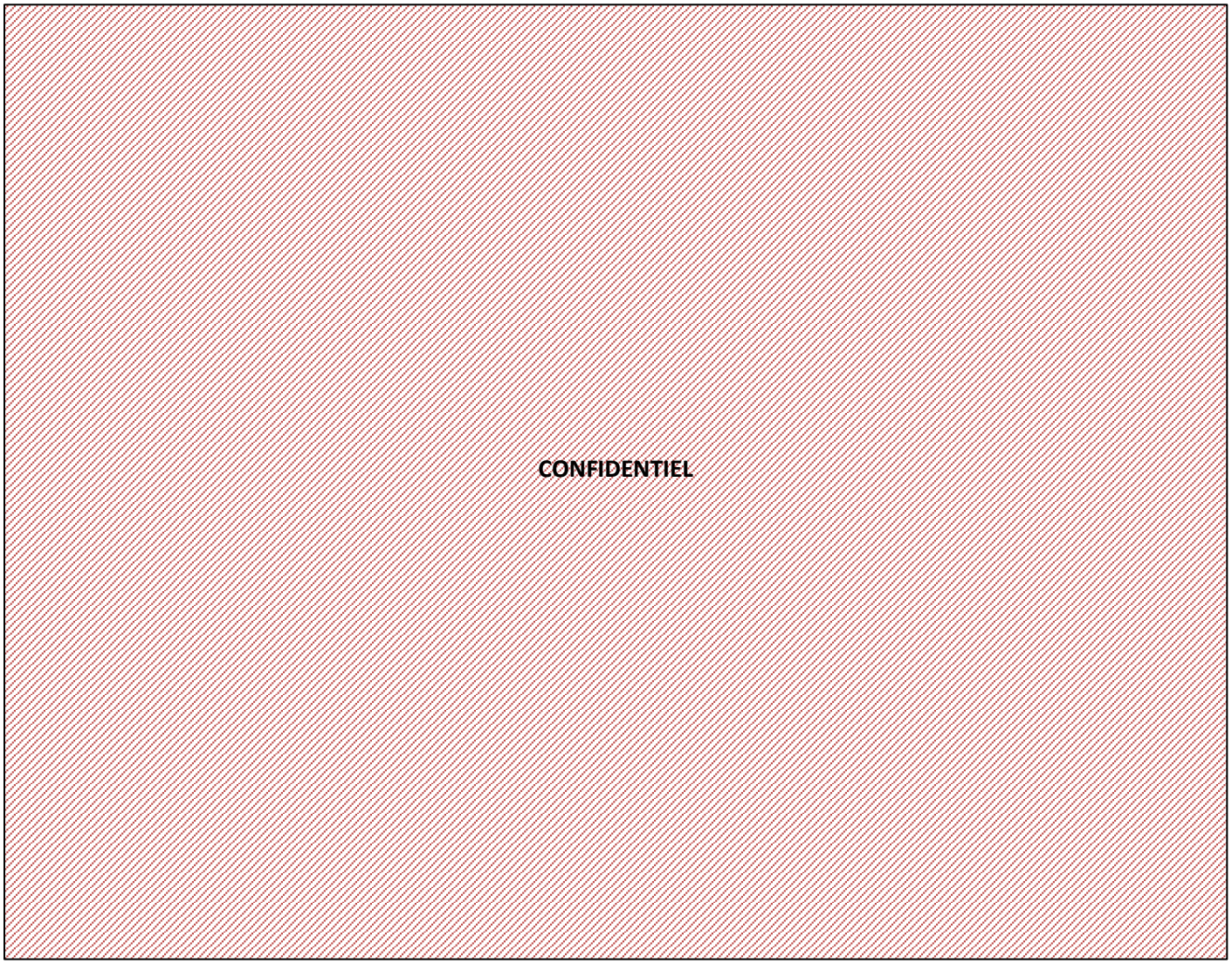


Figure 142 : Résultats complets de l'identification inverse – 1 TC à cœur de chaque disque – Essai 0 ancien paramétrage

Nous constatons que l'identification des paramètres de dissipation de flux aux interfaces à partir des hypothèses mécanique ne donne pas de bons résidus. En effet, ils sont supérieurs à 200°C et sont clairement signés. Cette signature nous indique ici que le paramétrage n'est pas optimum, et que les

hypothèses sur les paramètres sont trop fortes. Le choix d'un nouveau jeu de paramètres s'impose, tel que décrit dans le paragraphe 4.5.4 du chapitre IV.

5.3.1.2 Paramétrage nouveau

Dans ce paragraphe nous appliquons la stratégie développée au paragraphe 4.5.4 du chapitre IV. Les résultats d'identification sont présentés sur l'ensemble de graphes, Figure 143.

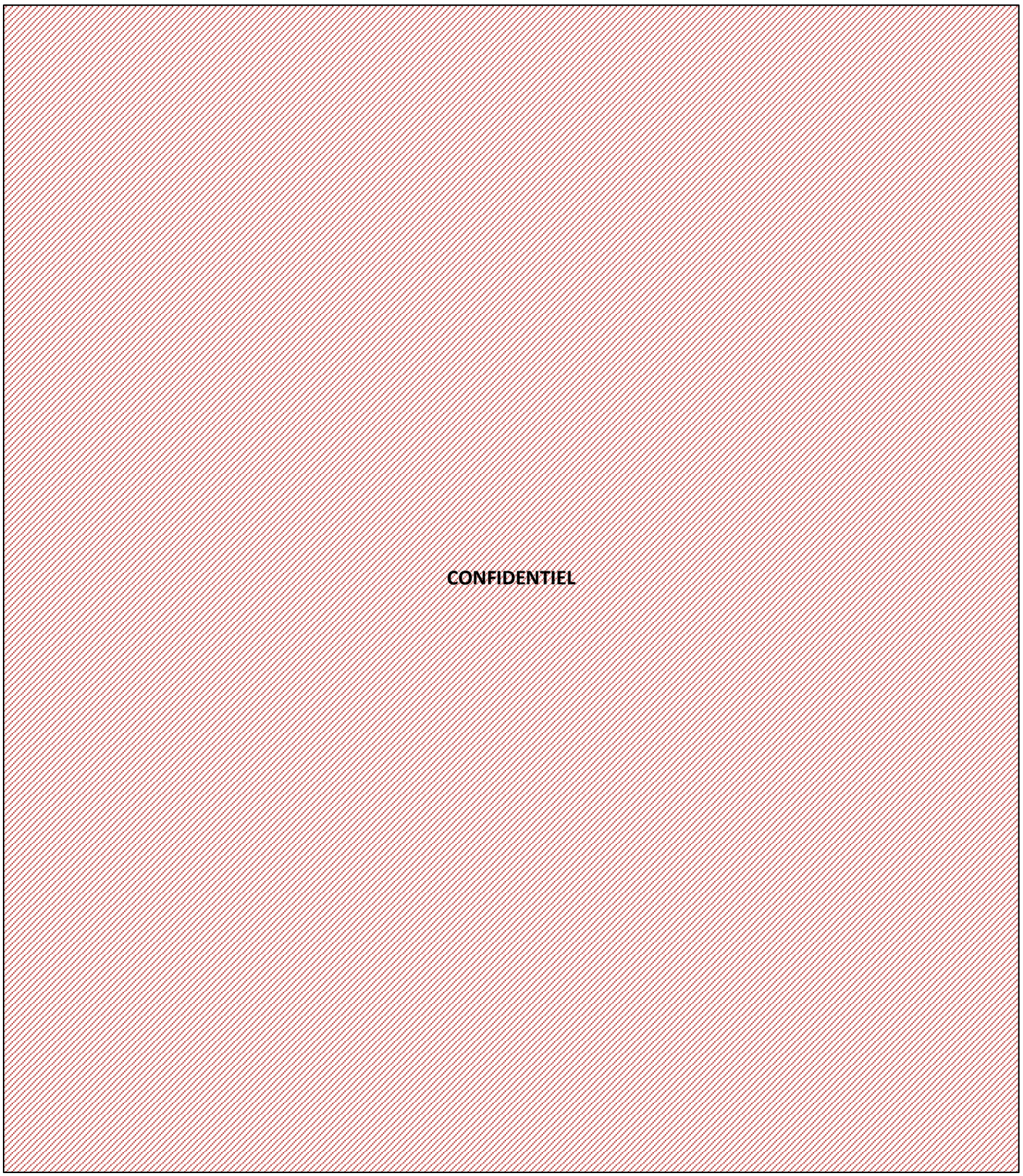


Figure 143 : Résultats complets de l'identification inverse – 1 TC à cœur de chaque disque – Essai 0 nouveau paramétrage

Nous pouvons constater que la température obtenue par processus d'optimisation passe par les points de mesure. Les résidus témoignent de la bonne performance de l'algorithme d'identification, car ils

sont faibles en restants inférieurs à 10K. De plus, ils sont non signés et se présentent sous la forme d'un bruit. L'erreur relative associée est élevée en début de freinage en raison des faibles niveaux de température. Elle est ensuite très faible et inférieure au pourcent. Pour terminer l'énergie de freinage calculée à partir des flux identifiés est équivalente à 41.68 MJ, en comparaison des 38.6 MJ mesurés au banc. La différence de 8% nous conforte dans la bonne approximation de l'énergie identifiée. Nous avons donc prouvé par cet exemple que le processus d'identification inverse fonctionne convenablement sur les données issues de manipulations expérimentales.

Nous pouvons constater qu'une interface sur deux dissipe vraiment de l'énergie d'après l'identification. Or ce constat ne correspond à aucun phénomène physique possible dans le frein ou l'effort est appliqué sur le premier disque proche de l'interface 1, et la reprise sur le dernier proche de l'interface 8. La validité de l'hypothèse 1D ou des mesures peut être à remettre en cause.

Dans notre cas, la mesure en R3 et R4 du champ transversal (disques 6 et 8 Figure 141) indique une température bien supérieure au disque S4 en fin de freinage et ne correspond pas à la tendance générale observée. Les niveaux de température atteints étant très dépendants de chaque flux de part et d'autre de chaque disque, un flux identifié fort implique celui sur l'interface opposée à être faible. Ce schéma se reproduit deux à deux, impactant l'ensemble du système. Nous justifions donc les observations de la Figure 143, en faisant le lien avec un potentiel problème de mesure sur le thermocouple situé dans le rotor 3 et le rotor 4 Figure 141.

La solution est donc de passer sur l'instrumentation recommandée, pour maximiser la sensibilité aux flux d'une part, et de minimiser les corrélations entre paramètres d'autre part. Aussi, nous aurons dans cette configuration deux points de mesures pour caractériser de chaque interface, au lieu d'un thermocouple qui voit les informations provenant deux interfaces du même disque dans le cas de l'instrumentation standard. Ainsi, nous maximisons l'information reçue pour prévoir et anticiper tout défaut de mesure.

5.3.2 Essai suivant le plan d'instrumentation présenté

Réalisons cette fois-ci le même travail en se basant sur la mise en place et le suivi d'essai de l'étude expérimentale au paragraphe 5.2 de ce chapitre.

Nous pouvons constater après analyse, que la mesure présente des résultats étonnants. En effet certains couples de thermocouples entourant une interface ne donnent pas des informations semblables (voir Figure 144).

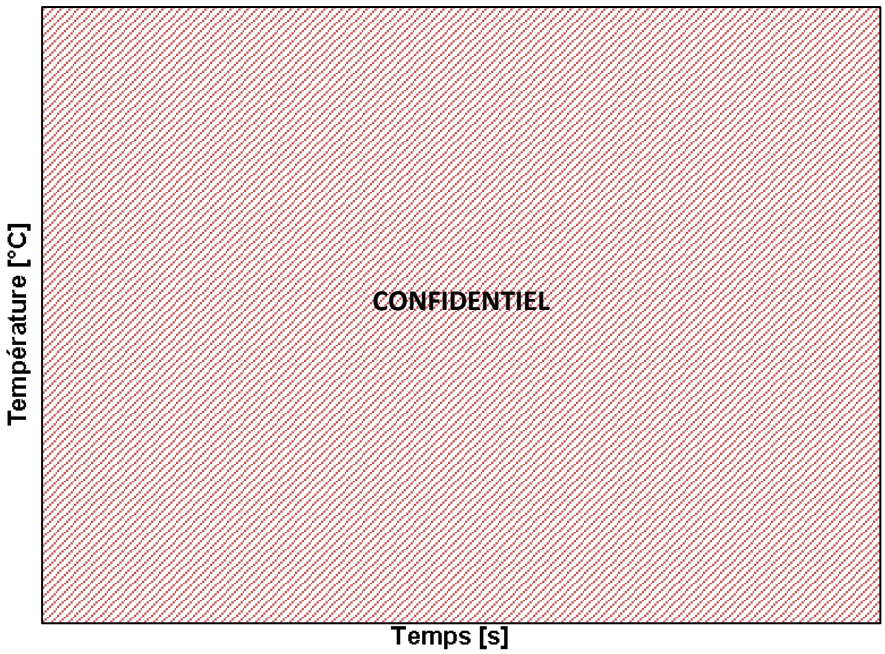


Figure 144 : Illustration de deux informations très contradictoires autour d'une interface

Nous en concluons que certaines sondes se sont révélées en état de dysfonctionnement lors de l'acquisition. Ces problèmes peuvent être conséquences de plusieurs causes comme des vibrations trop importantes, des défauts de la chaîne d'acquisition, un déplacement du thermocouple dans son perçage lors de l'essai ou du montage. On constate que certains thermocouples ne donnent pas des mesures cohérentes avec les cinétiques observées sur d'autres essais. Ici la différence de température entre deux thermocouples est trop importante, alors qu'ils sont espacés de la même distance de la même interface de contact entre deux disques, et situés sur le même rayon. Il est donc impossible de trouver une solution à deux informations contradictoires. Un premier travail consiste alors à alléger cette contrainte en supprimant une partie des thermocouples qui donnent des informations trop éloignées de leurs voisins, et qui ne renvoient pas une cinétique habituelle.

Nous avons réalisé le processus d'identification inverse sur cet essai. Les résultats sont donnés ci-dessous :

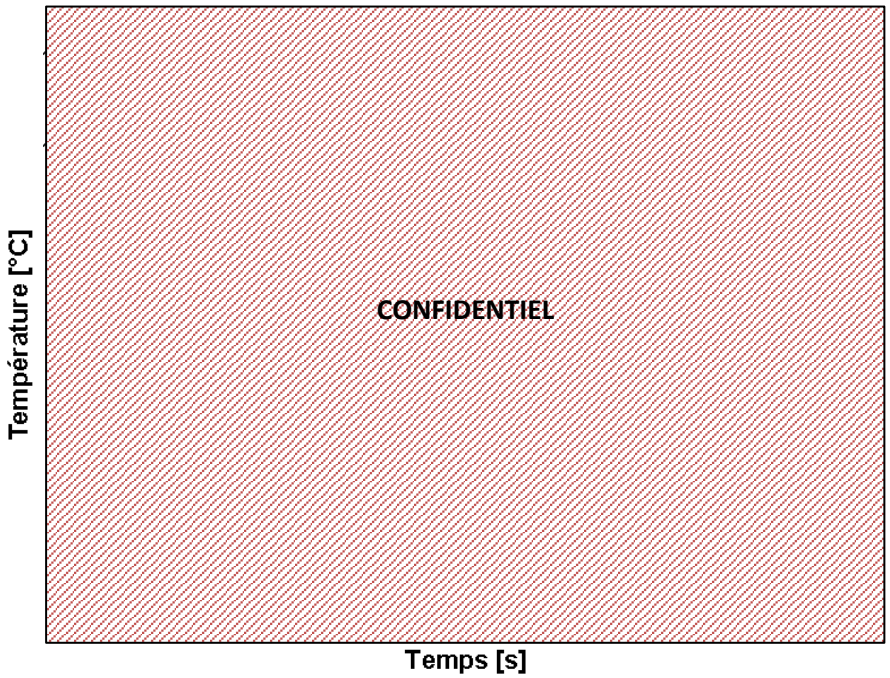


Figure 145 : Résultats en température de l'identification inverse – 1 TC entourant chaque interface

Nous pouvons constater que la solution vers laquelle a convergé l'algorithme ne semble pas satisfaire la mesure. En effet l'écart est très important. Il faut remettre en question dans ce cas les mesures effectuées, car le comportement de certains capteurs est très étrange.

Un premier tri nous permet de sélectionner les thermocouples suivants Tableau 33. Ce jeu de sonde est choisi car les autres thermocouples présentent des résultats suspects. Nous les avons donc considérées comme défectueuses.

Les écarts avec les températures habituellement observées comme la sonde R3D ci-dessus, sont supposés provenir d'un déplacement du thermocouple dans son perçage par exemple, ou d'un perçage mal réalisé et plus proche d'une interface que prévu avec une déviation du foret en l'absence d'utilisation de guide ou de perceuse à colonne.

Sondes sélectionnées (non défectueuses et en accord avec les observations usuelles)									
S1G (CLG)	R1G	S2G	R2G	S3G	R3G	S4G	S4D	S5G	S5D (CLD)

Tableau 33 : Sondes sélectionnées pour l'identification inverse

Dans les sondes restantes, nous avons garanti l'instrumentation à proximité de chaque interface afin de rester sur des sensibilités suffisantes pour obtenir une bonne identification des flux. Le nombre de thermocouples étant largement diminué, nous avons abaissé la contrainte sur notre algorithme tout en garantissant une bonne observation des phénomènes aux interfaces.

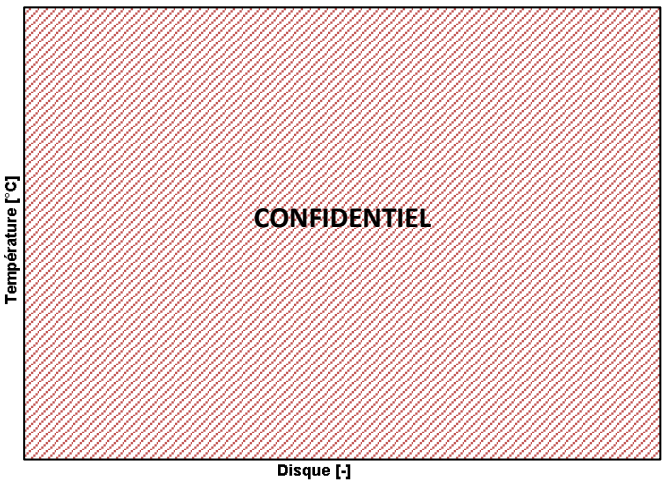


Figure 146 : Profil de température dans les disques à la fin du freinage – Essai 1

Le profil de température obtenu en fin de freinage ne démontre par un accord avec les hypothèses mécaniques, selon lesquelles la température maximale atteinte dans les disques doit décroitre à partir du rotor 1.

Ci-dessous les résultats complets d'identification associés à ce même tir d'essai, avec une instrumentation allégée et sélectionnée à partir des courbes ayant une dérivée dont la variabilité reste sous un seuil acceptable (peu de variations) :

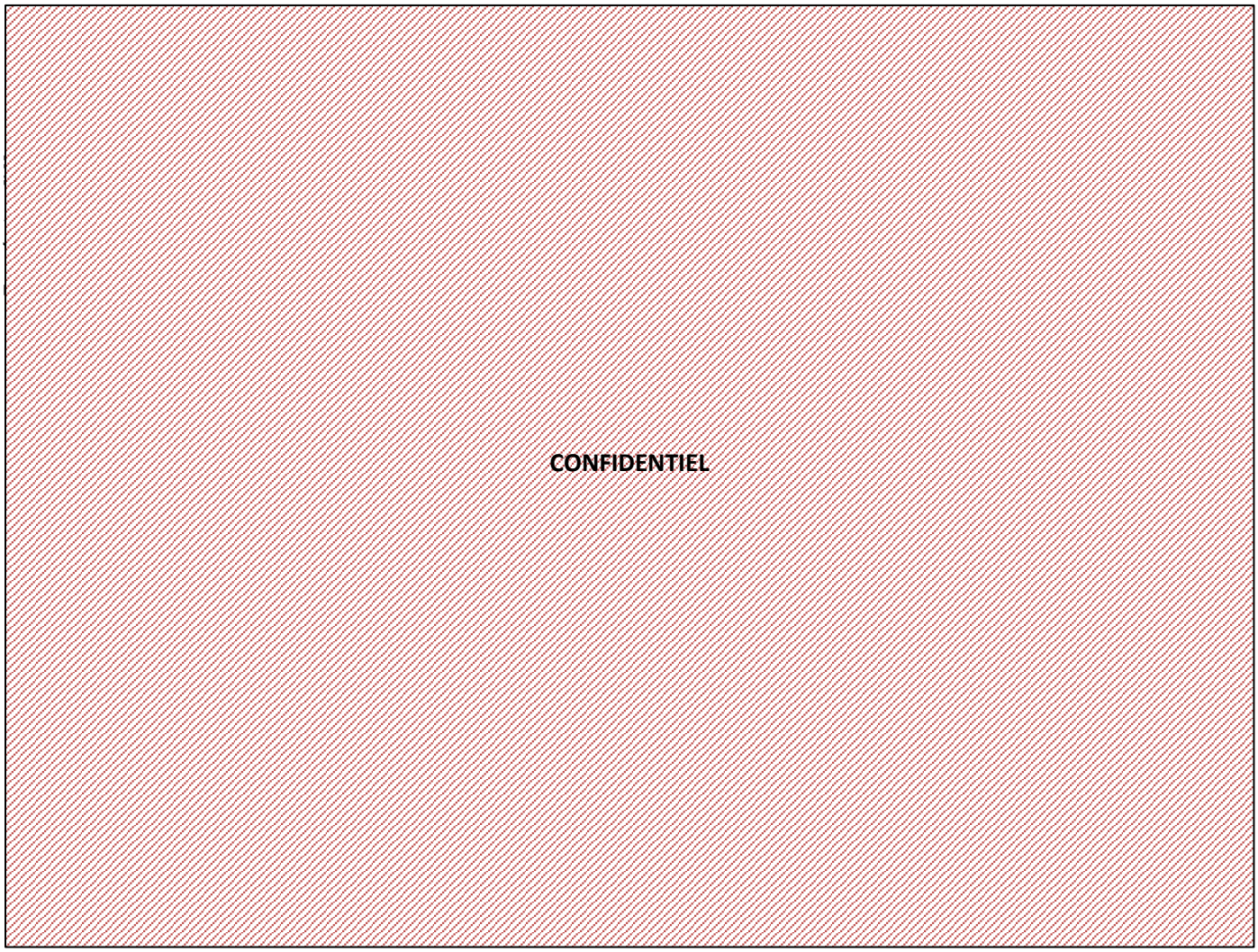


Figure 147 : Résultats complets de l'identification inverse – instrumentation adaptée – Essai 1

Les résultats de simulation sont en très bon accord qualitatif avec la mesure. L'algorithme a donc bien convergé vers une solution qui minimise la fonction résiduelle, avec des résidus proches de 0. Ces résidus témoignent également de la précision du calcul, en restant sous les 25°C soit 2.7% d'erreur. Ils sont cependant signés, et la signature provient de deux principaux phénomènes.

La première cause de la signature des résidus provient de la discrétisation temporelle du flux en paramètres. Nous pouvons rapidement l'identifier en regardant les flux identifiés ci-dessus et les résidus. Sur la fin du freinage entre 12 et 25 secondes, l'absence de point passés en paramètre dans la fonction directe provoque l'augmentation significative des résidus sur cette période. Si cette signature n'est pas présente pour l'identification avec les sondes à cœur des disques, c'est que le freinage est plus court (Figure 143). Nous devons pour remédier à ce problème ajouter plus de morceaux de droites à identifier sur ce cycle de freinage plus long de 40%. L'autre cause de la signature est inattendue. Lors des essais, l'acquisition à 200 Hz n'a pas été réalisée comme demandée et un lissage automatique des mesures extrapole un signal 1 Hz à 200 Hz par méthode linéaire (Figure 149). Nous pouvons donc observer des variations cycliques des résidus avec une période de 1 seconde. L'énergie identifiée est de 27.05 MJ avec 16% d'écart par rapport à l'énergie mesurée au banc (32 .2MJ). Apportons la correction possible pour minimiser les résidus, par l'ajout de paramètres dans l'identification. Les résultats obtenus sont les suivants :

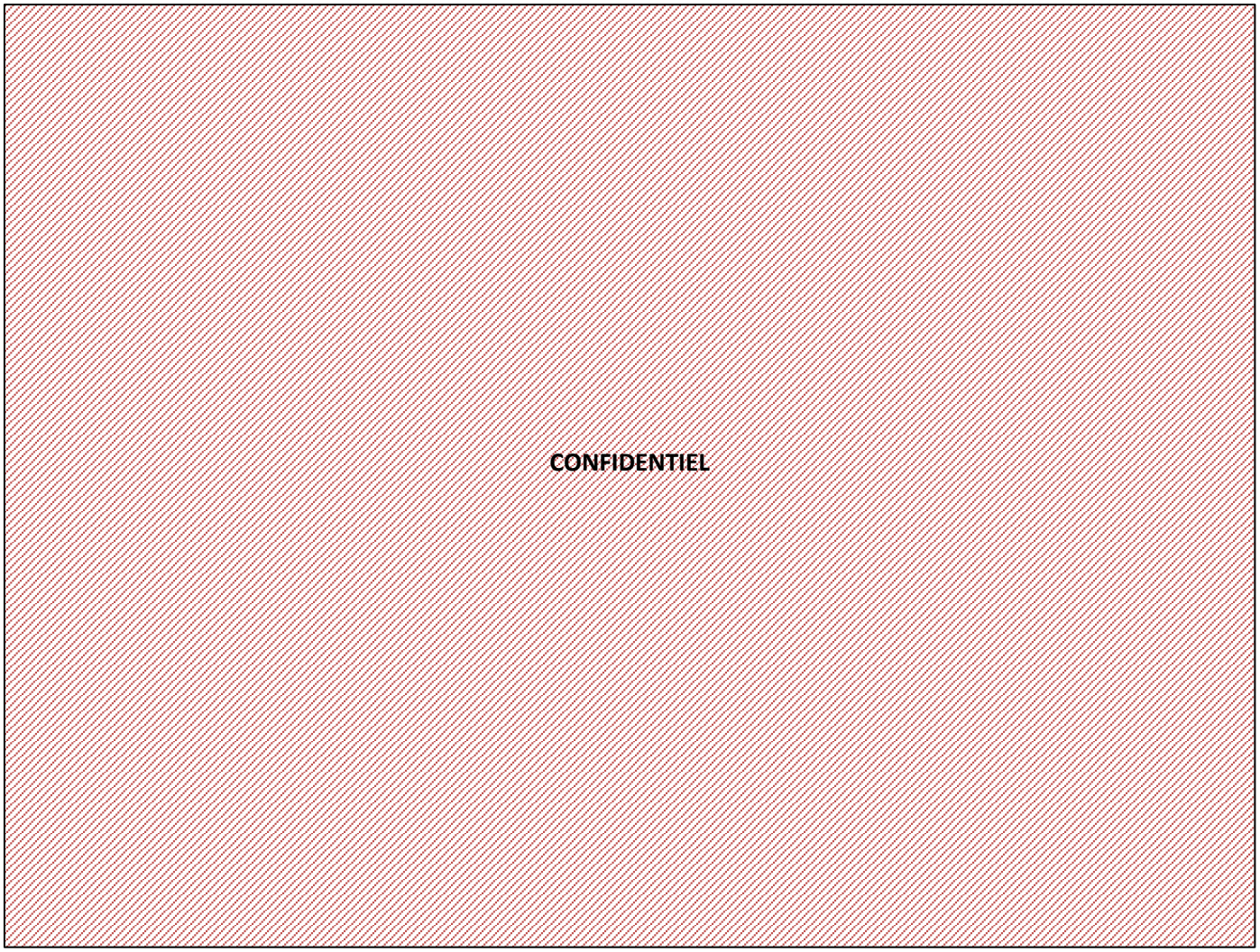


Figure 148 : Résultats complets de l'identification inverse – instrumentation et paramétrage adaptés – Essai 1

Nous sommes satisfaits de constater la nette amélioration des résidus sur la période de freinage. En effet l'erreur associée reste inférieure à 0.5%, excepté pour la sonde S4G mais dont la correction peut être envisagée par une discrétisation temporelle encore plus fine. Nous n'observons désormais plus que la signature due au lissage des mesures par extrapolation de l'acquisition à 200 Hz.

