



HAL
open science

Optimisation du processus de dimensionnement thermomécanique de Moule Autonome à Transfert Thermique Efficient pour la transformation rapide des matériaux composites à renforts continus

Jean Collomb, Pascale Balland, Pascal Francescato, David Leh, Yves Gardet,
Philippe Saffré

► To cite this version:

Jean Collomb, Pascale Balland, Pascal Francescato, David Leh, Yves Gardet, et al.. Optimisation du processus de dimensionnement thermomécanique de Moule Autonome à Transfert Thermique Efficient pour la transformation rapide des matériaux composites à renforts continus. Génie des procédés. Communauté Université Grenoble Alpes, 2018. Français. NNT: . tel-02022616

HAL Id: tel-02022616

<https://hal.science/tel-02022616>

Submitted on 18 Feb 2019

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE LA COMMUNAUTÉ UNIVERSITÉ GRENOBLE ALPES

Spécialité : **Sciences pour l'Ingénieur**

Arrêtée ministériel : 25 mai 2016

Présentée par

Jean COLLOMB

Thèse dirigée par **Pascale BALLAND**
et codirigée par **Pascal FRANCESCATO**

préparée au sein du **Laboratoire SYMME**
dans **l'École Doctorale SISEO**

"Optimisation du processus de dimensionnement thermomécanique de Moule Autonome à Transfert Thermique Efficace pour la transformation rapide des matériaux composites à renforts continus"

Thèse soutenue publiquement le **"6 décembre 2018"**,
devant le jury composé de :

M. Sylvain DRAPIER

Professeur, Mines Saint-Etienne, Président

M. Vincent SOBOTKA

Professeur, Laboratoire de Thermocinétique de Nantes, Rapporteur

M. Pierre-Alain YVARS

Professeur, Laboratoire LISMMA - Supméca, Rapporteur

M. Pierre MAGNIN

Responsable service R&T engineering, Stelia Aerospace, Examineur

Mme. Pascale BALLAND

Professeur, Laboratoire SYMME, Directrice de thèse

M. Pascal FRANCESCATO

Maître de conférence, Laboratoire SYMME, Co-Directeur de thèse

M. David LEH

Docteur Ingénieur R&D, CT1 - Compose Group, Co-Encadrant de thèse



*"A mes parents,
qui m'ont permis de poursuivre les études jusqu'à aujourd'hui,
pour leur amour et leur dévouement."*

Remerciements

Un travail de thèse est personnel mais ne se réalise pas en solitaire. Ainsi, ce travail a été mené en collaboration avec l'entreprise CT1 et le laboratoire SYMME avec une tri-localisation des partenaires de ce projet. Je tiens donc à remercier toutes celles et ceux qui m'ont accompagné durant ces trois années.

Tout d'abord, je souhaite remercier l'entreprise CT1 qui a rendu possible la réalisation de ces travaux et en particulier, M. Yves Gardet et M. David Leh pour m'avoir accueilli au sein de l'entreprise, pour la confiance qu'ils m'ont accordé dans ce travail ainsi que pour le temps et les investissements réalisés pour la réussite de ce projet. Cette dernière est aussi le fruit de leur disponibilité et des nombreux échanges scientifiques et techniques que nous avons pu avoir.

Je souhaite également remercier l'ensemble du laboratoire SYMME et tout particulièrement mes encadrants, Mme. Pascale Balland, M. Pascal Francescato et M. Philippe Saffré, pour m'avoir guidé et conseillé tout au long de ce travail de thèse. Nos échanges réguliers, votre complémentarité et votre disponibilité ont été déterminants dans l'avancement et la réussite de ce travail. Ces trois années m'ont permis de m'enrichir scientifiquement mais également humainement.

Merci à Françoise, Jérôme et Nassika pour leur gentillesse, leur patience, leur réactivité et leur aide qui facilitent grandement la vie du laboratoire.

Je tiens à remercier les membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à ce travail. Notamment M. Vincent Sobotka et M. Pierre-Alain Yvars pour m'avoir fait l'honneur d'accepter d'en être les rapporteurs ainsi que M. Sylvain Drapier et M. Pierre Magnin pour m'avoir fait l'honneur d'accepter de juger mon travail.

Par ailleurs, merci aux doctorants pour ces moments partagés, ces échanges et les excellents souvenirs associés. Un merci particulier pour Soumaya, Hamza et Mohamed, les doctorants/ATER du Bourget-du-Lac qui ont partagé mon bureau. Merci également à Amandine, Amélie, Jérémy, Mathias, Pierre, Thibault G., Aurélien, Thomas, Jean Rom., Clairion, Tony, Thibault M., Imed, . . . et tous ceux que j'aurais pu oublier !

Je voudrais également remercier grandement Jean Pourtier. Ce projet de fin d'étude réalisé ensemble était l'une des premières pierres du projet MATTE.