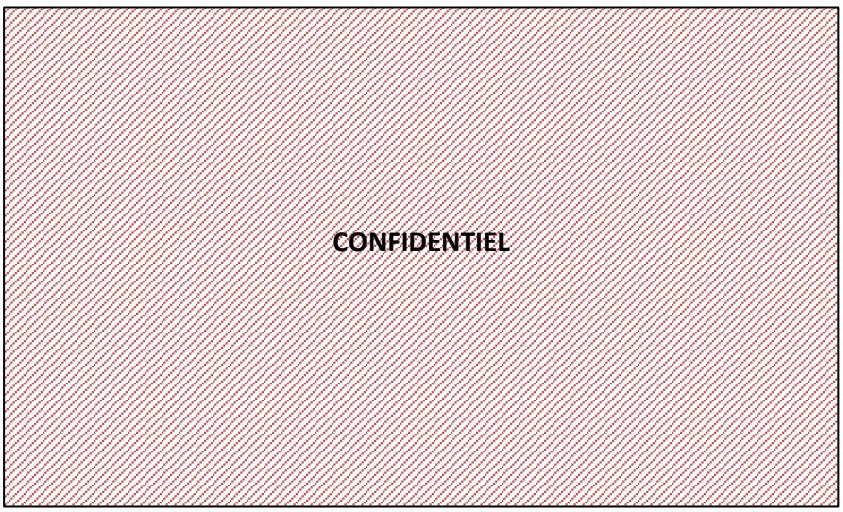


Figure 149 : Résidus sur le stator 1 – Signature générée par extrapolation [mesure1 Hz extrapolée à 200 Hz]

Les flux identifiés ont une allure plus conforme à la physique également, ce qui nous pousse à continuer l'identification avec ce nombre de paramètres. Également nous pouvons constater que l'énergie dissipée identifiée est très proche de celle avec la discrétisation temporelle plus grossière (27.82 MJ),

mais aussi que la répartition de dissipation d'énergie suivant les interfaces est identique. Réalisons une identification à iso-paramètres sur un second freinage réalisé après le premier. Malheureusement le thermocouple S5G s'est détérioré en cours de manipulation, il est donc plus utilisé pour l'identification. La sensibilité sur l'interface I_8 est donc diminuée.

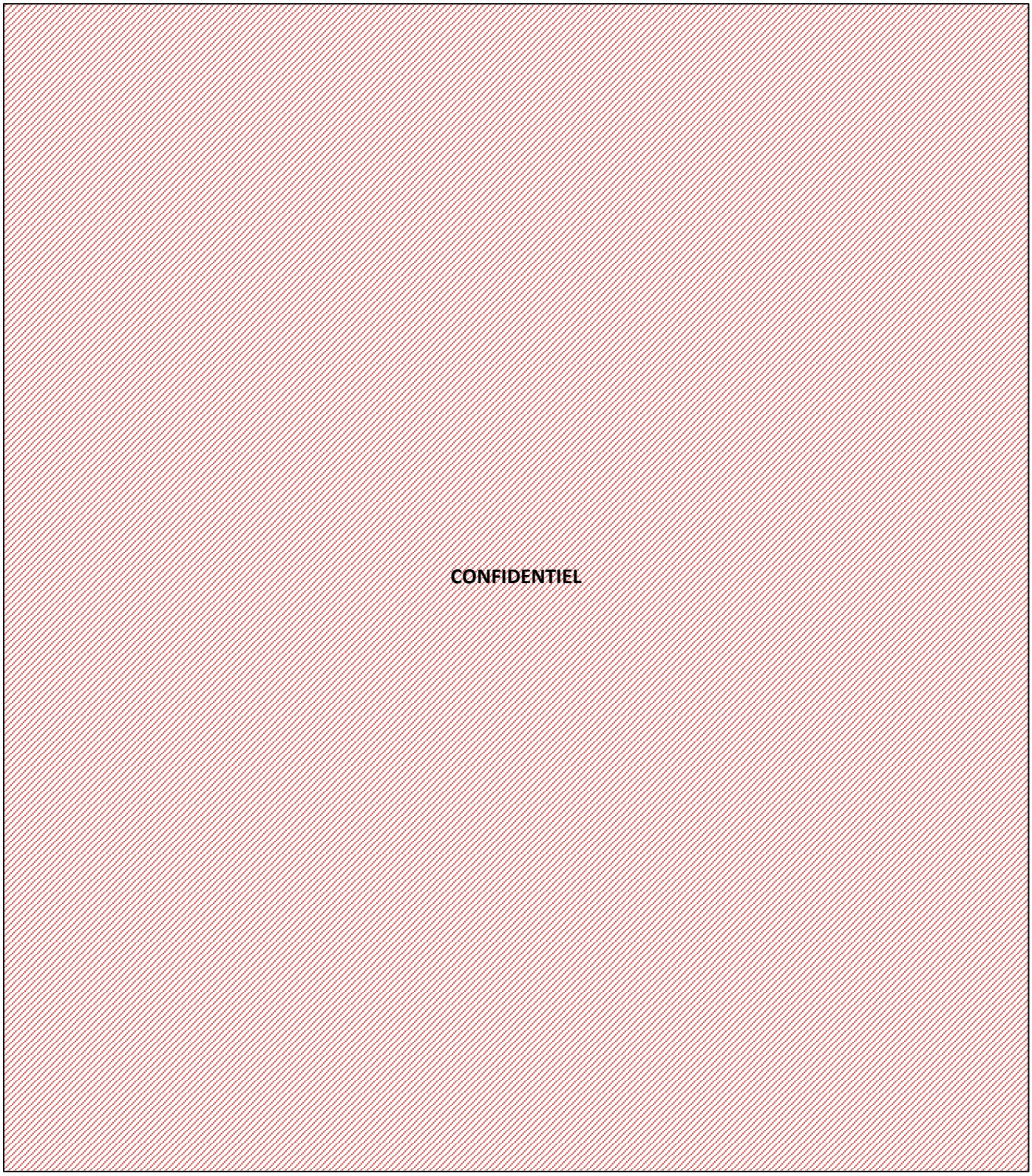


Figure 151 : Résultats complets de l'identification inverse – instrumentation et paramétrage adaptés – Essai 2

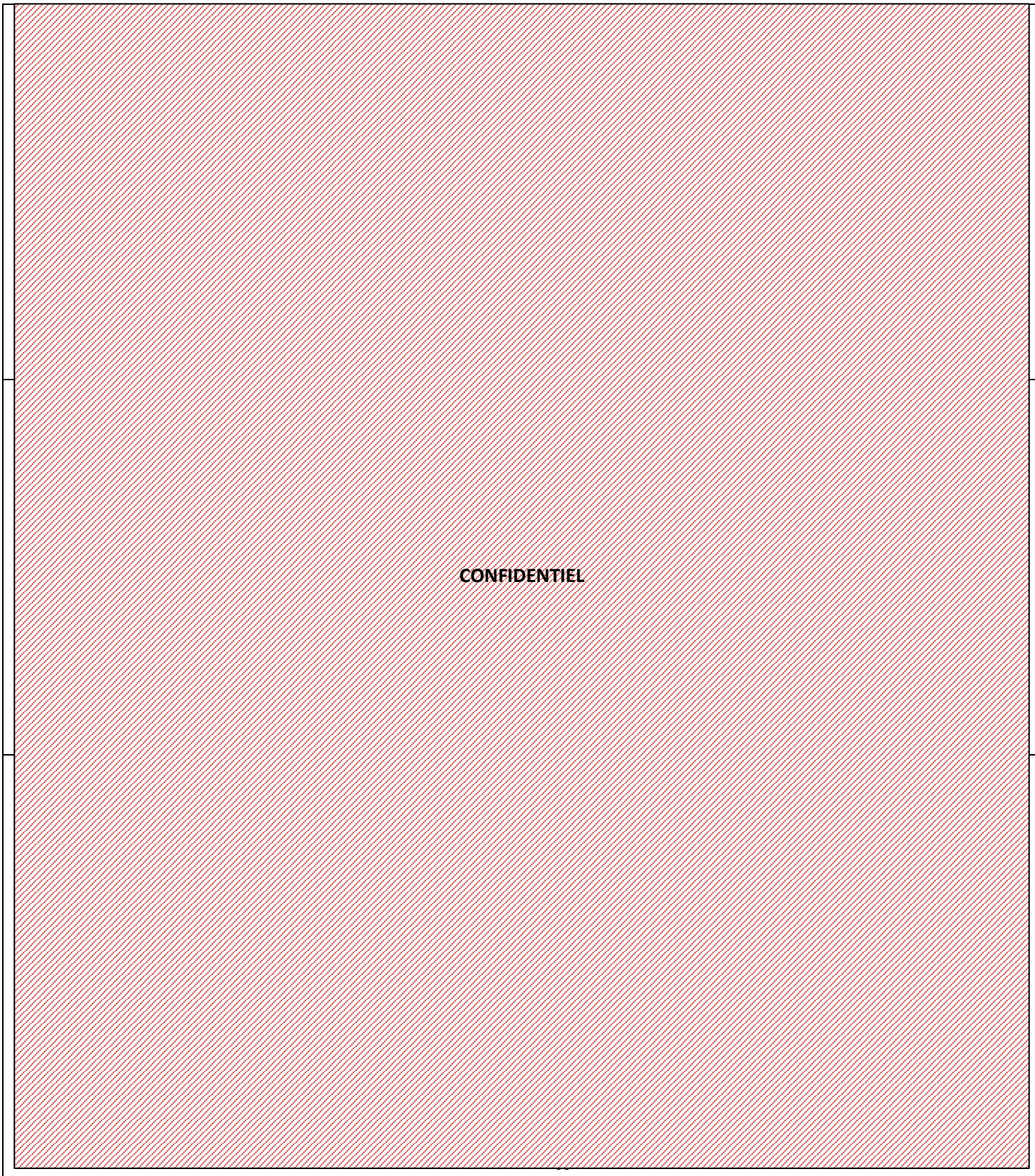
Lors de cet essai, le freinage s'est déroulé sur une période plus longue (26 secondes) que le précédent. Il est donc normal de trouver des résidus plus importants en fin de freinage, car à iso-paramètres la fin du cycle est moins finement discrétisée. Ils restent cependant tout à fait raisonnables, et inférieurs à

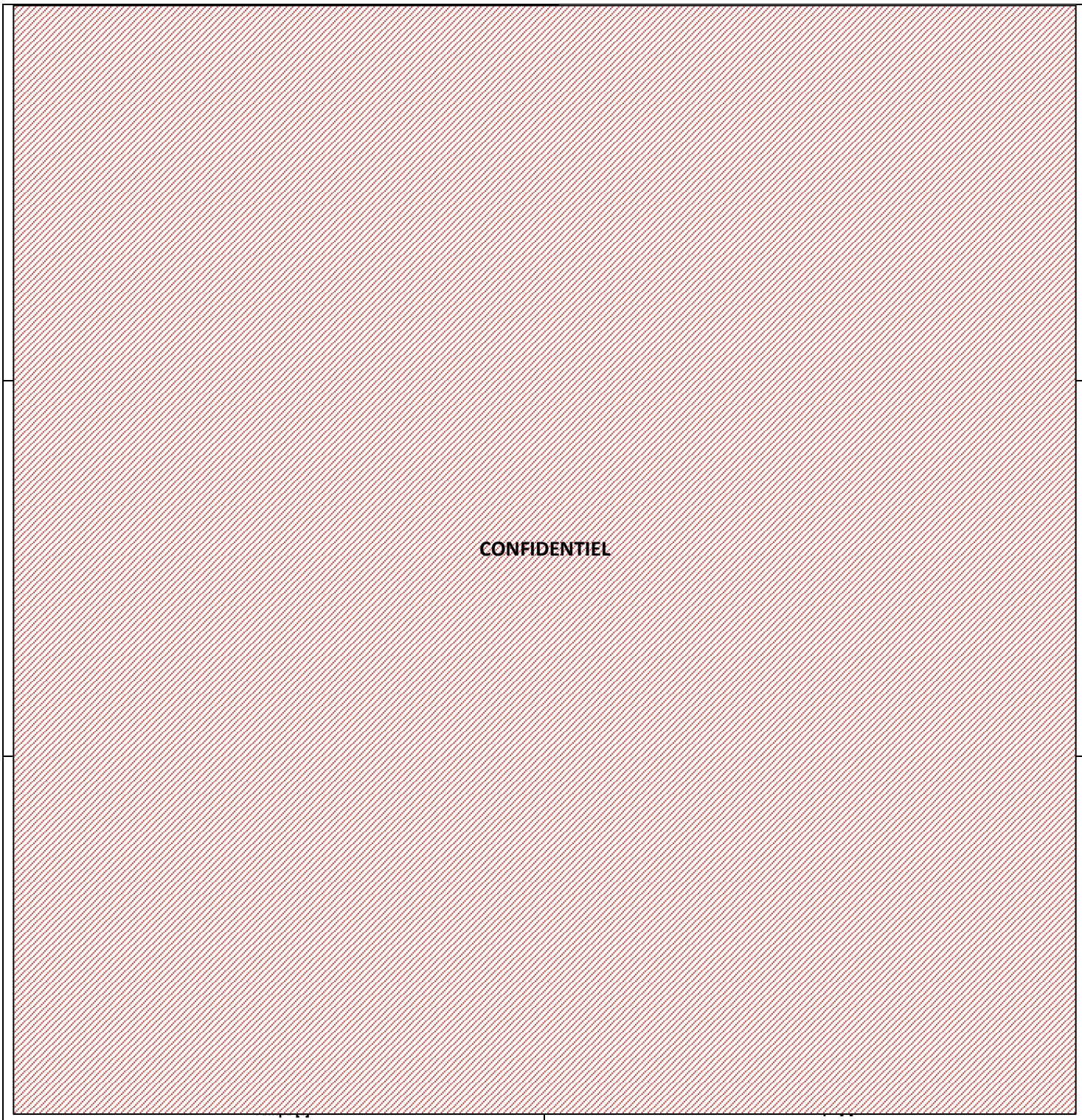
13°C pour une erreur de 1.7%. L'énergie identifiée est de 27.47 MJ au lieu de 33.2 MJ mesuré au banc, ce qui nous renvoie à un écart entre l'énergie dissipée et mécanique du banc de 17%.

L'écart peut être justifié par la dégradation de l'énergie mécanique, qui est le phénomène sur lequel repose le système frein. Une partie de l'énergie mécanique dissipée lors du freinage est emportée dans l'arrachement de matière, une autre est perdue par la puissance acoustique générée par le crissement de frein [128]. Il est donc satisfaisant de voir que l'énergie thermique dissipée identifiée est inférieure à l'énergie mécanique totale du volant d'inertie.

Dans le tableau ci-dessous, nous faisons la comparaison des deux freinages successifs. Cette comparaison détaille le profil de température mesure en fin de freinage, l'évolution de température pour plusieurs thermocouples en fonction du temps et chaque flux identifiés :

Essai 1	Essai 2
Énergie à dissiper (commade) : 35.8 MJ	Énergie à dissiper (commande) : 35.8 MJ
Énergie dissipée mesurée au banc : 32.2 MJ	Énergie dissipée mesurée au banc : 33.2 MJ
Énergie identifiée : 27.82 MJ	Énergie identifiée : 27.47 MJ
Temps de freinage : 25.2 s	Temps de freinage : 27 s
CONFIDENTIEL	


CONFIDENTIEL


CONFIDENTIEL

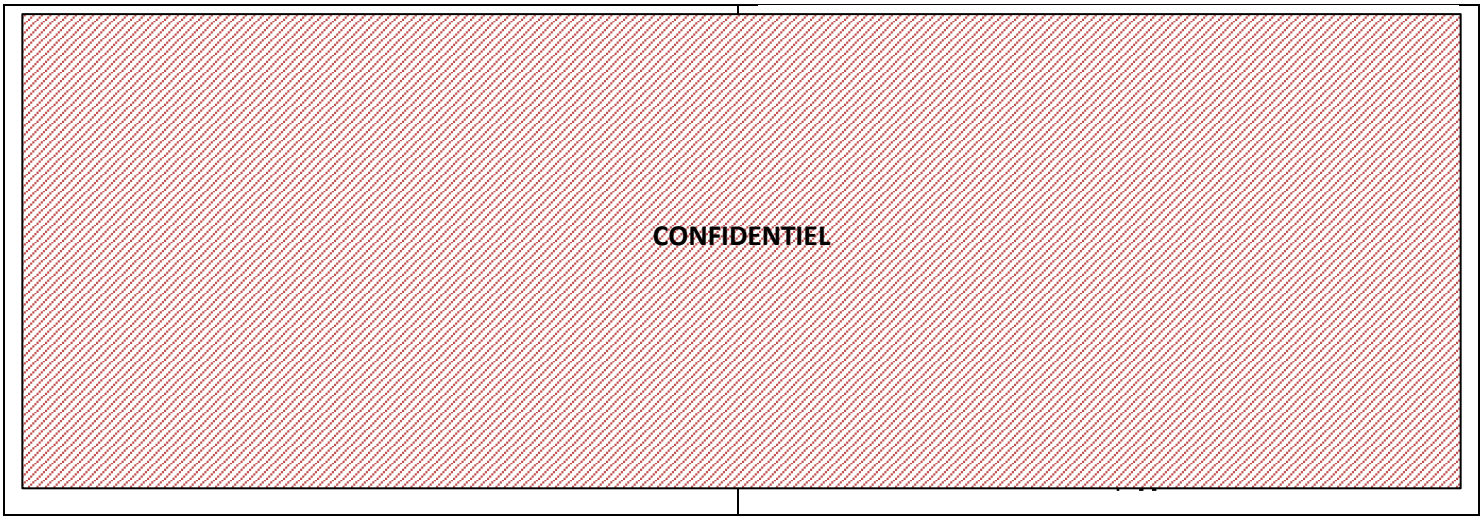


Tableau 34 : Synthèse des résultats d'essai et d'identification pour deux freinages successifs

Nous constatons que le profil de températures dans les disques diffère d'un freinage à l'autre. Ainsi les flux dissipés aux interfaces peuvent être différents, même si certaines similitudes sont notables, malgré des caractéristiques de freinage différentes, comme le temps, l'énergie totale. Plusieurs explications justifient la variation de la répartition d'énergie dissipée selon les interfaces.

Premièrement, il peut en effet d'agir d'un problème de conformité de contact. La variation de l'état de surface des disques évolue au fil des différents freinages successifs. Pour un freinage donné nous pouvons supposer que le point le plus chaud de chaque interface est situé au centre dans la direction du rayon. La dilatation des disques lors du freinage créé un faciès d'usure qui va forcer le frottement à se déplacer selon le rayon des disques pour les freinages suivants. Ainsi ces faciès peuvent évoluer au fil des différents freinages, et même pendant la phase de freinage. Puisque nos thermocouples sont placés au centre des disques dans le rayon, la localisation du point de chauffe à l'interface va avoir un impact de premier ordre sur les résultats de la mesure et donc, sur les résultats de l'identification. Le bilan reste au global très similaire ce qui constitue un fait très encourageant.

Notre deuxième point de justification se concentre sur l'hypothèse du caractère unidirectionnel de la propagation de l'énergie. Cette dernière peut-être trop forte sur la période du freinage. Il serait donc pertinent pour l'identification inverse, de modéliser le problème en 2D sur l'axe longitudinal Z et radial R, en introduisant la localisation de la dissipation du flux à l'interface dans le problème. Cependant le processus d'identification sera en conséquence beaucoup plus lourd, en raison du temps plus conséquent pour la simulation directe. En effet nous devrions ajouter aux paramètres actuels, la localisation spatiale et la largeur d'une bande de flux pour chaque interface, c'est-à-dire au minimum 16 paramètres supplémentaires. Cela en faisant l'hypothèse qu'il n'y a qu'une bande de contact à chaque interface. Gardons à l'esprit la possibilité d'utiliser les méta-modèles pour limiter le temps d'identification, et maximiser la convergence vers un minimum global. Pour cela, l'instrumentation de chaque interface à différents rayons semble indispensable pour augmenter la sensibilité au flux d'une part, mais surtout la sensibilité à la position radiale du contact par frottement d'autre part.

Enfin il est également possible que selon les freinages, l'effort de presse soit réparti différemment en fonction de la position que peuvent prendre les disques, en conséquence de leur tendance à se voiler ou se coincer en raison des importants efforts mécaniques mis en jeu.

Pour terminer, la qualité de la mesure n'est pas optimale dans notre cas présent. De plus, le frein est un système particulier dans lequel un grand nombre de phénomènes mécaniques viennent perturber l'acquisition. Par exemple les vibrations importantes peuvent faire déplacer les thermocouples dans

leurs perçages respectifs. Aussi, les rotors instrumentés sont des pièces tournantes à haute vitesse ce qui peut entrainer la destruction ou de déplacement des sondes vers le rayon externe par effet centrifuge. Ces caractéristiques engendrent un florilège de problématiques liées à l'acquisition de la température, ce qui va dégrader l'identification. Enfin certains thermocouples de type K ont dépassé leur seuil de mesure maximum, ce qui a provoqué leur destruction ou des mesures aberrantes.

Plusieurs solutions peuvent être mises en place pour minimiser le risque de perdre des voies d'acquisition lors de l'essai, mais aussi pour augmenter la qualité de la mesure. Par exemple, pour éviter tout déplacement des thermocouples dans leurs perçages respectifs, nous pouvons utiliser différents types de colles graphitées avec une bonne conductivité thermique. Aussi pour assurer le contact entre la sonde et le carbone, il serait plus efficace de glisser le thermocouple dans une gaine ou une perle de graphite pour éviter la présence d'air entre le dispositif de mesure et le carbone. L'utilisation de différents types de thermocouples (type S) peut être une piste d'amélioration intéressante dans la mesure où la température limite du type K est vite atteinte lorsque l'on s'approche des interfaces. Nous soulignons ainsi l'importance capitale d'améliorer sensiblement le processus d'acquisition des données thermiques, afin d'améliorer la qualité de la démarche d'identification inverse des conditions aux limites.

5.4 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons détaillé l'instrumentation nécessaire pour réaliser l'identification inverse des flux aux interfaces. Nous avons pu voir que le paramétrage de variation du flux thermique aux interfaces selon les hypothèses mécaniques ne permet pas de calculer précisément les températures dans la phase de freinage. Nous avons donc proposé un nouveau paramétrage plus complet, qui a permis la bonne convergence du processus en passant de résidus de 180 °C à 10 °C maximum, en enlevant la signature.

En revanche, l'instrumentation n'est pas encore suffisamment performante. Il faut en effet un nombre de voies d'acquisition plus important et des moyens de mesure plus élaborés. Limiter au maximum les défauts liés à la mesure, comme la perte de thermocouple en raison des températures élevées, leur déplacement ou leur mauvais contact avec la paroi, permet d'envisager une bonne identification des paramètres. Dans notre cas, les résultats d'essais et d'identification peuvent être perfectionnés en raison d'une méthode de mesure non optimale qui doit faire l'objet d'un approfondissement.

La phase de refroidissement, ainsi que ses paramètres associés peuvent aussi faire l'objet d'une étude et d'identification. Le modèle n'a pas encore été utilisé pour mener ce processus sur la partie du refroidissement du frein. Cependant, on peut retrouver certaines tendances sur les constantes de temps de refroidissement et sur les niveaux de température atteints. Cela valide en partie le modèle couplé présenté dans le paragraphe 3.4 du chapitre III, avec la mesure expérimentale effectuée.

Conclusion et perspectives

Au cours de cette thèse nous avons eu l'occasion de découvrir le fonctionnement d'un système de freinage aéronautique Haute performances en carbone. Au-delà de cette initiation aux métiers associés au freinage, nous avons pu apporter des solutions aux besoins de l'Entreprise en charge de la conception et de la maintenance de ces produits.

Pour rappel, la problématique imposait de valider thermiquement le design de l'équipement en phase de pré-dimensionnement, pour limiter au maximum les re-designs du produit lors de sa phase de qualification.

Nous avons répondu à cette problématique en analysant le comportement thermique du frein en réponse à une sollicitation définie par l'avionneur. Ce travail a été réalisé au moyen de nombreux calculs Fluent, basés sur la méthode des volumes finis. Avec l'aide de scripts et de macros générés pour l'occasion, nous avons mis en place un moyen rapide de post-traiter les résultats et d'en déduire les informations nécessaires à la suite du travail. Nous avons conclu de ces analyses, qu'il était possible de faire des hypothèses simplificatrices pour modéliser simplement le système via différents modèles analytiques et numériques.

Par la suite nous avons pu mettre en place divers modèles analytiques et numériques pour reproduire le comportement du système aux sollicitations. Les modèles analytiques sont basés sur la transformée intégrale de Laplace pour résoudre l'équation de la chaleur. Les modèles numériques sont basés sur les volumes de contrôle. L'intérêt d'avoir élaboré deux types de modèles est de comparer et valider leur pertinence. Cette validation nous a permis de construire brique par brique, un modèle numérique paramétré de roue et de frein. L'élaboration de ces modèles nous a permis dans un premier temps de répondre au besoin en simulation lors de la phase de pré-dimensionnement du frein. Il a été constaté une insatisfaction sur les données d'entrée flux de friction, issues de pratiques usuelles découlant d'hypothèses mécaniques. La source est donc mal caractérisée et l'erreur introduite à l'origine du calcul se propage dans l'intégralité de la modélisation. A ce titre nous avons fait ressortir un besoin de caractériser ces conditions aux limites.

Dans un second temps la création de modèle directs permet l'identification de ces conditions aux limites, si placés dans un processus d'optimisation. Nous avons donc en plus de modélisations directes, mis en place un processus d'identification inverse pour caractériser les paramètres de contact aux interfaces des disques lors de la période du freinage. L'identification de paramètres de modèles par inversion de mesures peut être basée sur plusieurs algorithmes et nous avons fait le choix de la descente de gradient. Cette technique a été expérimentée sur des données numériques avec deux approches, l'une déterministe et l'autre probabiliste. Nous avons donc démontré sa pertinence sur une expérimentation numérique, qui a fonctionné avec succès. La méthode déterministe consiste à utiliser le modèle direct numérique dans le processus d'optimisation. La méthode probabiliste utilise un méta-modèle de Krigeage basé sur le modèle numérique pour réaliser un calcul bayésien approximatif des paramètres par chaînes de Markov, et ainsi générer des lois de probabilité à postériori à comparer à notre apriori sur les paramètres. Une fois le calcul bayésien terminé, il nous est aisé de faire l'optimisation du méta-modèle avec Levenberg-Marquardt pour trouver les paramètres optimaux.

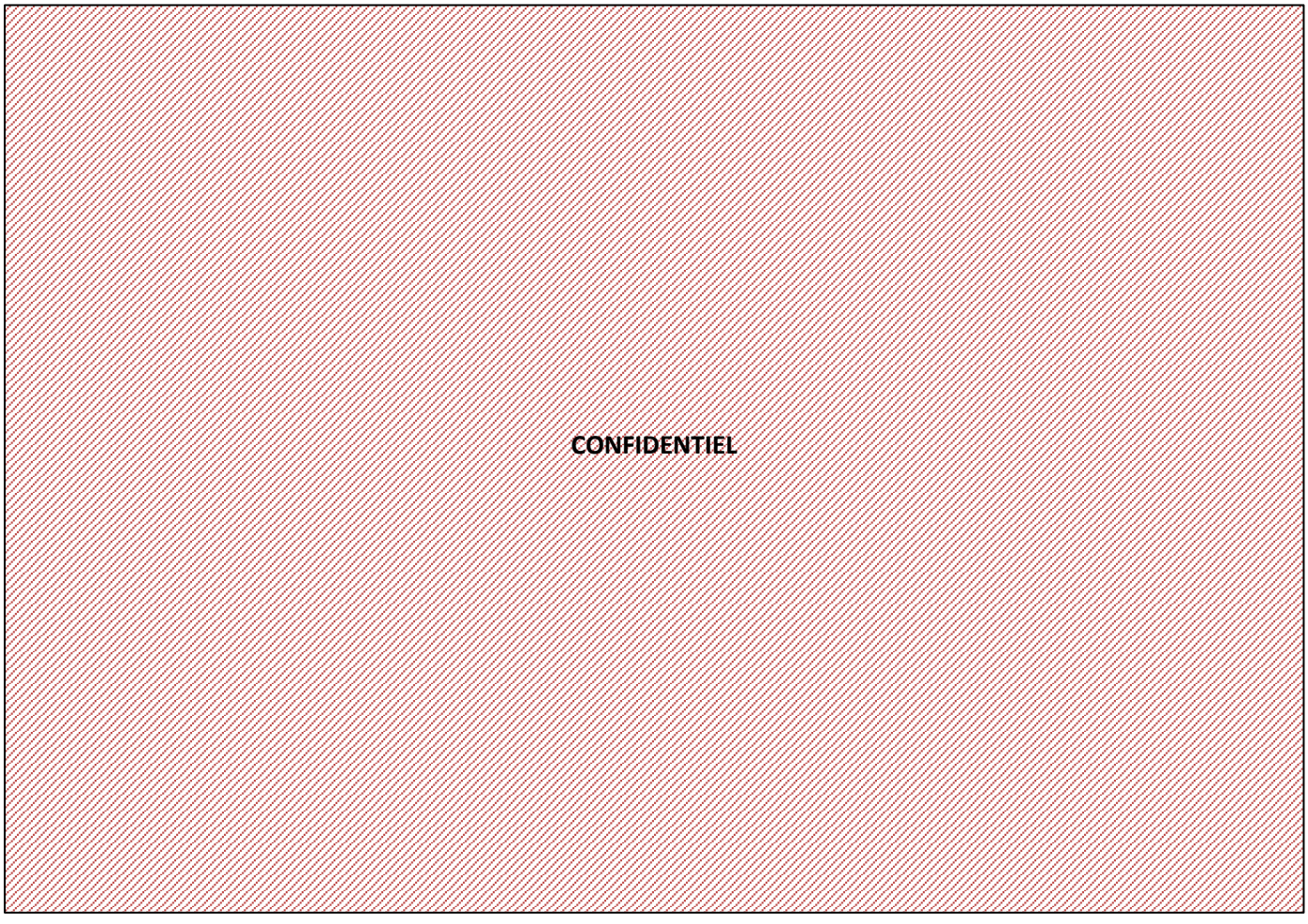
L'ultime chapitre de cette thèse concerne enfin l'application de ce travail, à une manipulation expérimentale. Les conditions d'essais, bien différentes des tests numériques, demandent une attention particulière et des capacités d'adaptation importantes. Nous avons pu malgré certaines difficultés, réaliser la caractérisation des flux aux interfaces pendant la période du freinage. Certaines vois d'acquisition n'ont pas fonctionné ou donné des écarts significatifs avec l'attendu en comparaison d'autres voies. Nous nous sommes aussi heurtés aux problématiques engendrées par la corrélation entre flux lorsque l'instrumentation n'est pas adaptée. Néanmoins le processus s'est révélé efficace avec une bonne caractérisation des conditions aux interfaces et validées par des résidus contenus et non signés. Cependant nous avons constaté un écart non négligeable de 10% en énergie suivant la mesure sur banc d'essai. Il reste donc un travail conséquent à réaliser sur la qualité de l'instrumentation afin d'améliorer la précision de l'instrumentation. Notons aussi la possibilité d'élaborer de nouvelles fonctions directes, avec moins d'hypothèses simplificatrices.

Dans le paragraphe suivant, nous notons ici l'ensemble des perspectives offertes par le travail réalisé au cours de cette thèse, qui soulève finalement autant de questions que de réponses apportées. Ce travail pourra être parachevé au cours d'une nouvelle thèse, dont nous aurons ici établi un cadre macroscopique et des pistes de recherche.

Perspectives

Quelques perspectives ont déjà été énoncées dans les chapitres précédents. Nous reportons dans cette conclusion finale, le travail envisageable pour des travaux à venir. Nous résumons donc ici, quatre pistes d'amélioration du travail réalisé qui peuvent servir de point de départ d'une thèse.

Amélioration du processus d'instrumentation



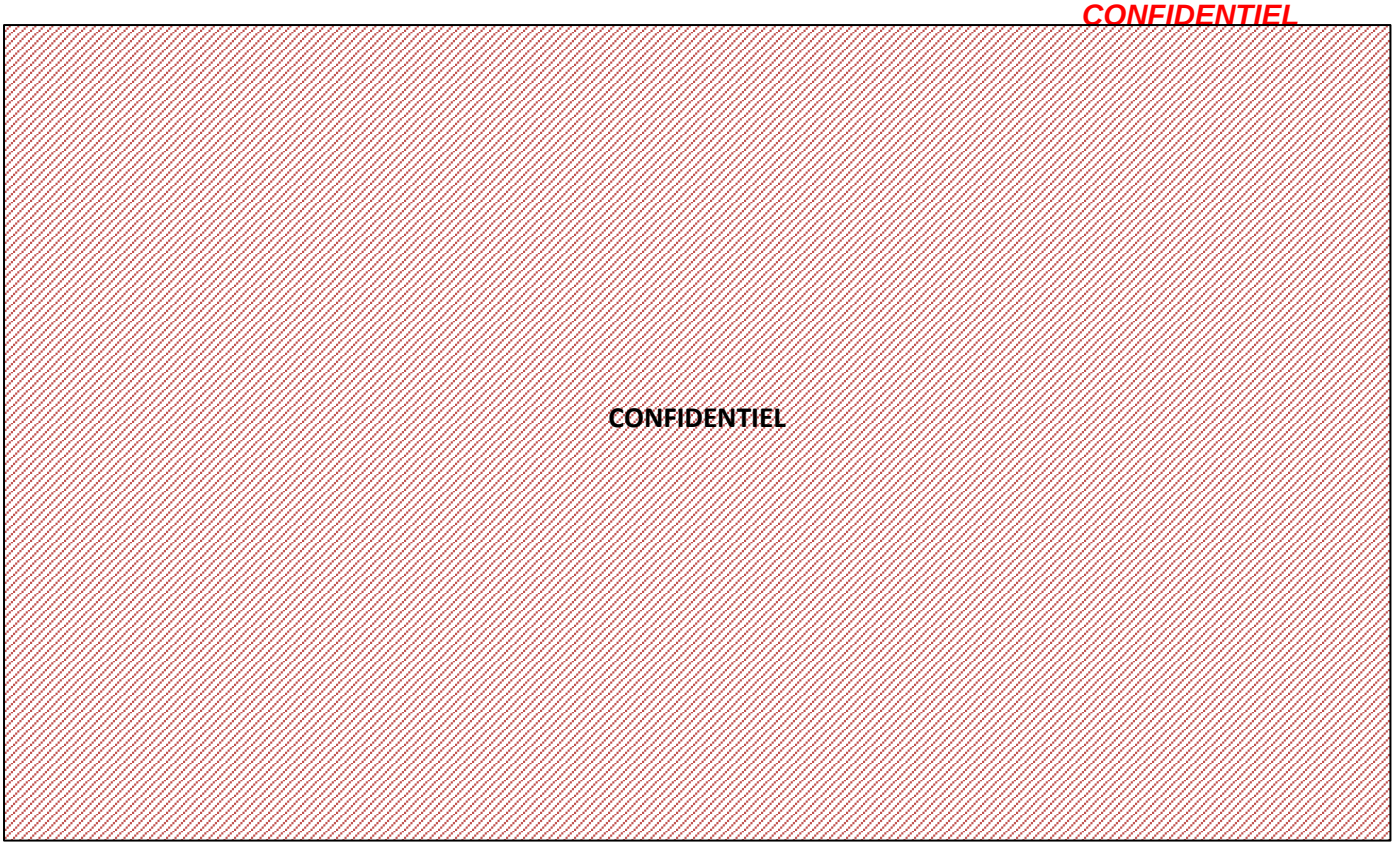


Figure 152 : Instrumentation des disques par rétrofit

L'avantage de cette solution est qu'elle permet de maîtriser parfaitement la position des sondes dans les disques. Elle permet également de réutiliser des disques de carbone usés, ce qui optimise les coûts et la rentabilité du carbone. Dans un premier temps il est préférable de réaliser cette instrumentation sur programme simple mono-rotor type ATR72.

Caractérisation de conditions aux limites

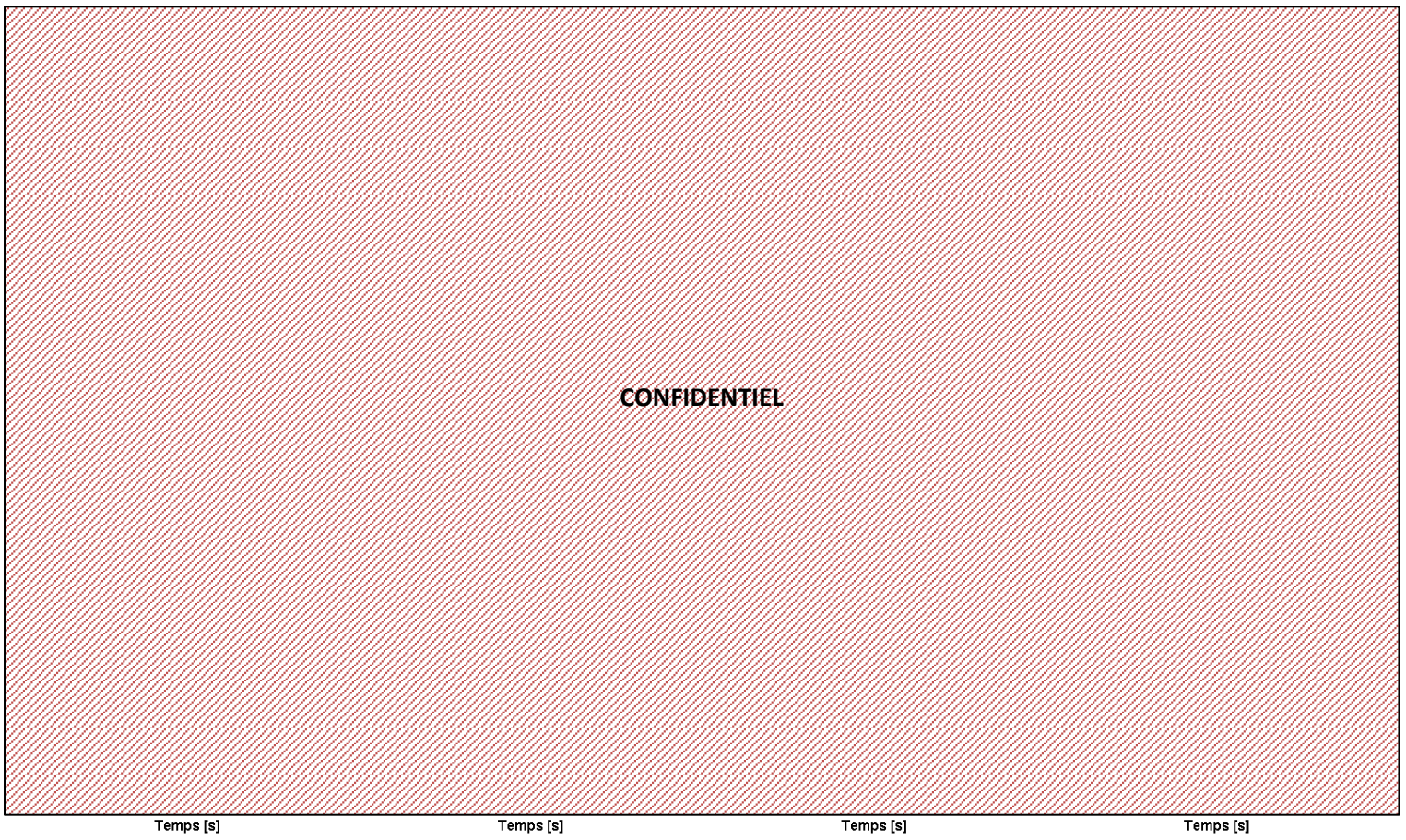
Nous avons montré la possibilité de caractériser les conditions aux limites de contact des disques pendant la phase de freinage. Il est également possible de caractériser dans une seconde thèse, d'autres paramètres mal maîtrisés tel que le flux pneumatique dissipé par déformation lors du roulage, le flux de roulement généré par friction des billes dans leur cage, ou encore les coefficients de convection, les résistances de contact et émissivités apparentes des matériaux. Cependant il faudra veillez à leur absence de corrélation à d'autres paramètres et une bonne sensibilité pour garantir une identification de qualité.

Aussi pour améliorer l'identification actuelle des flux, la création d'un modèle 2D selon la direction radiale (R) et axiale (Z) des disques de carbone doit permettre d'ajouter l'identification de la localisation des points chauds de chaque interface, associés à la conformité de contact des disques [2] [122] [123]. La réalisation d'un tel modèle est aisée et rapide. Son temps de simulation sur un cycle de freinage reste raisonnable ce qui permet d'envisager son utilisation dans un processus itératif d'identification inverse de paramètres. Dans l'éventualité où le temps d'identification devient prohibitif, nous pourrons toujours concéder à réaliser un méta-modèle basé sur l'outil numérique 2D, pour accélérer le temps d'identification. En revanche il faudra trouver la puissance de calcul nécessaire pour générer un plan d'expérience numérique d'une centaine de paramètres, ce qui est envisageable sur serveur.

Problème d'optimisation multi-objectif

Nous avons vu qu'il existe une corrélation entre les flux aux interfaces. Cette corrélation est d'autant plus importante lorsque les thermocouples sont placés proche du centre des disques de carbone. De ce fait on ne peut pas considérer la caractérisation des 8 flux comme 8 problèmes indépendants. Aussi petite la corrélation soit elle, il n'est mathématiquement pas correct de faire cette hypothèse. Néanmoins, faire ce postulat permet de maximiser la sensibilité du modèle aux flux et donne des résultats encore meilleurs pour un même nombre de calculs lancés. En comparaison de la Figure 125 et Figure 126, le faisceau des possibles ci-dessous en bleu est réduit à iso-conditions de calcul, tout en enveloppant bien la mesure en rouge.

Il est donc légitime de penser que cette méthode peux être optimale, si l'on arrive à prouver que la mesure proche d'une interface est indépendante des phénomènes associés aux autres interfaces sur la période du freinage. Cela peut sensiblement être le cas, si les thermocouples sont placés au plus proche des interfaces que l'on souhaite identifier, mais aussi pour les freinages de petites énergies (exemple : taxis). La faible énergie dissipée sur une faible période de temps ne donne probablement pas le temps à l'information température de se propager d'une interface à l'autre. Il devient alors possible de réaliser une optimisation multi-objective sur 8 problèmes simultanés plutôt qu'un seul par l'intermédiaire d'une somme de fonctions résiduelles. Ainsi les flux peuvent être caractérisés pour des freinages à faible énergie, ce qui peut permettre de dégager des premières hypothèses pour les plus intenses (allure du flux, ordre de grandeur,…).



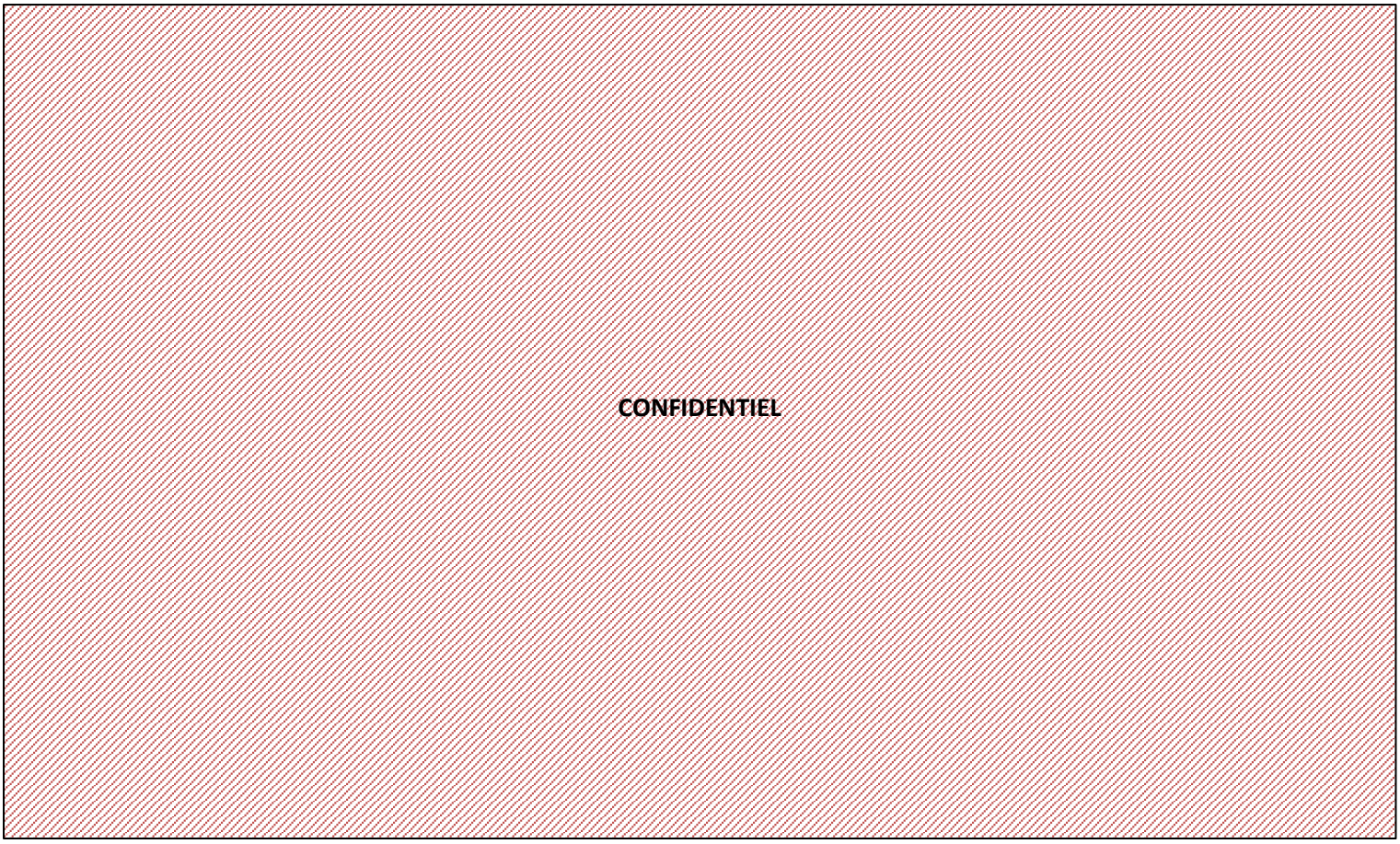


Figure 153 : Faisceau des possibles optimisés en considérant les points de mesures indépendants des interfaces éloignées

Optimisation sur Krigeage par algorithme génétique

L'optimisation est un thème central de l'identification inverse. Nous avons vu dans le chapitre IV qu'il est possible de réaliser ce procédé suivant plusieurs manières. L'idée principale est d'intégrer un modèle direct dans un processus itératif d'optimisation, trouvant l'optimum d'une fonction résiduelle. Ce modèle direct peut être de plusieurs sortes :

- ⇨ Analytique.
- ⇨ Numérique.
- ⇨ Réduit.
- ⇨ Processus Gaussien.
- ⇨ Arbres de décisions.
- ⇨ Régression linéaire et non linéaire.

Mais il existe également plusieurs méthodes pour trouver l'optimum d'une fonction :

- ⇨ La descente de gradient :
  - Gradients conjugués.
  - Gauss-Newton.
  - Levenberg-Marquardt.
  - Région de confiance.
- ⇨ Les algorithmes génétiques.

L'avantage est que nous pouvons combiner chaque méthode et confronter leurs résultats associés afin de déterminer la plus efficace et la plus précise. La première piste intéressante à explorer serait l'utilisation d'algorithmes génétiques pour optimiser la réponse des méta-modèles à processus

gaussien de Krigeage, afin de mesurer son efficacité en comparaison de l'optimisation par Levenberg-Maquardt.

Méta modèle d'identification inverse

Il est possible et intéressant de pousser la réflexion toujours plus loin dans la théorie et d'ouvrir des champs de possibilités. En partant du principe que nous pouvions faire des méta-modèles basés sur des fonctionnelles issues de fonctions directes, il ne nous est pas interdit de faire l'inverse. Nous pourrions dans l'idéal, générer quantité d'identifications inverses bien optimisées pour ensuite obtenir une fonction basée sur un méta-modèle remplaçant l'identification. L'idée est d'obtenir rapidement nos données d'entrées par rapport à une mesure, en remplaçant ainsi le processus d'optimisation très long et coûteux.