Merci à M. Arnaud Lagarde (société SISE) et M. Julien Ramousse (laboratoire LOCIE) pour la qualité de nos échanges techniques et scientifiques. Nos discussions ont été constructives pour la réussite de ce travail.

Pour terminer, je voudrais adresser un remerciement spécial à Marie ainsi qu'à ma famille, pour m'avoir soutenu et encouragé durant ces années.

Table des matières

Remerciements	i
Table des matières	iii
Introduction générale	1
1 Contexte, état de l’art et objectifs	7
1.1 Contexte et objectifs	8
1.1.1 Contexte industriel	8
1.1.2 Contexte législatif	9
1.1.3 Les procédés actuels de mise en oeuvre des composites	10
1.1.4 Technologies Heat & Cool actuelles	13
1.2 Objectifs industriels et objectifs MATTE	17
1.2.1 Travaux de recherche actuels	17
1.2.2 Le projet MATTE	20
1.3 Déroulement des travaux de recherche	24
1.3.1 Présentation des partenaires	24
1.3.2 Démarche de recherche	24
2 Phénomènes physiques et Outils-métier	28
2.1 Phénomènes physiques	29
2.1.1 Généralités : fluide et thermique	29
2.1.2 Généralités : circuit de chauffe	34
2.1.3 Pertes de charge dans le circuit de chauffe	36
2.1.4 Thermique	38
2.1.5 Régulation PID	40
2.2 Outils-métier numériques	43
2.2.1 Outil-métier FLUIDE1	45
2.2.2 Outil-métier THERM1	47
2.2.3 Outil-métier MECA1	53
2.3 Conclusion	54
3 Développement numérique du concept MATTE	56
3.1 Concept MATTE	57
3.1.1 Outillage multi-matériaux	57
3.1.2 Outillage à canaux rectangulaires	59
3.1.3 Fabrication des outillages MATTE	61
3.1.4 VER 2D nominal MATTE	63
3.2 Études numériques	65
3.2.1 Intérêt des canaux rectangulaires	65
3.2.2 Intérêt de la réduction de la masse	76
3.2.3 Aspect antagoniste entre vitesse et homogénéité	79
3.3 Conclusion	86

4	Validations expérimentales du concept MATTE	88
4.1	Démonstrateur laboratoire	89
4.1.1	Outillage laboratoire	89
4.1.2	Résultats expérimentaux	93
4.1.3	Confrontation avec la simulation numérique	96
4.2	Démonstrateur industriel	101
4.2.1	Outillage industriel	101
4.2.2	Instrumentation et banc d'essai	103
4.2.3	Résultats expérimentaux	105
4.2.4	Synthèses et perspectives	109
4.3	Conclusion	110
5	Optimisation et outil d'aide à la conception	112
5.1	Optimisation thermo-mécanique du concept MATTE	113
5.1.1	Méthode, modèles et métamodèles	113
5.1.2	Résultats et discussion	120
5.1.3	Compléments d'optimisation	126
5.1.4	Synthèse	128
5.2	Outil d'aide à la conception	129
5.2.1	Démarche mise en place	129
5.2.2	Exemple d'utilisation	133
5.2.3	Principaux résultats	134
5.2.4	Synthèse	139
5.3	Conclusion	140
	Conclusion générale	142
	Bibliographie	I
	Table des figures	X
	Liste des tableaux	XIV
A	Annexe 1 : Bibliographie optimisation	XVII
A.1	Définitions	XVIII
A.2	Principales méthodes d'optimisation	XIX
A.2.1	Optimisation mathématique	XX
A.2.2	Algorithmes évolutionnaires et d'intelligence distribuée	XXIII
A.2.3	Machine learning	XXIV
A.2.4	Synthèse	XXV
A.3	Les plans d'expériences	XXVI
A.4	Métamodélisation	XXVII
B	Annexe 2 : Compléments numériques	XXIX
B.1	Influence des propriétés du composite	XXX
B.1.1	Contexte et objectifs	XXX
B.1.2	Modélisation et paramètres variables	XXX
B.1.3	Résultats et discussion	XXXI
B.1.4	Synthèse	XXXVI
B.2	Influence du profil du coefficient convectif	XXXVII

B.2.1	Problématique	XXXVII
B.2.2	Modélisation	XXXVIII
B.2.3	Résultats et discussion	XLI
B.2.4	Synthèse	XLVII
C	Annexe 3 : Synthèse actions et perspectives	XLVIII
C.1	Dilatations différentielles	XLIX
C.1.1	Problématique	XLIX
C.1.2	Système câble	XLIX
C.1.3	Dimensionnement du système	XLIX
C.1.4	Synthèse	LI
C.2	Mise en œuvre de la peau chauffante	LI
C.3	Caractérisation matériaux	LIII
C.3.1	Isolants techniques	LIII
C.3.2	Colles hautes températures	LIV
C.4	Généralisation de l’outil THERM1 et perspectives d’évolution	LV
C.4.1	Généralisation à des modèles 3D	LV
C.4.2	Intégration des éléments FLUID116	LVI