Table des figures

Figure 1 : Bête à corne du système d'atterrissage 13
Figure 2 : Vue en coupe de la roue et du frein A320 14
Figure 3 : Évolution du transport aérien sur les 30 dernières années 17
Figure 4 : Frein à tambour sur VOISIN LAS 17
Figure 5 : Disque simple de forte épaisseur (Mirage III) 18
Figure 6 : Disques segmentés (A300-600) 18
Figure 7 : Stators à patins et rotor à segments articulés 18
Figure 8 : Frein électrique du Boeing 787 Dreamliner, à disques de carbone monobloc empilés 18
Figure 9 : Frein à disque : rotor cuivre 19
Figure 10 : Frein à rotor acier – garnitures organiques 19
Figure 11 : Rotor et patin de graphite 19
Figure 12 : Frein bi-rotors en alliage Carbone/Carbone 19
Figure 13 : Illustration du fusible thermique 21
Figure 14 : Frein après un freinage sévère de type RTO 21
Figure 15 : Principe de fonctionnement du système Roue & Frein 22
Figure 16 : Vue schématique en coupe et nomenclature des pièces principales Roue & Frein 23
Figure 17 : Visualisation des interfaces de frottement sur disques de frein 23
Figure 18 : Température à cœur des disques après un freinage à énergie normale 23
Figure 19 : Energie absorbée par chaque disque après un freinage à énergie normale 24
Figure 20 : Illustration de l'effort de presse sur les disques 24
Figure 21 : Répartition des pertes de masses pour chaque disque 24
Figure 22 : Illustration des deux parties de la structure de frein 25
Figure 23 : Illustration des solutions de reprise de couple 25
Figure 24 : Différences principales des différentes technologies de frein – Coupes axiales 26
Figure 25 : Vue en coupe axiale de l'ensemble mobile roue 26
Figure 26 : Illustration des différentes technologies de barrettes 27
Figure 27 : Vues en coupe d'une CAO et d'un maillage utilisés en développement 31
Figure 28 : Vue en coupe du gradient thermique dans l'équipement – Méthode 3D Fluent 31
Figure 29 : Principe d'essai - Banc d'essai de Vélizy 32
Figure 30 : Écart en température au bead seat avec les masses de carbone calculées par différents utilisateurs 33
Figure 31 : Zones clés de disposition de l'information température (en jaune) 35
Figure 32 : Exemples de données température sur les trois cycles thermiques clés 37
Figure 33 : Exemple de deux technologies de roue (mono-voile et bi-voile) 38
Figure 34 : Illustration du rendement dans le puits de chaleur 42
Figure 35 : Évolution du flux surfacique à une interface de contact R/S au cours du temps 43
Figure 36 : Observation du gradient de température sur une vue en coupe de l'équipement. 50
Figure 37 : Observation du gradient de température sur vue isométrique des quatre pièces principales à 1000s. 51
Figure 38 : Schéma du processus de calcul et de récupération des données pour l'analyse qualitative et quantitative. 52
Figure 39 : Axe d'étude des gradients thermiques, exemple sur la roue. 53
Figure 40 : Exemple de répartition des points de contrôle sur trois interfaces à 0° dans l'ensemble de disques 53
Figure 41 : Exemple de répartition des points de contrôle à 0° et 20° sur la roue. 53

Figure 42 : Exemple de répartition des points de contrôle à 0° sur le tube de torsion. 54
Figure 43 : Exemple de répartition des points de contrôle à sur la couronne. 54
Figure 44 : Evolution spatiale de la température dans les disques suivant l'axe longitudinal Z. 55
Figure 45 : Evolution spatiale de la température dans les disques suivant l'axe radial R. 56
Figure 46 : Evolution spatiale de la température dans les disques suivant l'axe azimutal Ω. 57
Figure 47 : Evolution spatiale de la température dans la jante suivant l'axe longitudinal Z. 58
Figure 48 : Evolution spatiale de la température dans la jante suivant l'axe azimutal Ω. 59
Figure 49 : Evolution spatiale de la température dans la jante, vue en coupe. 60
Figure 50 : Evolution spatiale de la température dans le tube suivant l'axe longitudinal Z. 61
Figure 51 : Contour du gradient de température dans le tube à 500 secondes, vue en coupe. 62
Figure 52 : Evolution spatiale de la température dans le tube suivant l'axe azimutal Ω. 63
Figure 53 : Contour du gradient de température dans la couronne, vue en coupe au centre d'un piston (13°). 64
Figure 54 : Observation du gradient de température sur vue isométrique de la couronne à 3500s. .. 64
Figure 55 : Evolution spatiale de la température dans la couronne suivant l'axe azimutal Ω. 65
Figure 56 : Observation du gradient de densité de flux sur vue isométrique de la roue à 1000s. 66
Figure 57 : Bilan de flux sur le disque stator S2, période pendant et post-freinage. 67
Figure 58 : Proportion des modes d'échange d'énergie pour l'ensemble de disques en période post-freinage. 68
Figure 59 : Proportion des modes d'échange d'énergie pour la roue en période post-freinage. 68
Figure 60 : Bilan de flux sur la roue, période post-freinage. 69
Figure 61 : Bilan de flux convectif et radiatif sur la roue, période post-freinage. 69
Figure 62 : Bilan de flux sur la roue, période de freinage et champ de température associé à 20 secondes. 70
Figure 63 : Proportion des modes d'échange d'énergie pour le tube de torsion en période post-freinage. 71
Figure 64 : Bilan de flux conductif, convectif et radiatif sur le tube en période post-freinage. 72
Figure 65 : Proportion des modes d'échange d'énergie pour la couronne en période post-freinage. 72
Figure 66 : Bilan de flux conductif, convectif et radiatif sur la couronne en période post-freinage. ... 73
Figure 67 : Schéma du problème de diffusion de la chaleur dans un dispositif multi-disques 78
Figure 68 : Schéma simplifié du problème de diffusion de la chaleur dans un dispositif multi-disques 79
Figure 69 : Schéma simplifié des phénomènes rencontrés dans un dispositif multi-disques 80
Figure 70 : Comparaison des méthodes analytiques et numérique de modélisation sur le dispositif mono-disque 84
Figure 71 : Illustration et tracé du seuil de stabilité pour 5 calculs analytiques quadripolaires 84
Figure 72 : Comparaison des méthodes analytiques et numérique de modélisation sur le dispositif multi-disques 85
Figure 73 : Comparaison de deux processus d'expression analytique pour le dispositif multi-disques 86
Figure 74 : Comparaison des algorithmes d'inversion de la transformée de Laplace 87
Figure 75 : Comparaison des résultats entre codes de calcul 3D et modélisation 1D – Disques centraux 88
Figure 76 : Comparaison des résultats entre codes de calcul 3D et modélisation 1D – Disques aux extrémités 88
Figure 77 : Schéma du problème de diffusion de la chaleur dans un dispositif multi-disques et son voisinage 89
Figure 78 : Illustration du couplage fort ou faible en espace 90
Figure 79 : Comparaison calcul-essais sur le programme court-courrier A1 – Stators 96

Figure 80 : Comparaison calcul-essais sur le programme court-courrier A1 – Tube de couple et roue côté frein 97
Figure 81 : Comparaison calcul-essais sur le programme court-courrier A1 – Stators sur la période freinage 98
Figure 82 : Schéma du problème de diffusion de la chaleur 1D/2D dans un dispositif multi-disques et son voisinage 100
Figure 83 : Illustration des échanges pour le couplage faible en espace 101
Figure 84 : Localisation du volume de contrôle considéré sur la jante pour l'exemple de cartographie 104
Figure 85 : Principe technique proposé pour le dépôt de brevet 106
Figure 86 : Illustration 3D du dissipateur rapporté (ailettes) ou encastré (rainures) 106
Figure 87 : Impact sur les températures de l'équipement, de l'ajout d'un dissipateur sur la face S1 107
Figure 88 : Comparaison de la simulation (trait plein) et la mesure (points). 111
Figure 89 : Résidus et erreur associés au calcul 1D dans les disques avec l'hypothèse classique des flux aux interfaces 112
Figure 90 : Illustration du chemin suivi – Méthode de descente de gradient 115
Figure 91 : Illustration du chemin suivi – Méthode directes 115
Figure 92 : Illustration du chemin suivi – Méthode évolutionnaires 116
Figure 93 : Illustration du chemin suivi – Multi-start 116
Figure 94 : Illustration de la régularisation sous contraintes 118
Figure 95 : Présentation de l'algorithme d'identification inverse, par méthode Levenberg-Marquardt 120
Figure 96 : Matrice Hessienne montrant la sensibilité du modèle aux paramètres – Cycle complet. 124
Figure 97 : Matrice des corrélations entre paramètres – Cycle complet 125
Figure 98 : Matrice Hessienne montrant la sensibilité du modèle aux paramètres – Période du freinage 126
Figure 99 : Matrice des corrélations entre paramètres – Période du freinage 126
Figure 100 : Matrice des sensibilités et corrélations entre paramètres de contact carbone-tube et carbone-roue – Cycle complet en haut et freinage seul en bas 127
Figure 101 : Vecteurs sensibilités réduite à cœur de chaque disque 128
Figure 102 : Sensibilités réduites associées aux trois paramètres, en fonction de la position du thermocouple 129
Figure 103 : Tracé des flux (donnée d'entrée) aléatoires 130
Figure 104 : Génération de la mesure par la fonction directe numérique avec flux aléatoire 131
Figure 105 : Tracé des flux (donnée d'entrée) avec les hypothèses de calcul mécanique 131
Figure 106 : Température mesurée et identifiée après processus d'optimisation inverse déterministe 132
Figure 107 : Résidus et erreur associée sur la température identifiée par processus d'optimisation inverse 132
Figure 108 : Flux générés aléatoirement et identifiés par processus d'optimisation inverse 133
Figure 109 : Impact d'un bruit de mesure généré aléatoirement sur l'identification des paramètres 134
Figure 110 : Identification des flux aux interfaces par morceaux de droite 135
Figure 111 : Tracé des flux (donnée d'entrée) aléatoires par morceaux 136
Figure 112 : Résultats d'identification pour le choix d'un nouveau jeu de paramètres 136
Figure 113 : Flux générés aléatoirement et identifiés par processus d'optimisation inverse 137
Figure 114 : Échantillonnage du champ des possibles avec 40 n-uplets de paramètres suivant 4 méthodes de LHS 141

Figure 115 : Illustration de la qualité du méta-modèle (Q2) 144
Figure 116 : Illustration du sous et sur-apprentissage des métas modèles 145
Figure 117 : Illustration de la qualité du méta-modèle, avant (gauche) et après (droite) l'ajout de 200 points au DOE 145
Figure 118 : Position des points pour le contrôle de l'hyper surface de réponse au plan d'expérience numérique 147
Figure 119 : Hyper surface de réponse au point S2D 148
Figure 120 : Hyper surface de réponse au point R4G 149
Figure 121 : Faisceau des possibles à partir des aprioris sur les paramètres – Thermocouples 1 à 8 150
Figure 122 : Faisceau des possibles à partir des aprioris sur les paramètres – Thermocouples 9 à 16 150
Figure 123 : Densité de probabilité à priori et à postériori de l'identification bayésienne 152
Figure 124 : Faisceau du premier centile des meilleures solutions à partir de la loi à postériori sur les paramètres – Thermocouples 1 à 8 153
Figure 125 : Faisceau du premier centile des meilleures solutions à partir de la loi à postériori sur les paramètres – Thermocouples 9 à 16 153
Figure 126 : Température mesurée et identifiée après processus d'optimisation inverse probabiliste 154
Figure 127 : Résidus et erreur associée sur la température identifiée par processus d'optimisation inverse basé sur le méta modèle 155
Figure 128 : Flux générés aléatoirement et identifié par processus d'optimisation inverse basé sur le méta modèle 155
Figure 129 : Banc d'essai – Volant d'inertie avec ensemble roue et frein 157
Figure 130 : Orientation de l'équipement Roue et Frein en conditions d'essais 159
Figure 131 : Instrumentation imposée des stators 160
Figure 132 : Instrumentation des stators au rayon milieu 161
Figure 133 : Instrumentation du stator 2 au rayon externe et interne 162
Figure 134 : Instrumentation des rotors au rayon milieu 163
Figure 135 : Instrumentation du rotor 2 au rayon externe et interne 164
Figure 136 : Perçages dans les rotors, sur établi et montés sur banc 164
Figure 137 : Dispositif d'essai et de mesure 166
Figure 138 : Dispositif de mesure après essai 166
Figure 139 : Exemple de résultats de mesure à cœur des disques de carbone – Période du freinage 167
Figure 140 : Profil de température dans les disques à la fin du freinage 167
Figure 141 : Résultats complets de l'identification inverse – 1 TC à cœur de chaque disque – Essai 0 ancien paramétrage 168
Figure 142 : Résultats complets de l'identification inverse – 1 TC à cœur de chaque disque – Essai 0 nouveau paramétrage 169
Figure 143 : Illustration de deux informations très contradictoires autour d'une interface 171
Figure 144 : Résultats en température de l'identification inverse – 1 TC entourant chaque interface 171
Figure 145 : Profil de température dans les disques à la fin du freinage – Essai 1 172
Figure 146 : Résultats complets de l'identification inverse – instrumentation adaptée – Essai 1 173
Figure 147 : Résultats complets de l'identification inverse – instrumentation et paramétrage adaptés – Essai 1 174
Figure 148 : Résidus sur le stator 1 – Signature générée par extrapolation [mesure1 Hz extrapolée à 200 Hz] 174

Figure 149 : Profil de température dans les disques à la fin du freinage – Essai 2 175
Figure 150 : Résultats complets de l'identification inverse – instrumentation et paramétrage adaptés – Essai 2 175
Figure 151 : Instrumentation des disques par rétrofit 183
Figure 152 : Faisceau des possibles optimisés en considérant les points de mesures indépendants des interfaces éloignées 185
Figure 153 : Schéma du problème de diffusion de la chaleur dans un dispositif mono-disque 201
Figure 154 : Schéma simplifié du problème de diffusion de la chaleur dans un dispositif mono-disque 202
Figure 155 : Schéma de la condition aux limites de droite 203
Figure 156 : Schéma simplifié de la répartition du type de nœuds dans le dispositif mono-disque .. 205
Figure 157 : Comparaison des méthodes analytique et numérique de modélisation sur le dispositif mono-disque 207
Figure 158 : Comparaison des méthodes de 10% à 90% de l'épaisseur du disque par pas de 10% ... 208
Figure 159 : Corrélation calcul-essai pour un avion court-courrier – Zone du PdC 209
Figure 160 : Corrélation calcul-essai pour un avion court-courrier – Zone du tube de couple 210
Figure 161 : Corrélation calcul-essai pour un avion court-courrier – Zone de la roue côté frein 211
Figure 162 : Corrélation calcul-essai pour un avion court-courrier – Zone de la couronne 211
Figure 163 : Impact de la répartition de flux sur la température dans l'équipement sur le carbone et la roue 212
Figure 164 : Corrélation calcul-essai pour un avion court-courrier – Zone du PdC (zoom freinage) .. 213
Figure 165 : Corrélation calcul-essai – Avion court-courrier B1 216
Figure 166 : Corrélation calcul-essai – Avion long-courrier B2 217
Figure 167 : Corrélation calcul-essai – Avion court courrier A1 218
Figure 168 : Corrélation calcul-essai – Avion court courrier A2 219
Figure 169 : Corrélation calcul-essai – Avion long-courrier A3 219
Figure 170 : Corrélation calcul-essai – Avion long-courrier A4 220

Table des tableaux

Tableau 1 : Paramètres de freinage usuels – A300-600 et A330 22
Tableau 2 : Précision du modèle thermique Fluent 41
Tableau 3 : Caractéristique du solveur du modèle 42
Tableau 4 : Synthèse de la modélisation des phénomènes dans les disques de carbone 74
Tableau 5 : Synthèse de la modélisation des phénomènes dans la roue 75
Tableau 6 : Synthèse de la modélisation des phénomènes dans le tube de couple 75
Tableau 7 : Synthèse de la modélisation des phénomènes dans la couronne 75
Tableau 8 : Synthèse de la modélisation des phénomènes des conditions aux limites (pièces de l'équipement) 76
Tableau 9 : Relevés du seuil de stabilité pour 5 calculs analytiques quadripolaires, différentes épaisseurs de disques 84
Tableau 10 : Cartographie des phénomènes pour un nœud à cœur d'un rotor 93
Tableau 11 : Cartographie des phénomènes pour un nœud dans le tube en face d'un stator 93
Tableau 12 : Cartographie des phénomènes pour un nœud dans la roue en face d'un stator sous le pneumatique 94
Tableau 13 : Schémas de la modélisation nodale des conditions aux limites du problème et leurs phénomènes associés 95
Tableau 14 : Précision du modèle – Avion court-courrier A1 97
Tableau 15 : Cartographie des phénomènes pour un nœud dans la roue pour le modèle 2D 105
Tableau 16 : Détail du cycle de freinage pour identification inverse 111
Tableau 17 : Influence des paramètres sur le calcul 1D 122
Tableau 18 : Paramètres à identifier générés aléatoirement 130
Tableau 19 : Paramètres d'initialisation de la procédure d'identification 131
Tableau 20 : Paramètres identifiés et erreur associée 133
Tableau 21 : Paramètres à identifier générés aléatoirement 135
Tableau 22 : Erreurs globale sur les paramètres identifiés 137
Tableau 23 : Exemple de champ des possibles associé à 4 paramètres quelconques 140
Tableau 24 : Bornes des paramètres de contact en entrée du méta modèle 142
Tableau 25 : Extrait des n-uplets de paramètres associés au plan d'expérience généré avec échantillonnage par Hyper Cube Latin 143
Tableau 26 : Qualité des métas modèles avant optimisation 146
Tableau 27 : Qualité des métas modèles après optimisation 146
Tableau 28 : Paramètres identifiés et erreur associée 154
Tableau 29 : Représentation schématique simplifiée des points de mesure par thermocouple 158
Tableau 30 : Exemple de nomenclature des thermocouples 158
Tableau 31 : Liste complète des thermocouples utilisés lors de la manipulation expérimentale 159
Tableau 32 : Caractéristiques du protocole d'essai - Freinages 165
Tableau 33 : Sondes sélectionnées pour l'identification inverse 172
Tableau 34 : Synthèse des résultats d'essai et d'identification pour deux freinages successifs 179
Tableau 35 : Niveau de corrélation calcul-essais, avion monocouloir court-courrier 208
Tableau 36 : Niveau de corrélation calcul-essais moyens, tout avions simulés 214
Tableau 37 : Définition des jalons de maturité technologique de l'outil 214
Tableau 38 : Table des applications et des mises à l'épreuve de l'outil complet 215
Tableau 39 : Précision du modèle – Avion court-courrier B1 221
Tableau 40 : Précision du modèle – Avion long-courrier B2 221

Tableau 41 : Précision du modèle – Avion court-courrier A1 221
Tableau 42 : Précision du modèle – Avion court-courrier A2 221
Tableau 43 : Précision du modèle – Avion long-courrier A3 221
Tableau 44 : Précision du modèle – Avion long-courrier A4 222

Bibliographie

[1] T. Montrol-Amouroux, “Étude et modélisation thermique simplifiée d’un équipement roue et frein aéronautique en phase de pré-étude”, Lyon, INSA, Lyon, 2013.

[2] J. Rivière, “Réponses thermomécaniques des interfaces tribologiques : Cas du freinage aéronautique”, Lyon, INSA, Lyon, 2015.

[3] J.J Carre, “Technologie du freinage – Frein à disques”, Tech. Ing. Fonctions et composants mécaniques, no. ref. article : B5574v1, 1993.

[4] Statistiques du trafic aérien. Ministère de la transition écologique et solidaire, Lundi 21 Décembre 2015, [consulté le 28 Décembre 2015]. Disponible sur : https://www.ecologique-solidaire.gouv.fr/statistiques-du-trafic-aerien, 2015.

[5] J.F. Hamann, “Conception et fabrication des puits de chaleur”, Base documentaire de formation interne Safran Landing Systems, Jan. 2013.

[6] J. Guichard, “Freinage à très hautes perfomances – Exemple aéronautique”, Tech. Ing. Fonctions et composants mécaniques, no. ref. article : B5580v1, 1996.

[7] R. Limpert, “Brake design and safety”, Editions Elsevier, 1992.

[8] J.F. Hamann, P. Turgis, “Le freinage – Théorie et pratique”, Base documentaire de formation interne Safran Landing Systems, 1992.

[9] R. Chazeaubénit, M.L De-Crescenzo, “Méthode de calculs thermiques FLUENT – Description détaillée de la méthodologie de calculs”, Référence interne Safran Landing Systems, DR31653-01, 2012.

[10] P. Girod, “Modélisation du rendement du frein”, Référence interne Safran Landing Systems, D27078, 2006.

[11] “Différents processus de conception d’un ensemble roue et frein”, Base documentaire de formation interne Safran Landing Systems, Jul. 2014.

[12] P. Chambard, “Manuel de conception – Puits de Chaleur, pré-dimensionnement”, Référence interne Safran Landing Systems, DR32595, 2015.

[13] N. Keruzoré, “Base de donnée pré-dimensionnement thermique – Réussites et échecs”, Référence interne Safran Landing Systems, 2014.

[14] A. A. Tseng, “Thermal Modeling of Roll and Strip Interface in Rolling Processes: Part 1-Review”, Numer. Heat Transf. Part Appl., vol. 35, no. 2, pp. 115–133, Feb. 1999.

[15] R. Chazeaubénit, M.L De-Crescenzo, “Méthode de calculs thermiques FLUENT – Validation de la méthode”, Référence interne Safran Landing Systems, DR31653-01, 2012.

[16] T. Bouache, “Comportement thermique et caractérisation des échanges interfaciaux d’un frein à disque par approches théorique et expérimentale”. Université Paris 10, Paris, Dec. 2006.

[17] A. Hocine, N. Alilat, J.G Bauzin, “Comportement thermique d’un disque tournant soumis à des sources de chaleur surfaciques discrètes”, C.R. Mecanique 337, pp 616-620, 2009.

[18] N. Laraqi, N. Alilat, J.M Garcia de Maria, M. Baïri, “Temperature and division of heat in a pin-on-disc frictionnal device – Exact analytical solution”, Wear, vol. 266, pp 765-770, 2009.

[19] N. Laraqi, A. Baïri, “Theory of thermal resistance between solids with randomly sized and located contacts”, Int. J. Heat Mass Transf., vol. 45, pp. 4715-4180, 2002.

[20] G.B Mazet, “Conduction de la chaleur dans les freins – Problème du freinage”, Référence interne Safran Landing Systems, Messier Centre Technique, A.5542, 1955.

[21] D. Majcherczak, “Étude numérique d’un contact glossant : approche numérique et expérimentale”, Université des sciences et technologies de Lille, Lille, Sep. 2003.

[22] A. Belhocine, “Étude thermomécanique des disques de frein”, Université des sciences et de la technologie d’Oran, Oran, 2012.

[23] T. Mac-Lan Nguyen-Tajan, “Modélisation thermomécanique des disques de frein par une approche eulérienne”, École Polytechnique X, Paris, 2002.

[24] B. B. Shivakumar, C. Ganga Reddy, and P. Jayasimha, “Thermal management of aircraft braking system”, Int. J. Sci. Technol. Manag., vol. 04, no. Special Issue 01, pp. 143–152, Feb. 2015.

[25] Jaeger. C., “Moving sources of heat and the temperature of sliding contacts”, Proc. R. Soc. N.S.W, 76, pp. 203-224, 1942.

[26] H. Uetz, J. Föhl, “Wear as an energy transformation process”, Wear, vol. 49, pp. 253-264, 1978.

[27] P. Dufrénoy, “Étude du comportement thermomécanique des disques de freins vis à vis des risques de défaillances”, Thèse de doctorat, Université des Sciences et des Technologies de Lille, 1995.

[28] H. Bartys, “Application des superalliages aux disques de frein ferroviaires”, Thèse de doctorat, Valenciennes, 2003.

[29] F. Talati and S. Jalalifar, “Analysis of heat conduction in a disk brake system’, Heat Mass Transf., vol. 45, no. 8, pp. 1047–1059, Jun. 2009.

[30] Z. Zhu, Y. Peng, Z. Shi, and G. Chen, “Three-dimensional transient temperature field of brake shoe during hoist’s emergency braking”, Appl. Therm. Eng., vol. 29, no. 5–6, pp. 932–937, Apr. 2009.

[31] T.P Newcomb , “Transient temperatures attained in disk brakes”, British Journal of Applied Physics, vol. 10, pp. 339-340, 1959.

[32] B. Ghadimi, F. Kowsary, and M. Khorami, “Thermal analysis of locomotive wheel-mounted brake disc”, Appl. Therm. Eng., vol. 51, no. 1–2, pp. 948–952, Mar. 2013.

[33] Z. Wolejsza, A. Dacko, T. Zawistowski, and J. Osinski, “Thermo-Mechanical Analysis of Airplane Carbon-Carbon Composite Brakes Using MSC.Marc”, in MSC.Software Corporation’s Worldwide Aerospace Conference and Technology Showcase, Toulouse, France, 2002, vol. Paper 2001-58, p. 12.

[34] M. P Dyko, B. T. F Chung, “Finite element thermal model of an aircraft wheel and carbon brake assembly”, SAE Trans., vol. 99, no. 1, pp. 1723–1737, 1990.

[35] Y. Song, Y. Li, B. Liang, “3-D transient temperature field analysis for aircraft brake system”, pp. 903–906, 2011.

[36] M.H Meurisse, N. Fillot, “Analyse numérique matricielle et schémas numériques”, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2011.

[37] D. Maillet, Y. Jarny, D. Petit, “Problèmes inverses en diffusion thermique – Modèles diffusifs, mesures, sensibilités”, Tech. Ing. Phys. Stat. Mathématique, article : be8265, Oct. 2010.

[38] D. Kauth, “Optimisation numérique, Méthodes du gradient conjugué linéaire”, Université de Fribourg, Nov. 2009.

[39] V. Tikhonov, Arsenine, “Méthodes de résolution de problèmes mal-posés”. Mir, 1976

[40] H. Blok, “Flash temperature concept”, Wear, 6, pp. 483-493 (1963).

[41] M.N Ozisik, “Inverse Heat Transfer: Fundamentals and Applications”, CRC Press, 2000.

[42] J. V Beck, B. Blackwell, and C. R. S. C. Jr, Inverse Heat Conduction: Ill-Posed Problems, 1985.

[43] O. M Alifanov, “Inverse Heat Transfer Problems”, Springer Science & Business Media, 2012.

[44] J.V Beck, “Nonlinear estimation applied to the nonlinear inverse heat conduction problem”, Int. J. Heat Mass Transf., vol. 13, no. 4, pp. 703–716, Apr. 1970.

[45] E. Gengenbre, “Contribution à la construction de méta-modèles pour l’optimisation sous contraintes de critères énergétiques : application à la conception des bâtiments”, Université de Toulouse, INP, Toulouse, Décembre 2011.

[46] S. Koziel, A. Bekasiewicz, and L. Leifsson, “Expedited Dimension Scaling of Microwave and Antenna Structures Using Inverse Surrogates”, Procedia Comput. Sci., vol. 80, pp. 1051–1060, 2016.

[47] N. Keruzoré, “Simulation thermique simplifiée : Justification de la modélisation du puits de chaleur par méthode numérique et analytique”, Référence interne Safran Landing Systems, DR34374, 2015.

[48] J .P. Bardon, Revue Générale de Thermique, vol. 386, pp. 86-91, 1994.

[49] J. V. Beck, Int. J. Heat Mass Transfer 13, 703-716, 1970.

[50] V. Masol, J.L Teugels, “Numerical accuracy of real inversion formulas for the Laplace transform”, J. Computational Applied Mathematics, vol. 233, pp. 2521-2533, 2010.

[51] J. Abathe, G.L Choudhury, W. Whitt, “On the Laguerre Method for numerically Inverting Laplace transforms”, J. on computing, vol. 8, 1996.

[52] Bardon. J.P, “Heat transfer at solid-solid interface”, Basic phenomenon, Recent works, Proc. Eurotherm n°4, Nancy, pp. 40-74, 1988.

[53] Bardon. J.P., “Introduction à l’étude des résistances thermiques de contact”, Revue Générale de Thermique, n°125, pp. 429-446, May 1972.

[54] Snaith. B, Probert. S.D, and O’callaghan. P.W, “Thermal resistances of pressed contacts”, Applied Energy, vol 22, pp31-84, 1986.

[55] D. Liu, Y. Luo, X. Shang, “Experimental investigation of high temperature thermal contact resistance between high thermal conductivity C/C material and Inconel 600”, Int. J. Heat Mass Transf., vol. 80, pp. 407-410, 2015.

[56] J.-P. Bardon, “Bases physiques des conditions de contact thermique imparfait entre milieux en glissement relatif, Revue Générale de Thermique”, Rev. Générale Therm., vol. 386, pp. 86–91, 1994.

[57] T. Moussa, B. Garnier, U. Pelay, Y. Favennec, H. Peerhossaini, “Heat transfer at the grinding interface between glass plate and sintered diamond wheel”, Int. J. Therm. Sci., vol. 107, pp. 89–95, Sep. 2016.

[58] J. Zengh, Y. Li, L. Wang, H. Tan, “An improved thermal contact resistance model for pressed contacts and its application analysis of bonded joints”, Cryogenics, vol. 61, pp. 133-142, 2014.

[59] D. Liu, Y. Luo, X. Shang, “Experimental investigation of high temperature thermal contact resistance between high thermal conductivity C/C material and Inconel 600”, Inter. Journal of Heat and Mass Tranfert, vol. 80, pp. 407-410, 2015.

[60] J.H Dietrich, B.D Kilgore, “Direct observation of frictional contacts : new insights for state dependant properties”, Pure Appl. Geophys., vol. 143, pp. 283-302, 1994.

[61] J. Pailhes, C. Pradere, J.L Battaglia, J. Toutain, A. Kusiak, A.W Aregba, J.C Batsale, “Thermal quadrupole method with internal heat sources”, Int. J. Thermal Sciences, vol. 53, pp. 49-55, 2012.

[62] J.C Krapez, E.Dohou, “Thermal quadrupole approaches applied to improve heat transfer computations in multilayered materials with internal heat sources”, Int. J. Thermal sciences, vol. 81, pp. 38-51, 2014.

[63] A. Degiovanni, “Conduction dans un “mur” multicouche avec sources : extension de la notion de quadripole ”, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 31, pp. 553-557, 1988.

[64] Y. Jannot, Z. Acem, “A quadrupolar model of the hot disc”, Measurement Science and Technology, vol. 18, pp. 1229-1234, 2007.

[65] J. Jia, T. Sogabe, and S. Li, “A generalized symbolic Thomas algorithm for the solution of opposite-bordered tridiagonal linear systems”, J. Comput. Appl. Math., vol. 290, pp. 423–432, Dec. 2015.

[66] K.L Kuhlman, “Review of inverse Laplace Transform algorithms for Laplace-Space numerical approaches, Num. Algorithms, Jul.2012.

[67] Y.-C. Yang and W.-L. Chen, “A nonlinear inverse problem in estimating the heat flux of the disc in a disc brake system”, Appl. Therm. Eng., vol. 31, no. 14–15, pp. 2439–2448, Oct. 2011.

[68] J.G Bauzin, “Identification expérimentale des paramètres thermiques dans le contact entre deux solides en frottement sec”, Université Paris 10, Paris, 2003.

[69] J.G Bauzin, N. Laraqi, “Méthodologie d’identification des paramètres thermiques d’un contact glissant”, presented at the Colloque Inter-universitaire Franco-Québecois, Saint lô, France, 2017, p. Art 08-08.

[70] J.-G. Bauzin and N. Laraqi, “Simultaneous Estimation of Frictional Heat Flux and Two Thermal Contact Parameters for Sliding Contacts”, Numer. Heat Transf. Part Appl., vol. 45, no. 4, pp. 313–328, Mar. 2004.

[71] J.G Bauzin, N. Laraqi, and A. Baïri, “Estimation of thermal contact parameters at the interface of two sliding bodies”, J. Phys. Conf. Ser., vol. 135, p. 012015, Nov. 2008.

[72] D. Maillet, Y. Jarny, D. Petit, “Problèmes inverses en diffusion thermique – Outils spécifiques de conduction inverse et de régularisation”, Tech. Ing. Phys. Stat. Mathématique, vol. base documentaire : 42619210., no. ref. article : be8267, Juillet 2011.

[73] D. Maillet and D. Petit, “Techniques inverses et estimation de paramètres. Partie 1&2”, Tech. Ing. Phys. Stat. Mathématique, vol. base documentaire : 42619210., no. ref. article : af4515, 2008.

[74] D. Maillet, Y. Jarny, et D. Petit, « Problèmes inverses en diffusion thermique Formulation et résolution du problème des moindres carrés », Techniques de l’ingénieur Transferts thermiques, vol. base documentaire : TIB214DUO., no ref. article : be8266, 2011.

[75] D. Maillet, Y. Jarny, et D. Petit, « Problèmes inverses en diffusion thermique Outils spécifiques de conduction inverse et de régularisation », Techniques de l’ingénieur Transferts thermiques, vol. base documentaire : TIB214DUO., no ref. article : be8267, 2011.

[76] K. Levenberg, « A method for the solution of certain non-linear problems in least squares », Quarterly of Applied Mathematics, vol. 2, no 2, p. 164‑168, juill. 1944.

[77] D. W. Marquardt, « An Algorithm for Least-Squares Estimation of Nonlinear Parameters », Journal of the Society for Industrial and Applied Mathematics, vol. 11, no 2, p. 431‑441, juin 1963.

[78] J. V. Beck, « Nonlinear estimation applied to the nonlinear inverse heat conduction problem », International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 13, no 4, p. 703‑716, avr. 1970.

[79] J. V. Beck et K. J. Arnold, Parameter Estimation in Engineering and Science, 1St Edition edition. New York: John Wiley & Sons Inc, 1977.

[80] A. N. Tikhonov et V. I. Arsenin, Solutions of ill-posed problems. Washington; New York: Winston ; Distributed solely by Halsted Press, 1977.

[81] J. J. Moré, « The Levenberg-Marquardt algorithm: Implementation and theory », in Numerical Analysis, vol. 630, G. A. Watson, Éd. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1978, p. 105‑116.

[82] J. V. Beck, B. Blackwell, et C. R. S. C. Jr, Inverse Heat Conduction: Ill-Posed Problems. James Beck, 1985.

[83] M. Raynaud et J. Bransier, « A New Finite-Difference Method for the Nonlinear Inverse Heat Conduction Problem », Numerical Heat Transfer, vol. 9, no 1, p. 27‑42, janv. 1986.

[84] H. R. B. Orlande et M. N. Ozisik, « Inverse problem of estimating interface conductance between periodically contacting surfaces », Journal of Thermophysics and Heat Transfer, vol. 7, no 2, p. 319‑325, avr. 1993.

[85] O. M. Alifanov, E. A. Artiukhin, et S. V. Rumiantsev, Extreme Methods for Solving Ill-Posed Problems With Applications to Inverse Heat Transfer Problems. New York: Begell House, 1995.

[86] C. Lawson et R. Hanson, Solving Least Squares Problems. Society for Industrial and Applied Mathematics, 1995.

[87] M. N. Ozisik, Inverse Heat Transfer: Fundamentals and Applications. CRC Press, 2000.

[88] P. Le Masson, T. Loulou, E. A. Artiukhin, P. Rogeon, D. Carron, et J. J. Quemener, « A numerical Algorithm for estimating the convection heat transfer coefficient during a metallurgical “Jominy end-quench” test », in Computational heat and mass transfer – CHMT 2001- Vol.II, Rio de Janeiro, 2001.

[89] T.-C. Chen et P.-C. Tuan, « Inverse problem of estimating interface conductance between periodically contacting surfaces using the weighting input estimation method », Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals, vol. 41, p. 477‑492, mai 2002.

[90] D. Maillet, T. Metzger, et S. Didierjean, « Integrating the Error in the Independent Variable for Optimal Parameter Estimation Part I: Different Estimation Strategies on Academic Cases », Inverse Problems in Science and Engineering, vol. 11, no 3, p. 175‑186, juin 2003.

[91] J. Kaipio et E. Somersalo, Statistical and Computational Inverse Problems, vol. 160. New York: Springer-Verlag, 2005.

[92] D. Maillet et D. Petit, « Techniques inverses et estimation de paramètres. Partie 1 », Techniques de l'ingénieur Physique statistique et mathématique, vol. base documentaire : 42619210., no ref. article : af4515, 2008.

[93] F. Volle, D. Maillet, M. Gradeck, A. Kouachi, et M. Lebouché, « Practical application of inverse heat conduction for wall condition estimation on a rotating cylinder », International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 52, no 1‑2, p. 210‑221, janv. 2009.

[94] D. Maillet, Y. Jarny, et D. Petit, « Problèmes inverses en diffusion thermique Modèles diffusifs, mesures, sensibilités », Techniques de l'ingénieur Transferts thermiques, vol. base documentaire : TIB214DUO., no ref. article : be8265, 2010.

[95] Y. Jarny, « Inverse Problems - Part A: Regularized Solutions », in Proceedings of the 5th METTI School, Roscoff, France, 2011, vol. Lecture 9.

[96] O. M. Alifanov, Inverse Heat Transfer Problems. Springer Science & Business Media, 2012.

[97] A. N. Tikhonov, A. Goncharsky, V. V. Stepanov, et A. G. Yagola, Numerical Methods for the Solution of Ill-Posed Problems. Springer Science & Business Media, 2013.

[98] J. Pontes, Computational heat and mass transfer – CHMT 2001- Vol.II. Editora E-papers.

[99] M. Bertin, F. Hild, S. Roux, "Optimization of a cruciform specimen geometry for the identification of constitutive parameters based upon full-filed measurements", Strain, Wiley-Blackwell, vol. 52, pp.307–323, 2016.

[100] Y.C Hon, T. Wei, "A fundamental solution method for inverse heat conduction problem," Eng. Anal. Bound. Elem., vol. 28, no. 5, pp. 489–495, May 2004.

[101] Blanc. G, "Problème multidimensionnel de conduction de la chaleur: optimisation du positionnement des capteurs et utilisation des mesures de thermo-déformations", PhD thesis, I.N.S.A. de Lyon, 1996.

[102] S. Vintroux, "Contribution à l'étude du comportement thermique des composants électroniques", Université Paris X, Paris, Décembre 2009.

[103] T. Lu, W. W. Han, P. X. Jiang, Y. H. Zhu, J. Wu, and C. L. Liu, "A two-dimensional inverse heat conduction problem for simultaneous estimation of heat convection coefficient, fluid temperature and wall temperature on the inner wall of a pipeline," Prog. Nucl. Energy, vol. 81, pp. 161–168, May 2015.

[104] N. Alilat, J.G Bauzin, N. Laraqi, A. Baïri, "Identification des paramètres thermiques de contact glissant : deux dispositifs expérimentaux dédiés", Applied Thermal Engineering, pp. 109–116, 2016.

[105] J.J Moré and D. C. Sorensen, "Computing a Trust Region Step", SIAM J. Sci. Stat. Comput., vol. 4, no. 3, pp. 553–572, Sep. 1983.

[106] T. F Coleman, Y. Li, "An Interior Trust Region Approach for Nonlinear Minimization Subject to Bounds", SIAM J. Optim., vol. 6, no. 2, pp. 418–445, May 1996.

[107] Y. Li, G. Wang, H. Chen, Z. Zhu, D. Zhang, “A decentralized fuzzy inference method for the inverse geometry heat conduction problem”, Applied Thermal Engineering, pp. 109–116, 2016.

[108] B. Ghadimi, F. Kowsary, and M. Khorami, “Heat flux on-line estimation in a locomotive brake disc using artificial neural networks”, Int. J. Therm. Sci., vol. 90, pp. 203–213, Apr. 2015.

[109] J. Steuben, J. Michopoulos, A. Iliopoulos, and C. Turner, “Inverse characterization of composite materials via surrogate modeling,” Compos. Struct., vol. 132, pp. 694–708, Nov. 2015.

[110] L. Pu, D. Qi, L. Xu, and Y. Li, “Optimization on the performance of ground heat exchangers for GSHP using Kriging model based on MOGA”, Appl. Therm. Eng., vol. 118, pp. 480–489, May 2017.

[111] P. Eguía, E. Granada, J. M. Alonso, E. Arce, and A. Saavedra, “Weather datasets generated using kriging techniques to calibrate building thermal simulations with TRNSYS”, J. Build. Eng., vol. 7, pp. 78–91, Sep. 2016.

[112] P.H Shaikh, N. Bin Mohd Nor, P. Nallagownden, I. Elamvazuthi, “Intelligent multi-objective optimization for building energy and comfort management”, Journal of King Saud University – Engineering Sciences, 2016.

[113] C.T Dia, “Optimisation via des algorithmes génétiques de modèles comportementaux destinés à la modélisation thermique dynamique de composants électroniques”, Université Paris 10, Paris, 2015.

[114] A. Sever, “A neural network algorithm to pattern recognition in inverse problems”, Applied Mathematics and Computation, vol. 221, pp. 484–490, 2013.

[115] M.D Shields, J. Zhang, “The generalization of Latin hypercube sampling,” Reliab. Eng. Syst. Saf., vol. 148, pp. 96–108, Apr. 2016.

[116] Y. Gratton, “Le krigeage: la méthode optimale d’interpolation spatiale”, Artic. Inst. Anal. Géographique, vol. 1, 2002.

[117] S. Baillargeon, “Le krigeage: revue de la théorie et application à l’interpolation spatiale de données de précipitations”, Université Laval, Québec, Avril 2005.

[118] H. Jalali, I. Van Nieuwenhuyse, and V. Picheny, “Comparison of Kriging-based algorithms for simulation optimization with heterogeneous noise,” Eur. J. Oper. Res., vol. 261, no. 1, pp. 279–301, Aug. 2017.

[119] B. Gaspar, A. P. Teixeira, and C. Guedes Soares, “Adaptive surrogate model with active refinement combining Kriging and a trust region method,” Reliab. Eng. Syst. Saf., vol. 165, pp. 277–291, Sep. 2017.

[120] “Repenser le Monde – La formule de l’intelligence”, Sciences & Vie, n°1197, Jun. 2017.

[121] J.-G. Bauzin, N. Keruzore, A. Gapin, J.-F. Diebold, and N. Laraqi, “Characterization of the thermal contact parameters in an airplane braking system using inverse methods”, in Third international conference on Thermophysical and Mechanical Properties of Advanced Materials, THERMAM 2016, Izmir, pp. 219–228, 2016.

[122] S. Panier, ‘’Étude théorique et expérimentale des points chauds dans les organes de friction. Application au freinage ferroviaire’’, Thèse de Doctorat, Université Scientifique et Technologique de Lille, 2002.

[123] R. Morice, M. Lihrmann, J.O Favreau, E. Morel, M. Megharfi, “Étude d’une gaine de mise en oeuvre des couples thermoélectriques en environnement graphite jusqu’à 2200K”, Proc. 11th Int. Metrology congress, 2003, Ine.fr.

[124] A. Neveu, K. El-Khoury, B. Flament, “Simulation de la conduction non linéaire en régime variable : decomposition sur les modes de branche”, Int. J. Therm. Sci., vol 38, pp. 289-304, 1999.

[125] A. Kirsch, “An Introduction to the Mathematical Theory of Inverse Problems”. Number 120 in Applied Mathematical Sciences. Springer-Verlag, New-York, 1996.

[126] M. Hanke, “Conjugate Gradient Type Methods for Ill-Posed Problems”, volume 327 of Pitman Research Notes in Mathematics. Longman, Harlow, 1995.

[127] T. Le Magueresse, J.H. Thomas, S. Paillasseur, J. Antoni, “Régularisation bayésienne appliquée à la méthode d’holographie acoustique de champ proche en temps réel”. Congrès Français d’Acoustique 2014, Méthodes d’inversion pour l’imagerie acoustique, 2014.

[128] A. Gatt, “Instabilités vibratoires des freins aéronautiques : approche transitoire et multi-physique”, Centrale Lyon, Lyon, 2017.

Annexe 1: Température dans un disque

Description du problème

L'ensemble de disques constitue le point de départ du problème. Lors du freinage, un effort de presse est appliqué sur les stators et rotors empilés. Par friction aux interfaces du frein il se génère alors de la chaleur, conséquence de la dissipation de l'énergie cinétique de l'avion. Nous commençons ainsi spontanément par la modélisation du carbone qui constitue notre source de chaleur principale du point de vue de l'équipement complet, lors du cycle de freinage. Il convient de démarrer par une modélisation partielle puis complète du problème. La modélisation partielle dite mono-disque, nous sert de base sur laquelle on va pouvoir valider nos hypothèses et vérifier la légitimité de la modélisation.

Le problème peut être schématisé de la manière suivante. Un disque, représentatif du stator 1, est soumis sur sa face de droite à un flux thermique généré par frottement. Sur sa face de gauche, il est laissé à l'air libre, avec lequel il échange son énergie par convection.

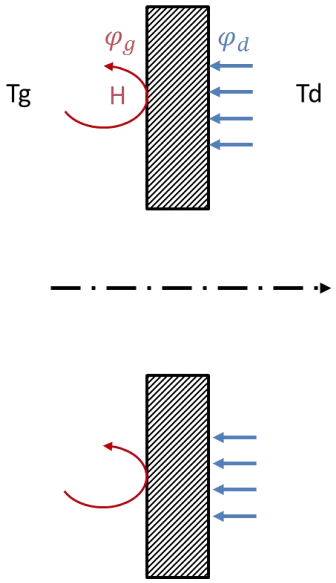


Figure 154 : Schéma du problème de diffusion de la chaleur dans un dispositif mono-disque

Ce problème peut se simplifier, tel qu'il l'a été démontré dans le chapitre précédent. Ainsi il peut être considéré comme unidirectionnel en considérant la propagation de l'énergie comme axisymétrique, dans l'épaisseur du disque. Cette simplification nous amène à la formation des hypothèses détaillées dans le paragraphe ci-dessous.

Hypothèses

Les hypothèses employées pour la modélisation sont les suivantes :

- ⇨ La direction privilégiée de la propagation de l'énergie est axiale (Z).
- ⇨ Les températures sont considérées homogènes sur la direction radiale (R).
- ⇨ Les températures sont considérées homogènes sur la direction azimutale (Ω).

Ces suppositions concernant la diffusion de l'énergie ont des conséquences sur le reste des conjectures que nous pouvons mettre en place pour la simplification du problème. La suite des hypothèses est donc formulée en prenant en compte les trois principales, et sont détaillées ci-après :

- ⇨ Le flux est pris uniforme sur une surface de contact Rotor/Stator (à droite sur la Figure 154).
- ⇨ Le Flux est uniforme sur une surface mouillée par le fluide (à gauche sur la Figure 154).
- ⇨ Le coefficient de frottement est identique en tout point de la surface de contact (à droite sur la Figure 154).
- ⇨ Les échanges latéraux sur les diamètres interne et externe ne sont pas pris en compte (surfaces latérales adiabatiques).

Il convient de mettre à jour la représentation schématique du problème, pour le mettre en équation en bonne et due forme :

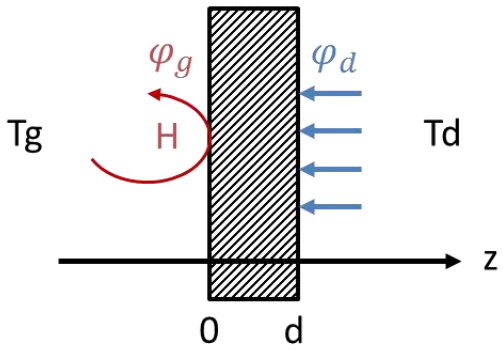


Figure 155 : Schéma simplifié du problème de diffusion de la chaleur dans un dispositif mono-disque

Le milieu est donc considéré semi-infini, et l'équation différentielle de la chaleur s'écrit :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{a}\frac{\partial T}{dt} \qquad [J] \quad (A1.1)$$

Conditions initiales et aux limites

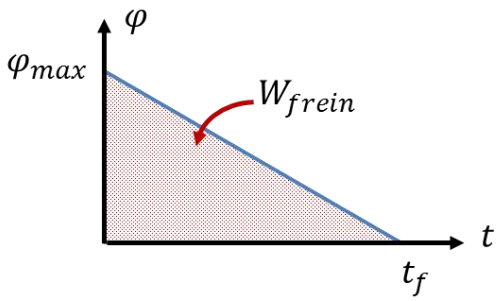
La condition initiale du système est simple. La température en tout point du système est équivalente à la température initiale considérée T_i :

$$T(z,0) = T_i \qquad [K] \quad (A1.2)$$

La condition aux limites de gauche correspond à une condition de Fourrier (coefficient d'échange imposé). Nous imposons cette contrainte au système suivant la relation (A1.3) :

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial z}\Big|_{z=0} = H(T(0,t) - T_g) \qquad [W] \quad (A1.3)$$

La condition aux limites de droite s'apparente à une condition de Neumann (flux imposé). Nous imposons alors la dérivée de la température à la paroi de droite. Le flux imposé est représenté par une droite linéaire décroissante, image simpliste d'un flux rencontré lors d'un cycle de freinage. Le flux est ainsi équivalent à sa valeur maximum en début de freinage, et nul lorsque l'avion s'arrête.



$$\lambda \frac{\partial T}{\partial z}\Big|_{z=d} = \varphi_{max}\left(1 - \frac{t}{t_f}\right) \qquad [W] \quad (A1.4)$$

Figure 156 : Schéma de la condition aux limites de droite

Modélisation analytique

La modélisation analytique est généralement privilégiée pour obtenir des simulations rapides et précises. Une formulation analytique est la solution exacte du problème de diffusion de la chaleur, qui prend pour paramètres le temps et les coordonnées du point considéré. Nous avons accès ainsi à la température de tout point du domaine, pour n'importe que tel temps. Elle correspond donc naturellement aux contraintes de notre projet en termes de ressources consommées, puisqu'un seul calcul mathématique est nécessaire pour connaître la température d'un point à un instant donné. Les erreurs de calcul sont aussi très simples à détecter, puisque les solutions associées deviennent simplement aberrantes. Le problème de conduction de la chaleur a été approché par de nombreux auteurs [48] [49]. Leurs travaux permettent de proposer une base de travail applicable à ce cas simple.

Cependant, les formulations analytiques ne sont pas triviales à obtenir, en particulier pour les problèmes complexes. Nous prendrons pour simple exemple, l'expression analytique du rayonnement parfois impossible à résoudre. Généralement, des simplifications sont réalisées tel que la linéarisation. Enfin, si l'on souhaite ajouter la modélisation d'un phénomène (convection ou rayonnement par exemple), il faut reconstruire l'ensemble du modèle. Cela peut s'avérer consommateur de temps. Toute erreur de modélisation est aussi difficile corriger.

Par mesure de simplification des équations on effectue le changement de variable suivant :

$$\theta(z,t) = T(z,t) - T_i \qquad [K] \quad (A1.5)$$

L'équation (A1.1) devient alors :

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} = \frac{1}{a}\frac{\partial \theta}{dt} \qquad [J] \quad (A1.6)$$

Et le système d'équation décrivant le problème :

C.I $$\theta(z,0) = 0 \qquad [K] \quad (A1.7)$$

CL.G $$\lambda \frac{\partial \theta}{\partial z}\Big|_{z=0} = H_g(\theta(0,t) - \theta_g) \qquad [W] \quad (A1.8)$$

CL.D $$\lambda \frac{\partial T}{\partial z}\Big|_{z=d} = \varphi_{max}\left(1 - \frac{t}{t_f}\right) \qquad [W] \quad (A1.9)$$

Nous appliquons par la suite la transformée Intégrale de Laplace pour résoudre l'équation différentielle. L'équation (4.6) devient alors :

$$\frac{\partial^2 \bar{\theta}}{\partial z^2} = \frac{p}{a}\bar{\theta} \qquad [-] \quad (A1.10)$$

La condition initiale de l'équation (A1.7) et les conditions aux limites (A1.8) et (A1.9) sont exprimée dans l'espace de Laplace tel que :

C.I $$\overline{\theta}(z,0) = 0 \quad [-] \quad (A1.11)$$

CL.G $$\lambda \frac{\partial \overline{\theta}}{\partial z}\bigg|_{z=0} = H_g(\overline{\theta}(0,t) - \frac{\overline{\theta_g}}{p}) \quad [-] \quad (A1.12)$$

CL.D $$\lambda \frac{\partial \overline{\theta}}{\partial z}\bigg|_{z=d} = \varphi_{max}\left(\frac{1}{p} - \frac{t}{t_f \times p^2}\right) \quad [-] \quad (A1.13)$$

Nous cherchons désormais une solution de la forme :

$$\overline{\theta}(z,p) = Ae^{-qz} + Be^{qz}, \quad q = \sqrt{\frac{p}{a}} \quad [-] \quad (A1.14)$$

Avec les coefficients A et B donnés par :

$$B = \frac{\varphi_{max}\left(\frac{1}{p} - \frac{t}{t_f \times p^2}\right)}{\left(\frac{\lambda q - H_g}{\lambda q + H_g}\right)\lambda q e^{-qd} + \lambda q e^{qd}}, \quad A = \frac{-B(H_g - \lambda q)}{\lambda q + H_g} \quad [-] \quad (A1.15)$$

La solution température au point d'abscisse z considéré, à l'instant t voulu est obtenu par transformée Intégrale de Laplace inverse. La transformée inverse est généralement données par des tables, dans lesquelles on retrouve les expressions les plus courantes. Ici la formulation de notre solution dans l'espace de Laplace ne fait pas partie des transformée usuelles. L'inversion est donc résolue numériquement à partir d'un modèle basé sur la méthode de Stehfest [47] [48] [63]. La transformée inverse de la fonction $\overline{\theta}(p)$ peut se calculer, pour tout point du temps et de l'espace réel par :

$$T(t) = \frac{\ln 2}{t} \sum_{k=1}^{10} C(k) \times \overline{\theta}\left(\frac{k \ln 2}{t}\right) \quad [K] \quad (A1.16)$$

Avec les coefficients $C(k)$ connus allant de 1 à 10 coefficients pour la simple précision, jusqu'à 20 pour la double précision. Plus de détails sur l'inversion numérique de la transformée de Laplace seront donnés dans le paragraphe 3.2.6. Cette solution d'inversion numérique a été privilégiée dans un premier temps pour sa simplicité de mise en œuvre.

Modélisation numérique

La modélisation numérique, bien que non exacte est souvent privilégiée dans le monde de l'industrie pour sa facilité de mise en œuvre. Ce genre de solution est très modulable, et il est aisé d'ajouter ou d'enlever la prise en compte d'un phénomène, sans avoir à reconstruire le modèle. Les erreurs ont généralement un impact moins élevé qu'une solution analytique. Enfin, sa mise en place nous permet aussi de comparer ses résultats à la modélisation précédente, afin de valider la modélisation du système mono-disque.

En revanche, il ne s'agit pas de la solution exacte, mais discrète. Le résultat sera donc fortement dépendant du pas de temps et d'espace choisi pour la modélisation. En conséquence plus la discrétisation est fine, plus le temps de calcul devient long. Il s'agit également d'un calcul itératif, car l'état à l'instant considéré est toujours déterminé à partir de l'état précédent. Cela peut donc devenir

un problème avec les contraintes imposées sur le temps de simulation. Enfin la détection d'erreur peut parfois être très ardue, car l'impact de l'erreur est parfois minime sur la solution.

Le modèle est construit à partir d'un schéma numérique aux différences finies ou volumes de contrôle. La description des phénomènes se base sur un schéma numérique Euler centré et implicite pur. Ce choix est justifié par son caractère inconditionnellement stable. Le milieu considéré monodimensionnel, est composé d'éléments de couronne car la température est considérée homogène par sections. Le bilan thermique d'un élément de masse dm de couronne s'écrit :

$$dm \times Cp \times \frac{\partial T}{\partial t} = \emptyset_e - \emptyset_s + \emptyset_p \qquad [W] \quad (A1.17)$$

Selon sa configuration, le système peut être décrit selon trois types de nœuds. Les nœuds de type interne, sont compris au centre du disque repérés par les volumes verts. Le nœud d'extrême gauche sur lequel on impose la condition aux limites de Fourrier est entouré de rouge. Enfin le nœud à l'extrême droite sur lequel on impose la condition aux limites de Neumann est repéré par la couleur bleue.

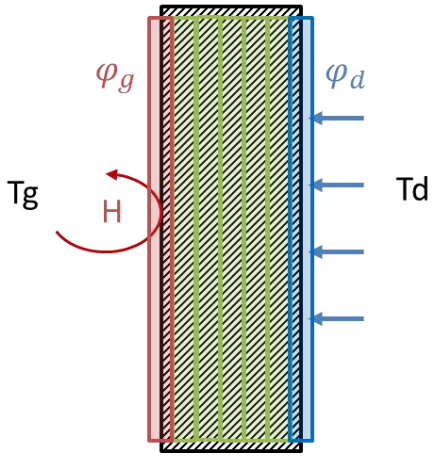


Figure 157 : Schéma simplifié de la répartition du type de nœuds dans le dispositif mono-disque

Pour un élément de couronne au centre du disque **en vert**, le bilan thermique permet d'écrire selon les hypothèses réalisées et le schéma numérique employé, l'équation suivante. Considérant le volume de contrôle j à l'instant n, l'équation traduit le niveau d'énergie en transit dans le volume considéré :

$$\rho\, S\, \Delta z\, Cp \times \frac{T_j^{n+1} - T_j^n}{\Delta t} = \lambda\, S \times \frac{T_{j-1}^{n+1} - T_j^{n+1}}{\Delta z} + \lambda\, S \times \frac{T_{j+1}^{n+1} - T_j^{n+1}}{\Delta z} \qquad [W] \quad (A1.18)$$

Le bilan thermique sur l'élément situé à l'extrême gauche **en rouge**, permet d'écrire l'équation (A1.19). Notons ici l'apparition du terme traduisant la convection, imposé par la condition aux limites de Fourrier :

$$\rho\, S\, \frac{\Delta z}{2}\, Cp \times \frac{T_j^{n+1} - T_j^n}{\Delta t} = \lambda\, S \times \frac{T_{j+1}^{n+1} - T_j^{n+1}}{\Delta z} - H\, S \times \left(T_j^{n+1} - T_g^{n+1}\right) \qquad [W] \quad (A1.19)$$

Enfin, nous pouvons réaliser le bilan thermique sur le volume de contrôle situé à l'extrême droite **en bleu**. La condition aux limites de Neumann fait apparaitre un terme de flux φ_d, décrit à l'équation (A1.4).

$$\rho S \frac{\Delta z}{2} Cp \times \frac{T_j^{n+1} - T_j^n}{\Delta t} = \lambda S \times \frac{T_{j-1}^{n+1} - T_j^{n+1}}{\Delta z} + \varphi_d^{n+1} \quad [W] \quad (A1.20)$$

Pour chaque volume de contrôle appelé N, nous pouvons remarquer que l'équation du bilan thermique peut s'écrire sous une forme bien particulière [98] :

$$\alpha_N \times T_{N-1}^{n+1} + \beta_N \times T_N^{n+1} + \gamma_N \times T_{N+1}^{n+1} = \delta_N \quad [W] \quad (A1.21)$$

Les termes α_N, β_N et γ_N sont respectivement associés aux températures du nœud précédent, de l'élément considéré et du suivant. Enfin le terme de droite δ représente l'ensemble des termes que nous n'ayons pas pu associer avec les températures au temps $^{n+1}$ des nœuds. Ainsi pour tout pas de temps il existe le système tri-diagonal ci-après dans lequel toutes les équations sont présentes [36] :

$$\begin{bmatrix} \beta_1 & \gamma_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \ddots & \ddots & \ddots & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & \ddots & \ddots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \alpha_i & \beta_i & \gamma_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \ddots & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \ddots & \ddots & \ddots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \alpha_N & \beta_N \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} T_1^{n+1} \\ \vdots \\ \vdots \\ T_i^{n+1} \\ \vdots \\ \vdots \\ T_N^{n+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta_1 \\ \vdots \\ \vdots \\ \delta_i \\ \vdots \\ \vdots \\ \delta_N \end{bmatrix} \quad [W] \quad (A1.22)$$

Pour déterminer les températures au temps $^{n+1}$, la résolution du système passe par l'inversion de la matrice des facteurs α_N, β_N et γ_N.

$$\begin{bmatrix} T_1^{n+1} \\ \vdots \\ \vdots \\ T_i^{n+1} \\ \vdots \\ \vdots \\ T_N^{n+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta_1 \\ \vdots \\ \vdots \\ \delta_i \\ \vdots \\ \vdots \\ \delta_N \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \beta_1 & \gamma_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \ddots & \ddots & \ddots & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & \ddots & \ddots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \alpha_i & \beta_i & \gamma_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \ddots & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \ddots & \ddots & \ddots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \alpha_N & \beta_N \end{bmatrix}^{-1} \quad [K] \quad (A1.23)$$

L'inversion de matrice peut rapidement devenir très coûteuse en temps de calcul. Ce d'autant que le nombre de nœuds est important. De surcroît cette opération doit être effectuée pour chaque pas de temps car le système résout le problème à l'instant n. L'alternative proposée permet de simplifier le système et de se priver d'inversion de matrice. On utilise dans ce cas l'algorithme de Thomas. Le système tri-diagonal devient un système bi-diagonal dont la diagonale principale est composée de la quantité unitaire 1. On peut aussi utiliser l'algorithme des gradients conjugués. L'équation (A1.22) devient :

$$\begin{bmatrix} 1 & S_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & \ddots & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \ddots & \ddots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & S_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \ddots & S_{N-1} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} T_1^{n+1} \\ \vdots \\ \vdots \\ T_i^{n+1} \\ \vdots \\ \vdots \\ T_N^{n+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} e_1 \\ \vdots \\ \vdots \\ e_i \\ \vdots \\ \vdots \\ e_N \end{bmatrix} \quad [K] \quad (A1.24)$$

Avec les coefficients S et e, donnés par les équations (3.25) à (3.29) :

$$S_1 = \frac{\gamma_1}{\beta_1} \quad [-] \quad (A1.25) \qquad e_1 = \frac{S_1 \delta_1}{\gamma_1} \quad [K] \quad (A1.27)$$

$$S_j = \frac{\gamma_j}{\beta_1 - \alpha_j S_{j-1}} \quad [-] \quad (A1.26)$$

$$e_j = \frac{S_j}{\gamma_j}\left(\delta_j - \alpha_j e_{j-1}\right) \quad [K] \quad (A1.28)$$

$$e_N = \frac{(\delta_N - \alpha_N e_{N-1})}{(\beta_N - \alpha_N S_{N-1})} \quad [K] \quad (A1.29)$$

Le calcul des températures au temps souhaité $^{n+1}$, sont alors calculés par récurrence à partir du dernier terme T_N^{n+1}. Nous pouvons déterminer les températures de tous les nœuds du système avec les relations (A1.30) et (A1.31) ci-après.

$$T_N^{n+1} = e_N \quad [K] \quad (A1.30)$$

$$T_i^{n+1} = e_i - S_i T_{i+1} \quad [K] \quad (A1.31)$$

Résultats et comparaison

L'écriture des deux modèles est réalisée sous Matlab. Traçons la température à cœur du dispositif mono-disque, relevée à l'abscisse $d/2$.

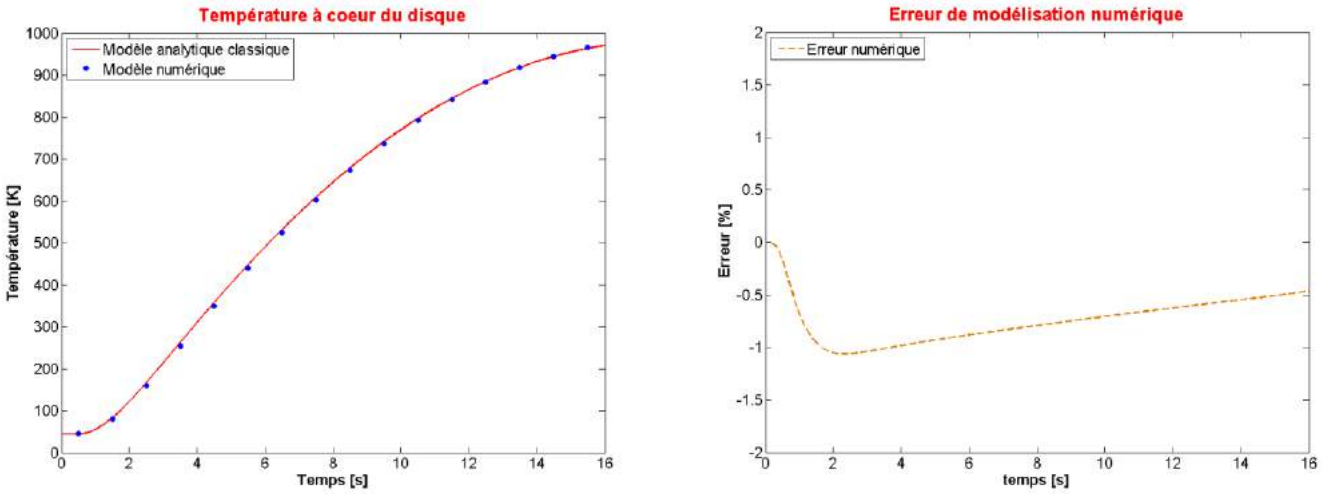


Figure 158 : Comparaison des méthodes analytique et numérique de modélisation sur le dispositif mono-disque

Les résultats montrent tel qu'attendu, une élévation de la température au centre du disque. Les résultats des deux modèles sont sensiblement en accord. Cette corrélation entre les deux principes de modélisation nous permet de valider notre travail analytique et numérique. On peut aussi tracer l'influence de la température en fonction de la position du thermocouple dans le disque :

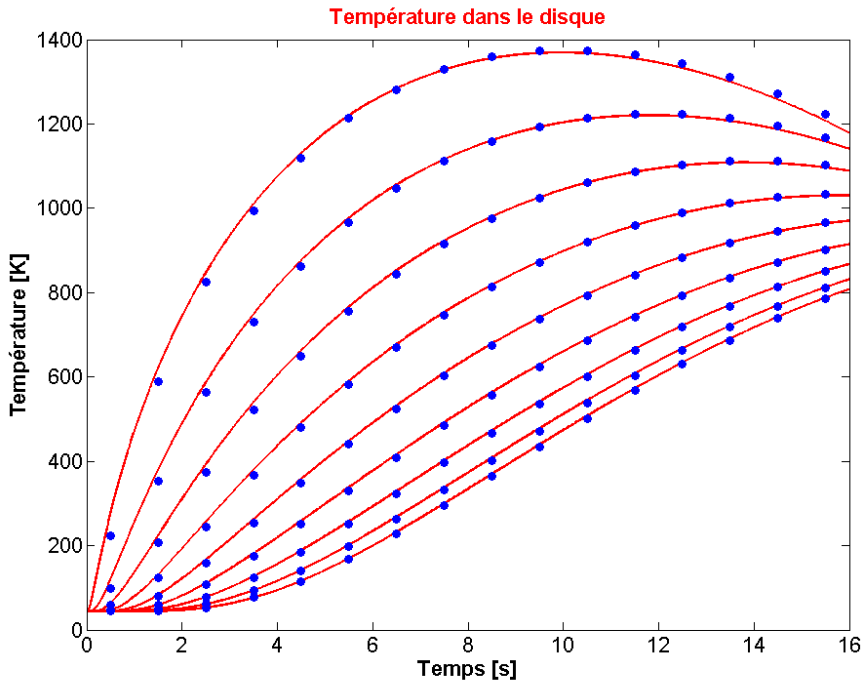


Figure 159 : Comparaison des méthodes de 10% à 90% de l'épaisseur du disque par pas de 10%

Nous pouvons donc continuer l'étude sur ces types de modèles. Les courbes sont quasiment superposées, puisque l'erreur numérique ne dépasse pas les 1,1%. L'influence de la taille de maille n'est pas référencée dans ce document mais a été réalisée. Notons qu'un pas d'espace de 0.2mm (100 nœuds) est suffisant pour capter convenablement le gradient thermique dans le disque lors du freinage. Notons que l'erreur augmente à mesure que l'on s'approche de la condition aux limites de droite où le gradient est important. Nous pouvons désormais complexifier la modélisation en ajoutant des disques au domaine de simulation pour nous approcher de la géométrie du frein observée sur l'équipement.

Annexe 2: Résultats et corrélation calculs essais

Nous observons que la cinétique thermique de l'ensemble des quatre principales zones est bien reproduite. Les niveaux de température atteints sont du même ordre et la cinétique thermique en accord avec les mesures sur banc d'essai.

Zone	Précision T_{max}	Précision t à T_{max}	Précision Refroidissement
Carbone	4%	393%	2%
Tube	38%	44%	20%
Roue	4%	15%	5%
Couronne	8%	58%	2%

Tableau 35 : Niveau de corrélation calcul-essais, avion monocouloir court-courrier

Ces critères de précision sont calculés à partir des courbes de température suivant les différentes zones de l'équipement ci-après :

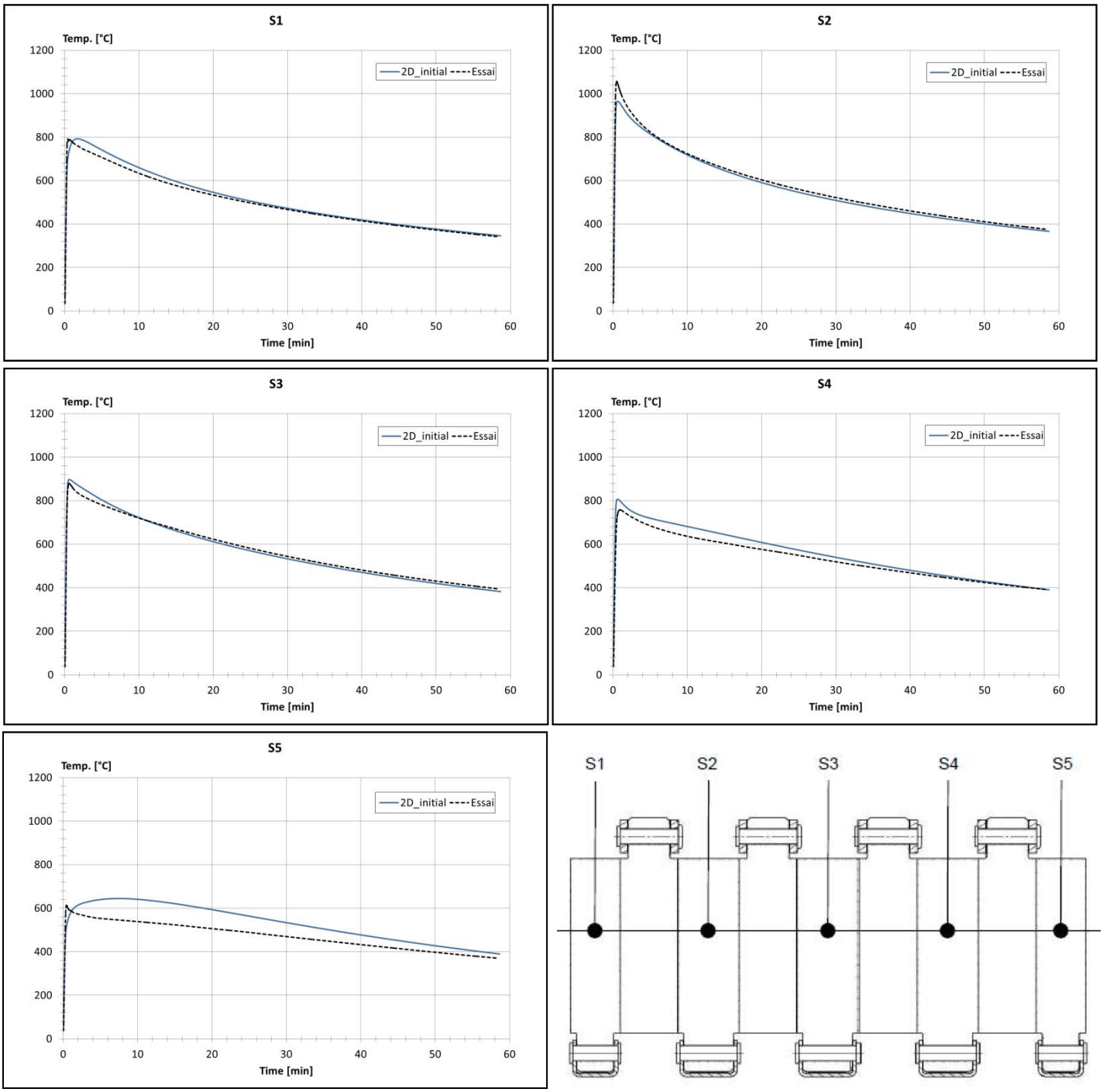


Figure 160 : Corrélation calcul-essai pour un avion court-courrier – Zone du PdC

En effet nous pouvons analyser que la cinétique des disques de carbone est fidèlement reproduite, sil l'on se concentre sur la globalité du cycle. La phase freinage est très perfectible, mais le calcul des conditions aux limites du puits de chaleur par la simulation de son environnement proche permet de capter le comportement global d'un frein en réponse à une sollicitation tel qu'un freinage d'énergie Overload, notamment par l'estimation du TAT précise à 2%.

Le tube de couple proche du carbone est aussi fidèlement simulé. Notons tout de même un problème sur la zone de boulonnage entre l'essieu et le tube en TT2. Nous suspectons cependant que le thermocouple se soit désolidarisé du tube de couple lors de l'essai en raison des vibrations. Il y'a donc de fortes chances qu'il mesure la température du protecteur d'essieu.

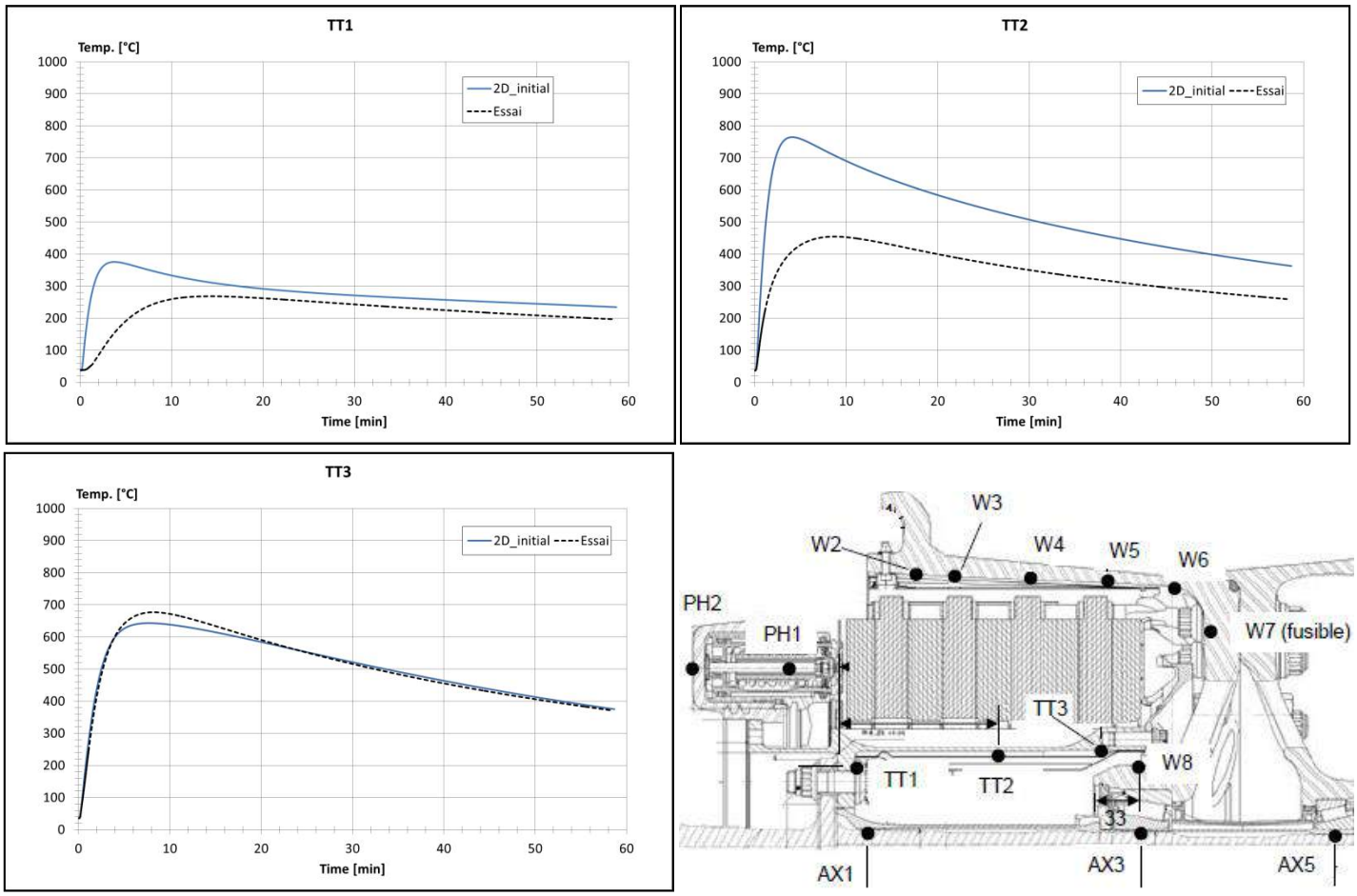


Figure 161 : Corrélation calcul-essai pour un avion court-courrier – Zone du tube de couple

Au niveau de la roue la température maximum est très bien captée de même que la cinétique de refroidissement dont la pente est bien reproduite. Seule la cinétique d'échauffement semble à perfectionner dans la zone du bead seat, ce qui est intimement lié aux résistances de contact entre la source de chaleur et la jante, la jante et le pneumatique mais aussi aux phénomènes convectifs.

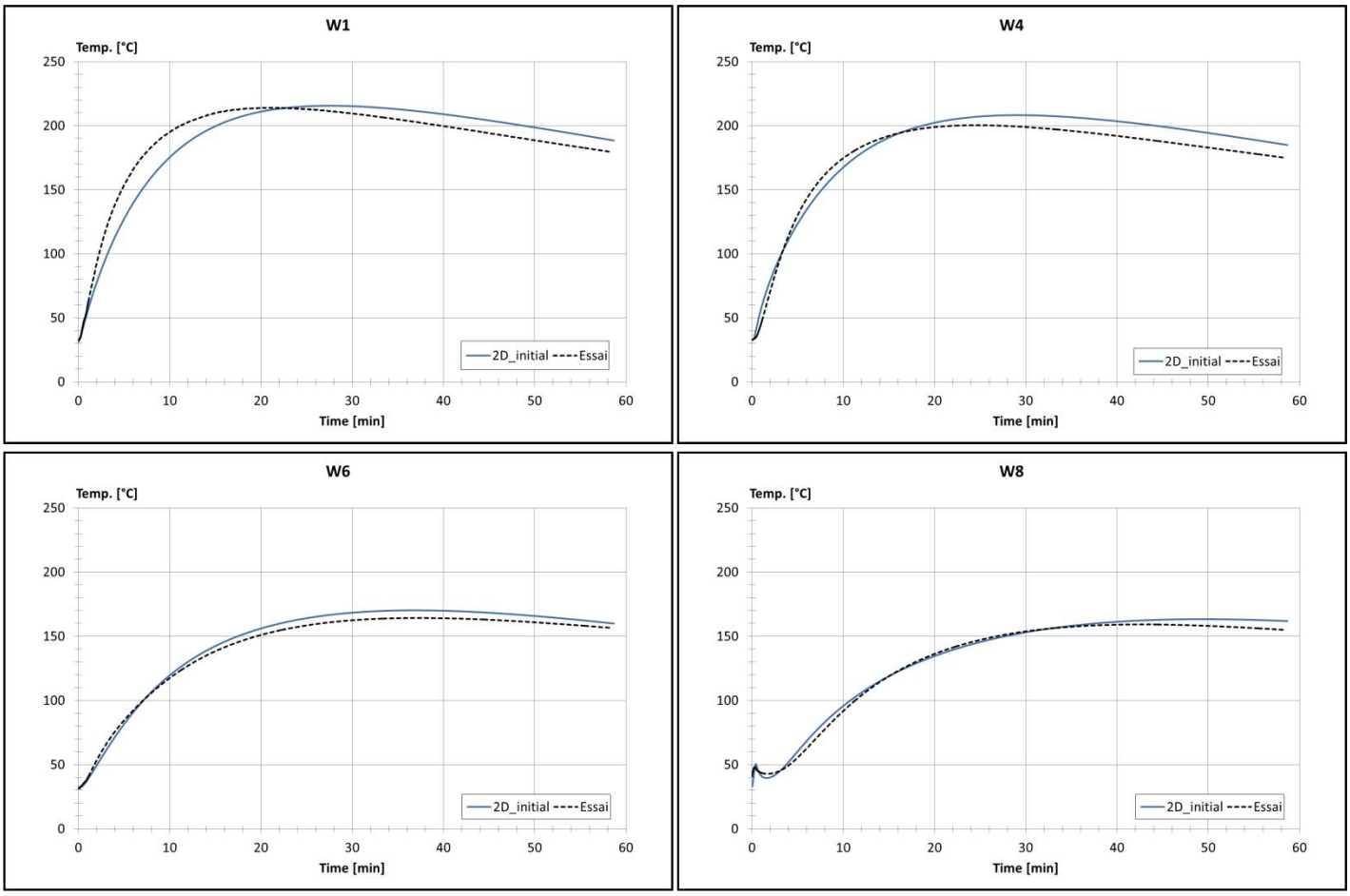


Figure 162 : Corrélation calcul-essai pour un avion court-courrier – Zone de la roue côté frein

Enfin pour la couronne, la modélisation est grandement à améliorer. La cinétique est mal reproduite, ce qui peut provenir d'une simplification trop importante de la géométrie très complexe de cette zone.

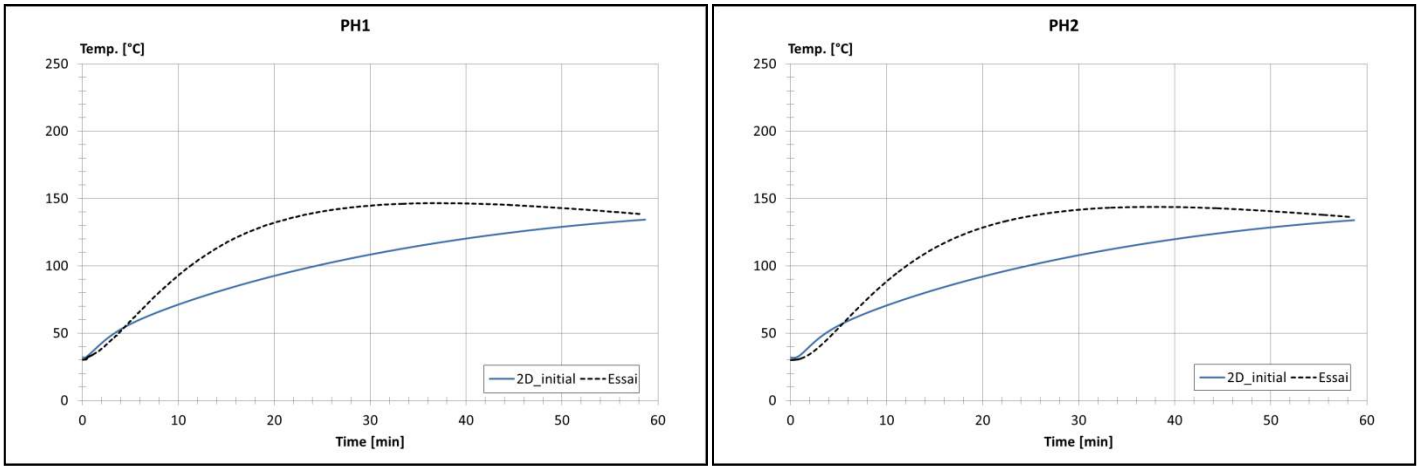


Figure 163 : Corrélation calcul-essai pour un avion court-courrier – Zone de la couronne

De manière générale, nous sommes satisfaits de résultats obtenus. En revanche nous constatons des points d'amélioration importants.

Commençons par la remarque qui occupe la place la plus importante de notre analyse, tant pour l'amélioration de la précision de l'outil que pour la suite de la thèse. Il est encore évident que pour l'ensemble des zones, les conditions aux limites sont mal maitrisées. Pour le carbone, les flux aux interfaces sont calculés par la relation (1.18). Nous observons dans notre cas Figure 165, que le niveau

de corrélation entre les températures à cœur des stators déterminées par calcul et par la mesure est faible. Cet écart est dû à la mauvaise modélisation du phénomène de dissipation de l'énergie par frottement. Ce problème est important, car il constitue l'une des données d'entrée du problème. Il a donc des conséquences de premier ordre sur l'ensemble des résultats. Si la méthode employée actuellement fonctionne bien sur ce programme court-courrier, c'est parce que Safran Landing Systems s'est basé sur celui-ci en particulier pour développer sa méthode de dimensionnement Fluent et de calcul des conditions aux limites. En revanche, le Tableau 36 illustre les écarts de prédiction du TAT et sur la roue en moyenne pour les différents programmes. La Figure 164 ci-dessous montre aussi l'impact d'une répartition de flux différente pour une même énergie, sur la cinétique thermique de l'équipement.

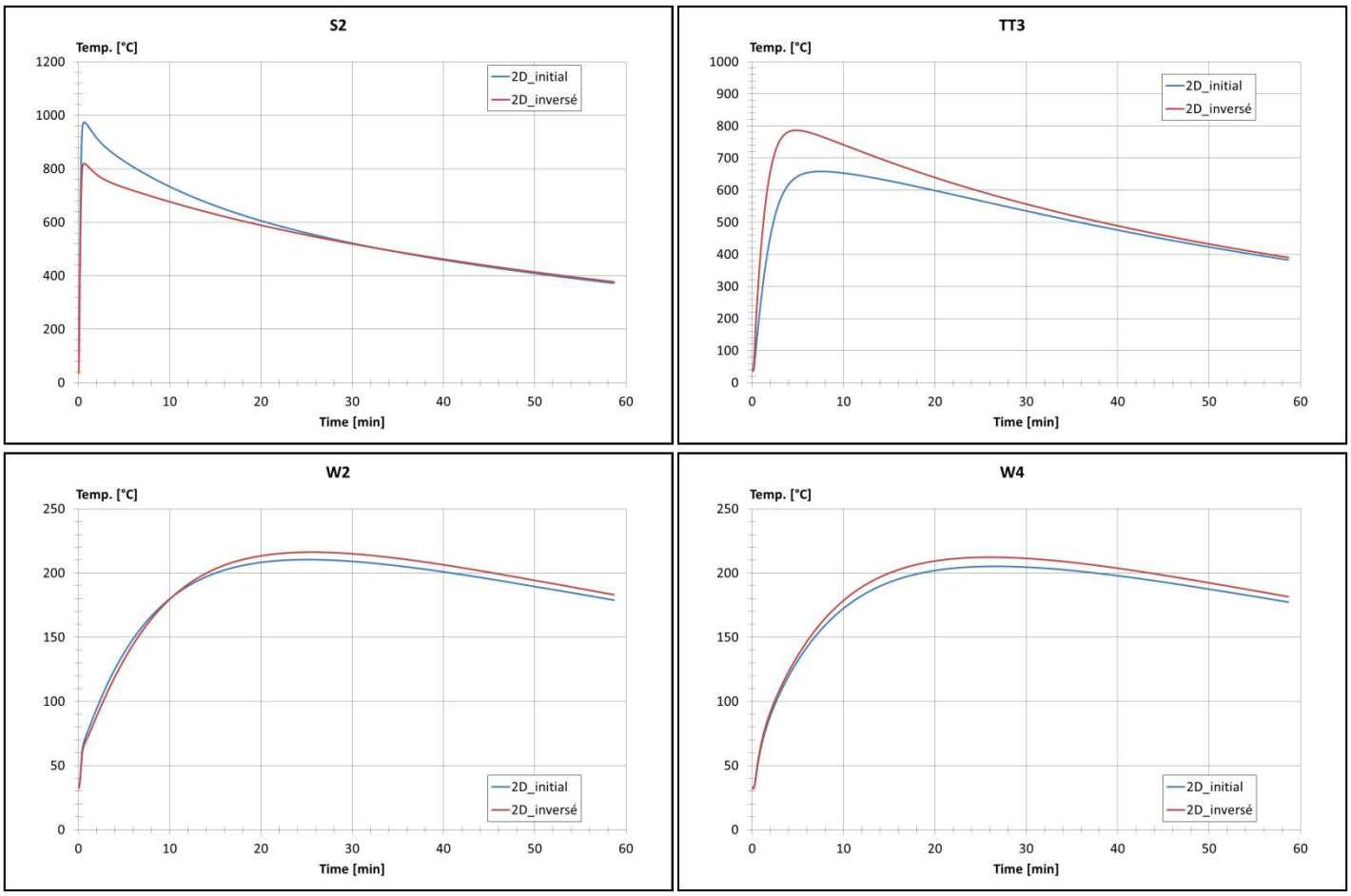


Figure 164 : Impact de la répartition de flux sur la température dans l'équipement sur le carbone et la roue

L'impact reste très modéré sur le TAT, l'énergie ayant eu largement le temps de s'homogénéiser dans l'équipement. A partir de 30 minutes, nous constatons une surélévation non négligeable de la température de jante de 7°C soit 3.5%. Nous montrons ainsi l'importance capitale de maîtriser les flux aux interfaces, car tous les autres paramètres non calibrés vont dépendre de cette donnée. Tant que les flux ne seront pas caractérisés, il sera impossible de réaliser ce travail sur les autres paramètres de contact et d'émissivité permettant d'établir avec précision le chemin de l'énergie et à la cinétique thermique exacte de l'environnement du carbone.

La figure suivante est une illustration des différences entre la mesure et la prédiction, sur la période de freinage dans les disques. Nous observons des écarts conséquents qu'il convient de corriger.

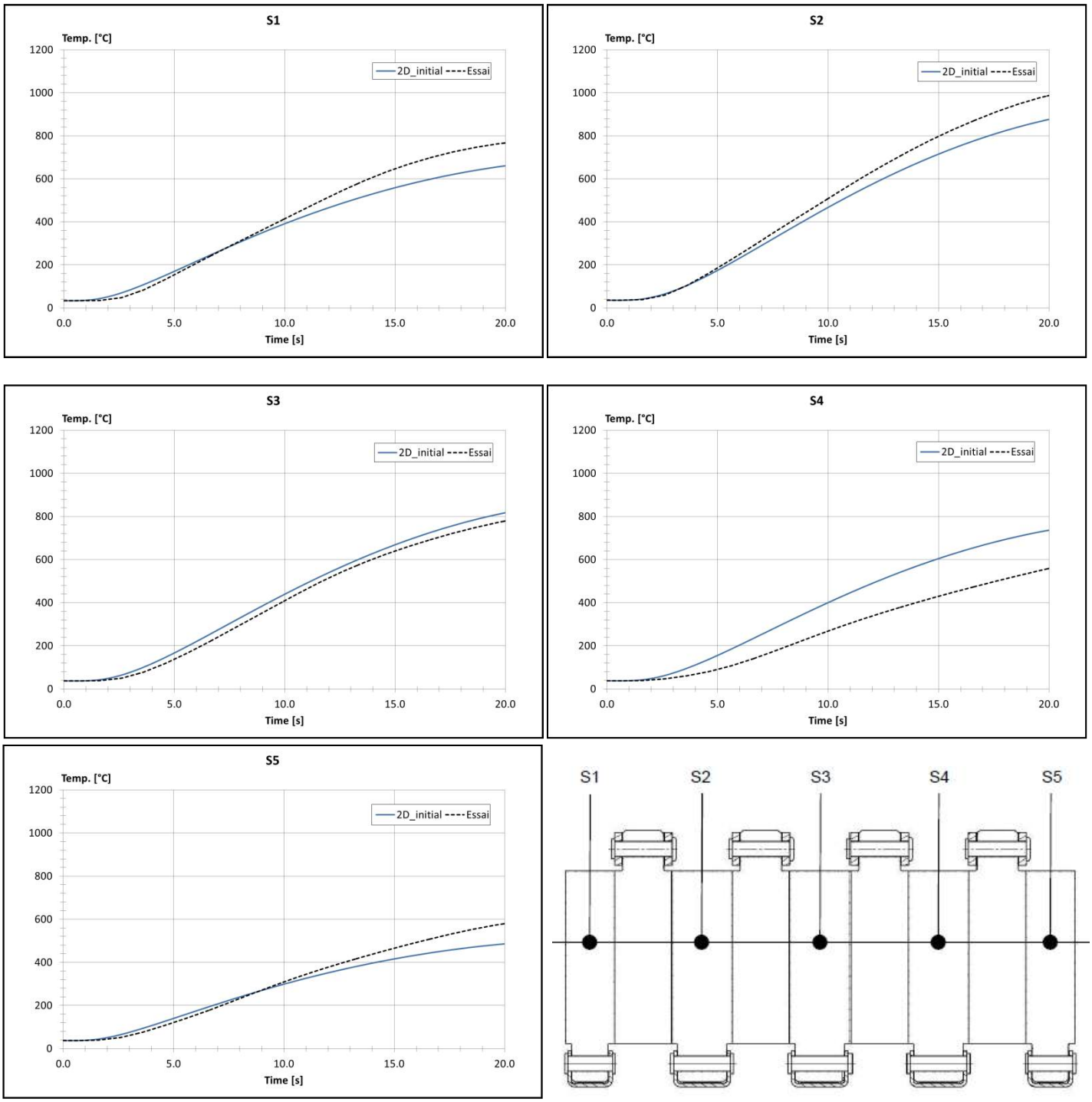


Figure 165 : Corrélation calcul-essai pour un avion court-courrier – Zone du PdC (zoom freinage)

Notons bien à partir de cet instant, que le premier travail d'amélioration de la précision de l'outil consiste à déterminer les conditions aux limites permettant d'obtenir par simulation les résultats issus des essais en pointillés noirs. Cela concerne en premier lieux les flux comme peut le montrer la sensibilité du modèle aux différents paramètres Figure 97. L'identification d'autres paramètres ou conditions aux limites, dans le but d'améliorer la précision de l'outil peut s'avérer perdu si effectués en premier, car déterminés à partir d'une solution présentant une erreur ou des écarts avec la réalité dès le freinage qui se retrouveront intrinsèquement dans les variables identifiées. Nous constatons également sur les Figure 160 à Figure 163, que les résistances de contact entre le carbone et le tube et le carbone et la roue sont mal calculées. Nous nous sommes basé sur les modèles 3D, calibrés par nature sur un programme court-courrier. Nous n'avons également pas trouvé dans la littérature de données convaincantes sur les valeurs de résistances de contact entre différents matériaux et pour

des pressions variables. Il en est de même pour les émissivités des matériaux, ainsi que des écrans qui ont généralement la tendance à s'oxyder fortement. Ainsi les résistances thermiques associées aux contacts entre le modèles 1D, 2D et 0D, mais aussi les différentes émissivités ne seront que bien calibrées et estimées que lorsque nous auront fait ce premier travail sur les conditions aux limites du puits de chaleur pendant la période du freinage. Etablissons la table des corrélations calcul-essais, pour l'ensemble des avions court et long courrier, civils modélisés :

Zone	Précision T_{max}	Précision t à T_{max}	Précision Refroidissement
Carbone	11%	221%	6%
Tube	21%	24%	19%
Roue	5%	29%	10%
Couronne	35%	133%	80%

Tableau 36 : Niveau de corrélation calcul-essais moyens, tout avions simulés

Selon le besoin, les résultats sont suffisamment en accord avec les essais, pour passer à l'étape d'industrialisation de l'outil. Cette étape est importante et mène vers une version finalisée et directement utilisable pour nos utilisateurs cible. Pour cela, nous devons passer différents jalons de maturité technologiques appelés jalons TRL. L'échelle TRL est un système de mesure qui nous permet d'évaluer le degré de maturité d'une technologie. Appliquée à un outil ou une méthode de calcul scientifique, nous pouvons établir la table ci-dessous donnant la définition des niveaux TRL :

Niveau	Description
1	Étude bibliographique et premier cadrage du projet
2	Identification des enjeux et hypothèses
3	Briques de modèle ou méthode validées
4	Modèle ou méthode assemblés avec des résultats quantitativement en accord avec l'attendu
5	Modèle ou méthode conformes aux besoins experts, cohérents après recalage avec du démontré par des calculs analytiques ou des essais
6	Modèle ou méthode finalisés et validés pour le périmètre d'utilisation cible avec une documentation réalisée

Tableau 37 : Définition des jalons de maturité technologique de l'outil

Dans le paragraphe 1.2.2.3.4 du chapitre I, nous n'avons pas spécifié le degré de maturité souhaité par Safran Landing Systems pour l'outil de simulation. Il a été formulé oralement au début de cette thèse par le comité d'audit technique constitué d'experts, que le niveau TRL3 à TRL4 constituait un objectif ambitieux mais atteignable. Un tel niveau devait permettre de fournir des premiers éléments de réponse technique en phase de pré-dimensionnement, au moins pour des études de sensibilités et d'impact qualitatif des différentes technologies sur la thermique de l'équipement. Au cours de la thèse, nous avons été en mesure de valider le jalon TRL3 au 30 Novembre 2016. Les différentes briques du modèle ont été techniquement validées une à une (pour les quatre zones principales et les conditions aux limites). Au mois de Novembre 2017, nous avons pu mettre en avant notre capacité à modéliser le comportement thermique global de la roue et de frein, en validant le jalon TRL4. Les briques assemblées ont montré un bon accord avec la physique attendue (Figure 160 à Figure 163), et même un niveau de corrélation satisfaisant avec les essais (Tableau 36). Aussi la mise à disposition de l'outil en phase Alpha nous a conforté dans son succès auprès des utilisateurs cible, dont l'enthousiasme n'a cessé de grandir. Le périmètre d'utilisation de l'outil s'en est retrouvé élargi, avec des cas d'utilisation originaux et non prévus initialement dans le cadrage. L'outil a donc été soumis à plusieurs stress tests, montrant sa capacité à fournir une réponse aux besoins des différents services de la division Roue et Freins :

Cas d'application	Périmètre d'application	Satisfaction client ?
Pré-dimensionnement 737-10	Prévu	Oui
Réponse aux cycles compagnies 737NG-LL	Prévu	Oui
Usure carbone 777X	Non prévu	Oui
Pré-dimensionnement A350-2000	Prévu	Oui
Comparaison de performances carbone A320 HC	Prévu	Oui
Usure carbone A320 HC	Non prévu	Oui
Détermination du couple généré par un frein défaillant	Non prévu	Oui
Réponse aux cycles compagnes A320 LL	Prévu	Oui
Montage de roulement par chauffe de moyeu	Non prévu	Oui

Tableau 38 : Table des applications et des mises à l'épreuve de l'outil complet

Ci-dessous nous montrons pour cinq programmes différents, la corrélation calcul essais selon les quatre zones principales. Les corrélations se font pour un florilège de programmes civils en service et qualifiés par essais, qu'ils soient long-courrier ou court-courrier. Les cycles simulés sont tous différents et définis par l'avionneur. Ce paragraphe fournit donc une bonne idée de la qualité de la réponse fournie par l'outil à son stade de développement. Les sondes dont la dénomination est Sx et Rx, correspondent aux thermocouples placés dans les disques de carbone. Celles du tube de couple sont appelées TTx, de la roue Wx et le reste correspond à l'instrumentation de la couronne.

Nous observons de bons résultats en accord avec les mesures sur banc et la modélisation 2D dont les hypothèses sont moins fortes. Cela nous conforte dans le choix des conjectures réalisées au départ. Synthétiser ces résultats selon les critères méthodologiques utilisés en développement nous donne la table de précision moyenne page 214, dans le Tableau 36.

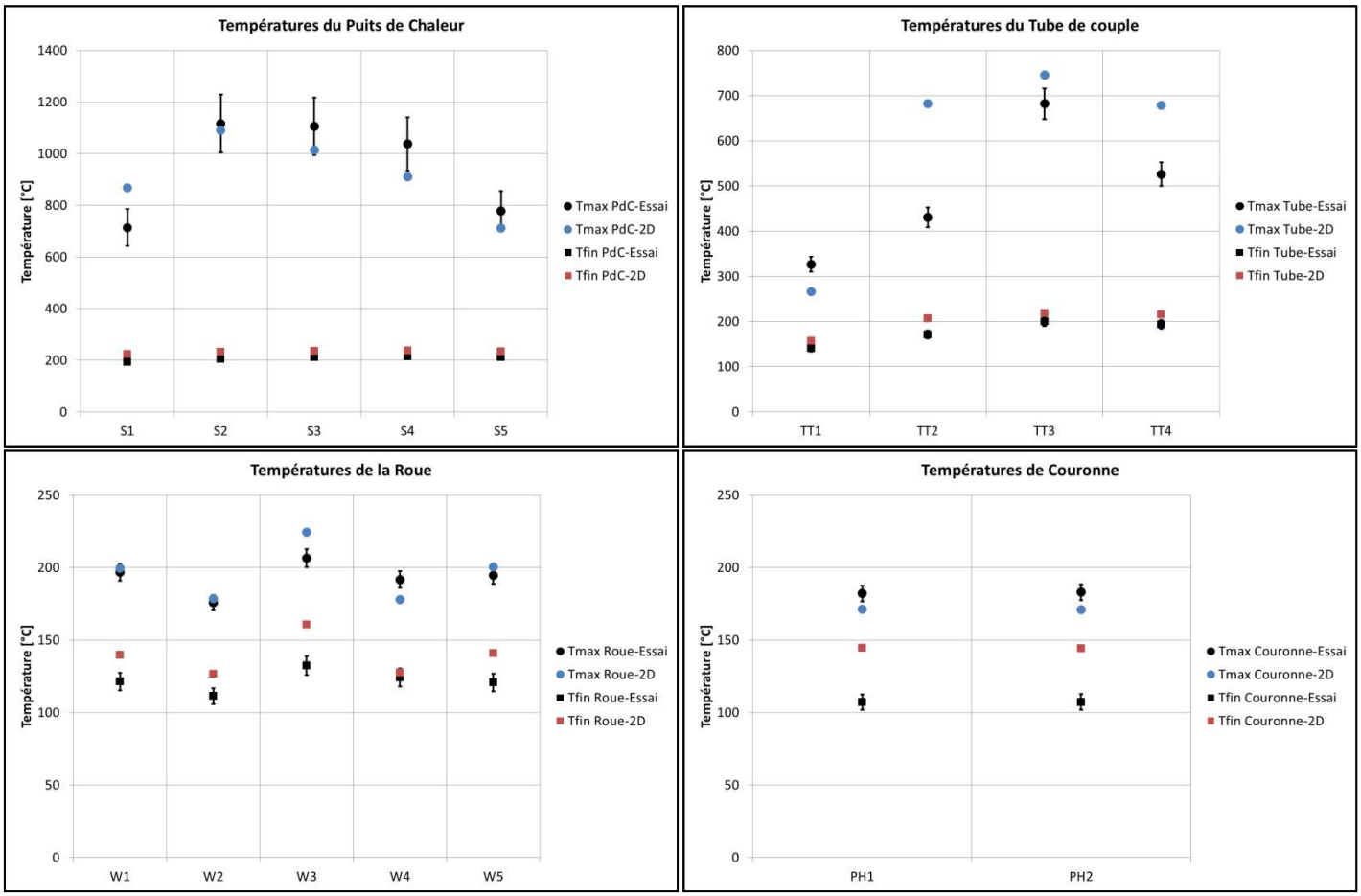


Figure 166 : Corrélation calcul-essai – Avion court-courrier B1

Pour le programme court-courrier B1 Figure 166 et Tableau 39, la température maximale prédite est en accord avec la mesure et son incertitude pour les disques de carbone, excepté le premier et quatrième stator. La cinétique de refroidissement des disques est correctement prédite. Pour le tube de couple la précision atteinte est satisfaisante hormis TT2. Après une étude plus approfondie, le thermocouple s'est détaché lors de l'essai, et la température mesurée devrait être plus élevée. Sur la roue l'écart entre le thermocouple W3 et le résultat du calcul peut s'expliquer par une mauvaise caractérisation du contact entre la roue et le roulement, ou une mauvaise modélisation de l'échange par rayonnement entre le tube et la roue.

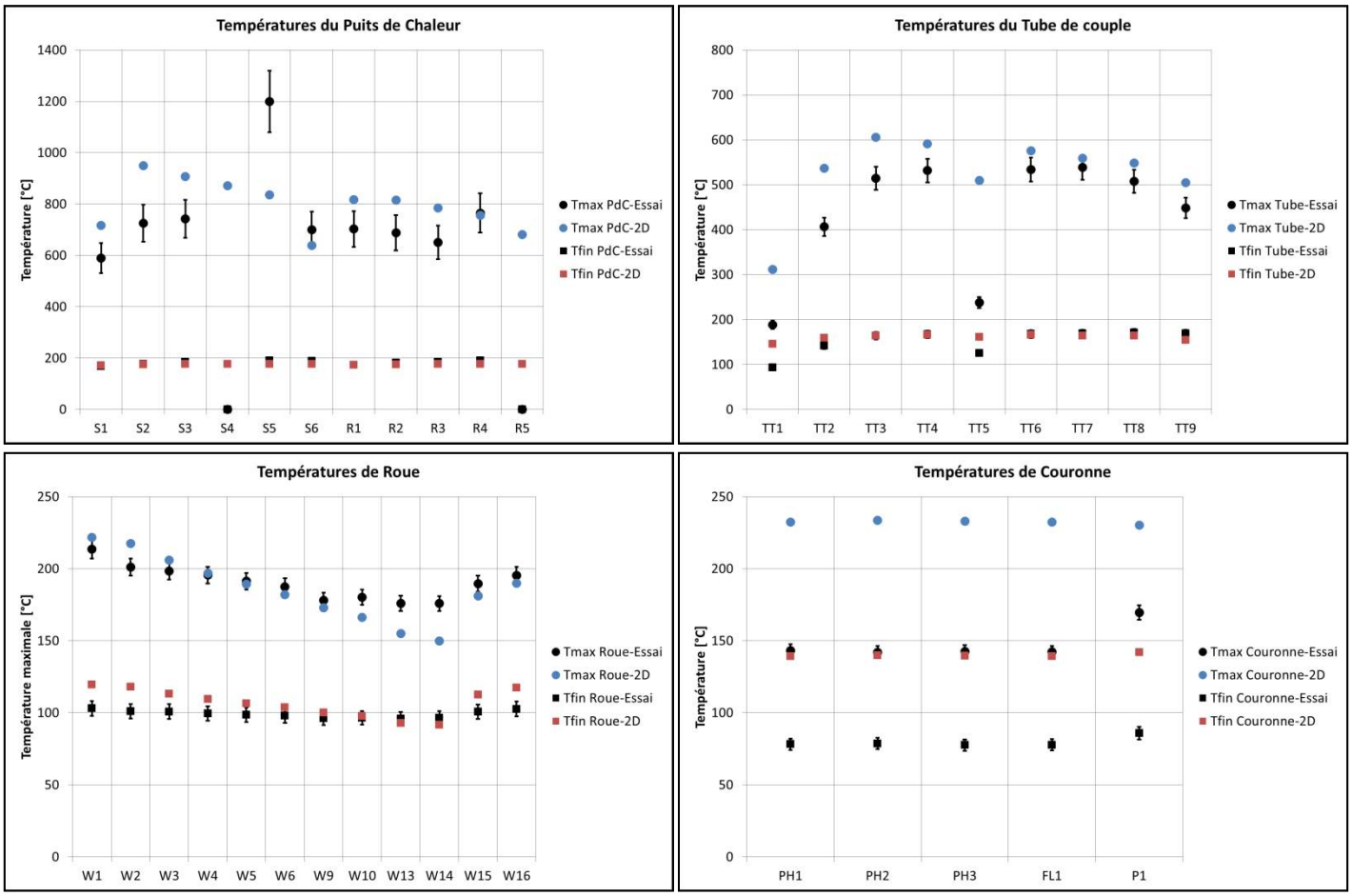


Figure 167 : Corrélation calcul-essai – Avion long-courrier B2

Le programme long- courrier B2 Figure 167 et Tableau 40 n'a pas une bonne précision sur les températures maximum du Puits de chaleur et du tube de couple. L'écart observé sur le puits de chaleur peut être lié aux hypothèses 1D de modélisation de propagation de l'énergie dans la source de chaleur. En revanche la cinétique de refroidissement est bien reproduite. Sur la roue la précision atteinte est en accord avec l'attendu et le besoin de Safran Landing Systems. En revanche sur la couronne, la cinétique thermique calculée n'est pas corrélée avec la mesure. Un tel écart peut s'expliquer par des hypothèses trop fortes sur cette zone, et une simplification trop poussée de la géométrie très complexe.

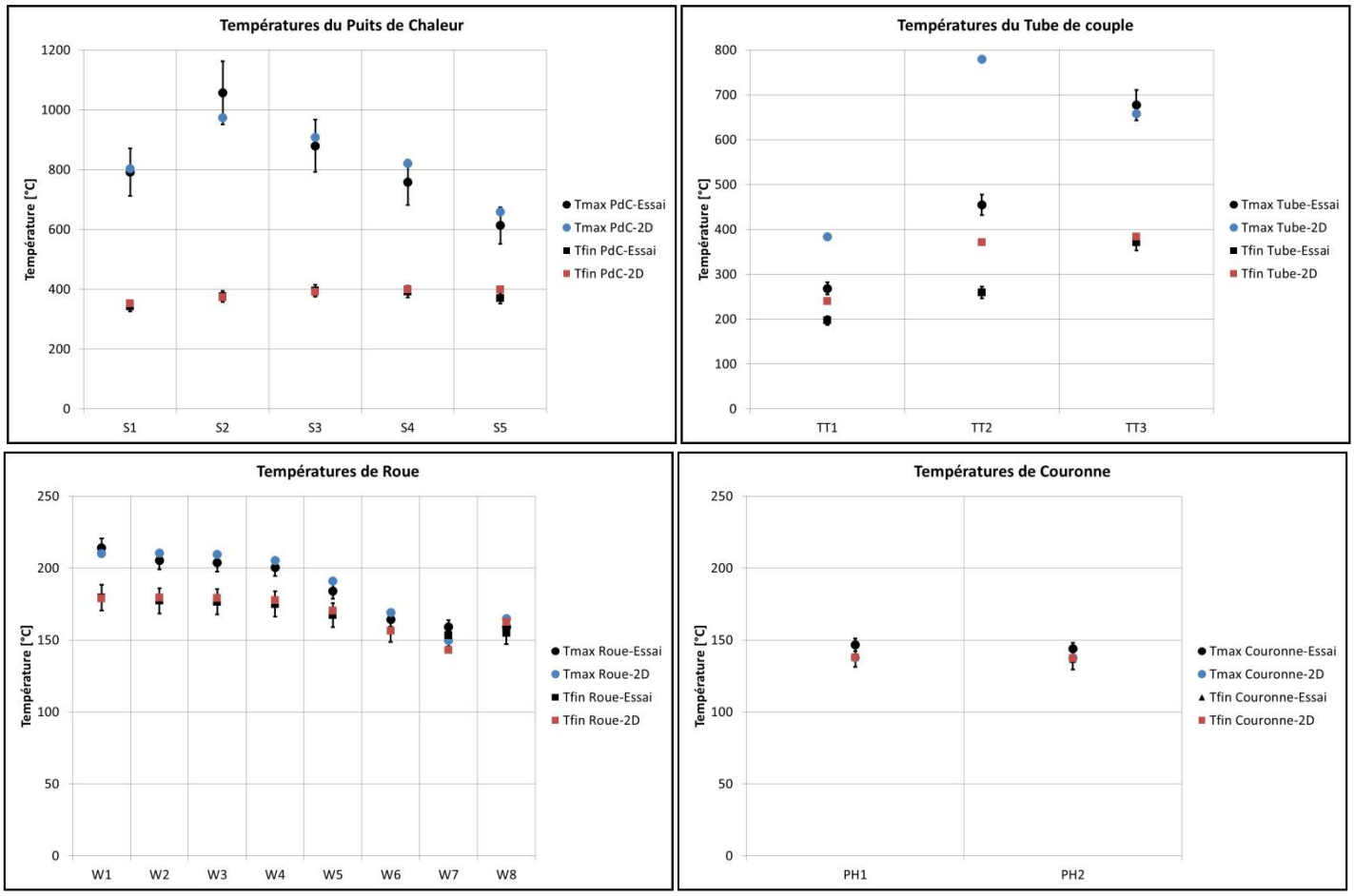


Figure 168 : Corrélation calcul-essai – Avion court courrier A1

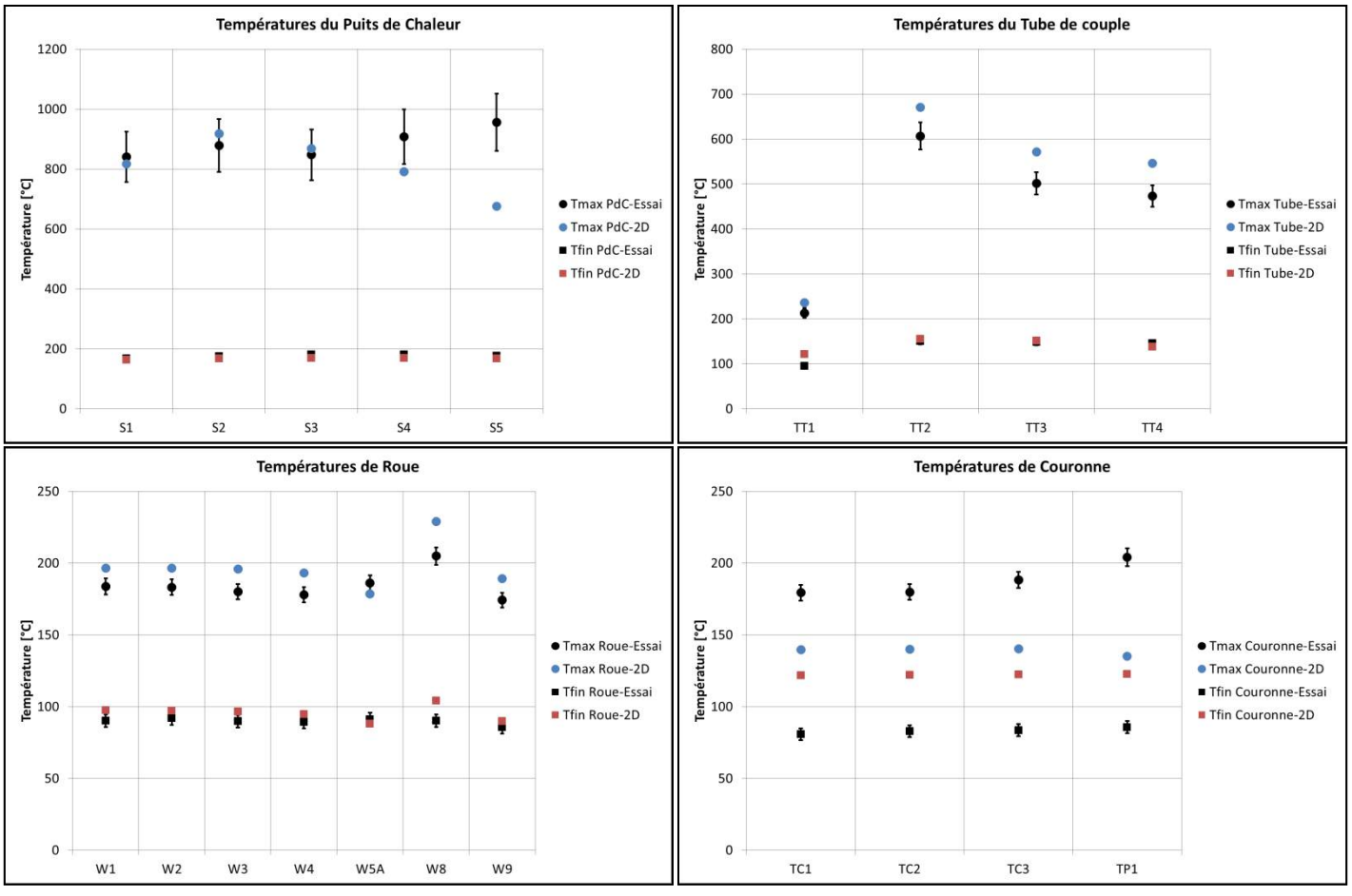


Figure 169 : Corrélation calcul-essai – Avion court courrier A2

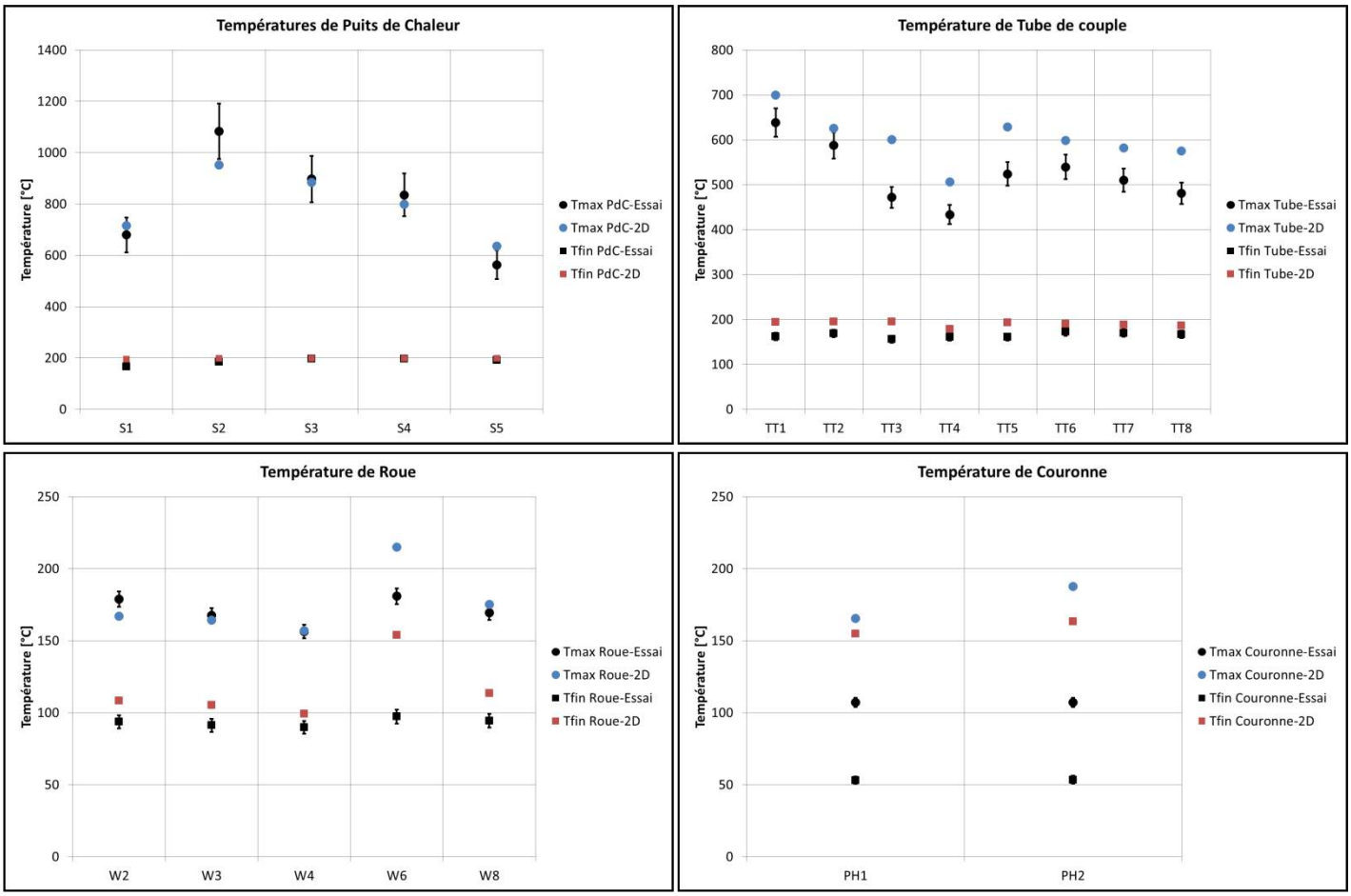


Figure 170 : Corrélation calcul-essai – Avion long-courrier A3

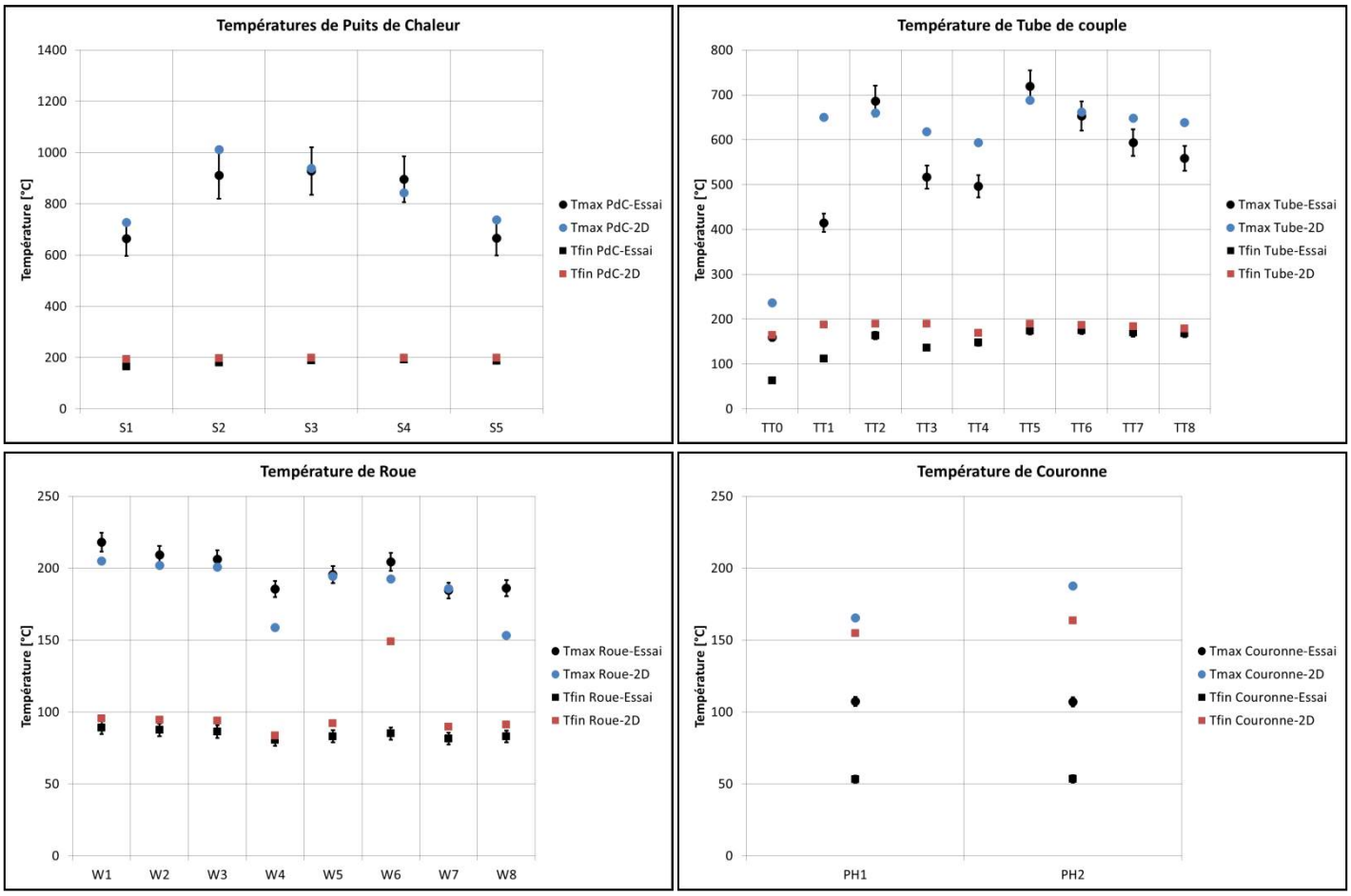


Figure 171 : Corrélation calcul-essai – Avion long-courrier A4

L'analyse est tout à fait semblable pour l'avion court-courrier A1 sur la Figure 168 et le Tableau 41, que pour l'avion A2 Figure 169 et Tableau 42. La précision est équivalente sur toutes les zones à l'exception de la couronne, mal maîtrisée. Les températures maximale et en fin de refroidissement sont bien déterminées, mais l'écart sur la cinétique d'échauffement reste à minimiser pour toutes les zones. La maîtrise des propriétés de contact doit nous permettre d'évoluer en ce sens. Les programmes de la Figure 170 et la Figure 171 sont issus de la même famille et possèdent les mêmes technologies. L'écart entre le calcul et la mesure est donc sensiblement le même pour les deux programmes comme le montrent le Tableau 43 et le Tableau 44. Les différences sur TT0 et TT1 proviennent des caractéristiques non connues du contact entre le tube de couple et l'essieu. On s'aperçoit que pour les zones d'importance critique comme le carbone le tube et la roue, les températures estimées sont plus élevées que celles mesurées. Nous avons alors la certification que toutes les sources d'énergie sont bien prises en compte, et qu'elles ne sont pas sous-estimées. Ainsi le pré-dimensionnement qui découle de l'utilisation de l'outil considère un cas plus pénalisant que la réalité, ce qui constitue une marge de sécurité que l'on peut progressivement rogner au développement. La prédiction de la température sur la couronne n'est pas satisfaisante à ce stade de développement de l'outil. Elle ne représente heureusement que la zone la moins importante des quatre étudiées. Néanmoins il faut améliorer la précision sur cette zone si l'on souhaite valider le comportement du fluide de manière efficace.

Nous avons dû jouer sur les résistances de contact pour optimiser les résultats. Cela nous prouve que la marge de progression et d'amélioration de la corrélation est encore bien présente. Aussi, cela illustre le travail restant de caractérisation de ces paramètres qui sont mal maîtrisés, en plus des coefficients de convection et des conditions aux limites. Le travail le plus important est d'améliorer la précision sur

la prédiction de la cinétique thermique du système. La cinétique est très sensible aux résistances de contact et aux conditions aux limites du modèle.

Les tables ci-dessous donnent la précision associée à chaque simulation des différents aéronefs :

		S1	S2	S3	S4	S5	TT1	TT2	TT3	TT4	W1	W2	W3	W4	W5	FL1	PH1
T_Max	%	21%	-2%	-8%	-12%	-9%	-19%	58%	9%	29%	1%	2%	9%	-6%	3%	-6%	-7%
t_T_Max	%	150%	62%	71%	65%	596%	-31%	-77%	-57%	-44%	52%	28%	13%	7%	51%	79%	82%
T_ref	%	17%	13%	11%	10%	11%	12%	21%	9%	12%	15%	14%	21%	3%	17%	35%	34%

Tableau 39 : Précision du modèle – Avion court-courrier B1

		S1	S2	S3	S4	S5	S6	R1	R2	R3	R4	R5	TT1	TT2	TT3	TT4	TT5	TT6	TT7	TT8	TT9
T_Max	%	22%	31%	22%	-	-30%	-9%	16%	19%	21%	-1%	-	17%	19%	14%	8%	115%	22%	5%	8%	11%
t_T_Max	%	6%	-4%	-4%	-	1%	63%	1%	-31%	-30%	4%	-	-44%	-15%	-4%	-4%	-54%	4%	11%	9%	8%
T_ref	%	2%	-1%	-4%	-	-7%	-6%	0%	-3%	-5%	-7%	-	57%	12%	0%	-1%	29%	-1%	-3%	-4%	-8%

		W1	W2	W3	W4	W5	W6	W9	W10	W13	W14	W15	W16	PH1	PH2	PH3	FL1	P1
T_Max	%	4%	8%	4%	1%	-1%	-3%	-3%	-8%	-12%	-15%	-4%	-3%	62%	64%	63%	63%	36%
t_T_Max	%	54%	133%	99%	19%	20%	9%	34%	34%	34%	9%	46%	20%	39%	518%	44%	45%	9%
T_ref	%	11%	-31%	-5%	6%	5%	3%	1%	-1%	-5%	-5%	17%	23%	43%	214%	59%	56%	63%

Tableau 40 : Précision du modèle – Avion long-courrier B2

		S1	S2	S3	S4	S5	TT1	TT2	TT3	W1	W2	W3	W4	W5	W6	W7	W8	PH1	PH2
T_Max	%	2%	-8%	3%	8%	7%	43%	72%	-3%	-2%	3%	3%	2%	4%	3%	-6%	4%	-6%	-4%
t_T_Max	%	315%	25%	7%	-33%	1546%	-74%	-53%	-9%	20%	4%	5%	9%	5%	-6%	-1%	10%	60%	56%
T_ref	%	3%	-1%	-1%	2%	8%	22%	43%	3%	0%	1%	1%	2%	2%	0%	-7%	5%	0%	1%

Tableau 41 : Précision du modèle – Avion court-courrier A1

		S1	S2	S3	S4	S5	TT1	TT2	TT3	TT4	W1	W2	W3	W4	W5	W8	W9	TC1	TC2	TC3	TP1
T_Max	%	-3%	5%	2%	-13%	-29%	11%	11%	14%	15%	7%	7%	9%	9%	-4%	12%	9%	-22%	-22%	-25%	-34%
t_T_Max	%	326%	87%	18%	118%	2866%	19%	-44%	-28%	-38%	24%	21%	19%	15%	11%	26%	4%	170%	129%	128%	168%
T_ref	%	-3%	-5%	-7%	-6%	-5%	28%	3%	2%	-5%	8%	6%	7%	6%	-3%	15%	5%	51%	47%	46%	43%

Tableau 42 : Précision du modèle – Avion court-courrier A2

		S1	S2	S3	S4	S5	TT1	TT2	TT3	TT4	TT5	TT6	TT7	TT8	W2	W3	W4	W8	PH1	PH2
Tmax	%	5%	-12%	-1%	-4%	13%	10%	7%	27%	17%	20%	11%	14%	20%	-7%	-2%	1%	3%	27%	17%
t_T_max	%	13%	69%	56%	300%	-24%	43%	26%	2%	-2%	2%	-14%	-9%	-13%	102%	46%	2%	14%	163%	187%
T final	%	17%	7%	1%	1%	3%	20%	16%	25%	11%	20%	10%	11%	12%	16%	15%	10%	20%	135%	124%

Tableau 43 : Précision du modèle – Avion long-courrier A3

		S1	S2	S3	S4	S5	TT0	TT1	TT2	TT3	TT4	TT5	TT6	TT7	TT8
Tmax	%	10%	11%	1%	-6%	11%	48%	57%	-4%	20%	20%	-4%	1%	9%	14%
t_T_max	%	-50%	-63%	19%	19%	472%	-26%	-37%	-1%	-38%	-14%	-22%	-6%	-7%	-15%
T final	%	17%	10%	5%	4%	6%	160%	67%	16%	39%	14%	9%	7%	8%	6%

		W1	W2	W3	W4	W5	W6	W7	W8	PH1	PH2
Tmax	%	-6%	-4%	-3%	-14%	-1%	-6%	1%	-18%	54%	75%
t_T_max	%	37%	27%	27%	27%	16%	128%	4%	12%	229%	160%
T final	%	7%	8%	9%	4%	11%	75%	10%	10%	191%	205%

Tableau 44 : Précision du modèle – Avion long-courrier A4