Introduction générale

Les normes environnementales actuelles imposent une réduction importante des rejets de gaz à effet de serre dans les secteurs aéronautique et automobile. Une des voies de développement permettant la réduction de ces rejets est l'allègement des structures afin de réduire les consommations en fonctionnement. Cet allègement peut être réalisé grâce à l'utilisation des matériaux composites possédant une très bonne rigidité spécifique (ratio du module d'élasticité sur la masse volumique d'un matériau). Les industries aéronautique et automobile se tournent de ce fait de plus en plus vers ce type de matériaux pour la conception de leurs produits. Les nouveaux avions commerciaux sont ainsi constitués de plus de 50% de composites et les pièces primaires structurelles sont maintenant concernées.

Il est cependant impératif que les process de mise en œuvre des matériaux composites soient compétitifs en terme de coût-cadence-qualité afin de pouvoir répondre aux demandes des industriels et intégrer ce type de matériaux à grande échelle.

L'A320 d'Airbus, constitué d'environ 14% de matériaux composites, est un exemple typique de la nécessité à développer des lignes de fabrication efficaces et compétitives pour répondre à l'augmentation de la demande. En effet, la production d'A320 est passée de 58 appareils/an en 1990, à 241 en 2000, 401 en 2010 et 558 en 2017¹.

La chaîne de production classique pour les matériaux composites hautes performances consiste généralement en :

1. la fabrication de la matière première : production de la résine thermodurcissable ou thermoplastique et production du renfort (carbone, aramide,...) ;
2. la création de semi-produits : production de pré-imprégnés et/ou de préformes ;
3. la transformation du semi-produit : cuisson en autoclave, injection RTM²... ;
4. la finition de la pièce transformée : détourage...

L'obtention d'une chaîne de production compétitive pour la transformation des matériaux composites hautes performances passe par le développement, l'optimisation et l'automatisation de chacune de ces étapes.

Dans cette optique, différents consortiums constitués d'industriels et d'académiques travaillent sur des projets de recherche sur ces thématiques et dans ce travail, nous nous intéressons à l'étape de transformation du composite et plus particulièrement à l'outillage utilisé pour la cuisson et la mise en forme du matériau.

1. Chiffre Airbus au 25/09/2018 : "Historical orders & deliveries"

2. RTM : Resin Transfert Molding

Dans l'industrie aéronautique, le procédé historique utilisé encore actuellement est l'autoclave. Il garantit une excellente qualité des pièces structurelles composites mais est incapable d'absorber des cadences de production plus élevées à un coût compétitif. L'industrie aéronautique a donc fixé comme axe stratégique prioritaire de tendre vers des procédés "Low cost high volume" (LCHV) en ayant recours par exemple à des technologies Heat & Cool afin d'accroître ses capacités de production, de baisser ses coûts et surtout, d'accroître la souplesse de production. Par ailleurs, l'industrie aéronautique tend depuis quelques années à l'intégration croissante de matériaux composites thermoplastiques pour répondre à des problématique d'assemblage, de mise en oeuvre, de cycle de vie du produit. . .

Les procédés classiques d'injection plastique et composite, permettant la réalisation de pièces structurelles avec une cadence plus importante, consistent à injecter un polymère visqueux dans un outillage massif chaud, puis à éjecter la pièce. Ce type de procédé peut être utilisé en isotherme afin d'optimiser les cadences en évitant à l'outillage de cyclé thermiquement, mais est à l'origine de déformations locales au niveau des éjecteurs et donc de défauts dans les pièces moulées : contraintes internes, mauvais aspect de surface. Il est également possible de faire cyclé thermiquement l'outillage, pour réaliser notamment les cycles de polymérisation de la résine, mais cela se fait au détriment de la cadence et de l'énergie consommée.

Il existe à ce jour des systèmes Heat & Cool³ qui permettent l'augmentation des cadences de transformation des composites. Cependant, cette amélioration des vitesses de chauffe et de refroidissement s'accompagne généralement d'une hausse des puissances thermiques en jeu et d'une diminution de la maîtrise spatio-temporelle de la thermique dans la structure. Cette problématique étant fortement liée aux phénomènes de transferts thermiques dans la structure et à la conception généralement massive des outillages, il est primordial de faire évoluer les règles de conception de ces structures dans le but d'optimiser la thermique des outillages.

Par ailleurs, dans le cas d'outillages thermorégulés par un fluide caloporteur, le dimensionnement thermique fait généralement appel à des modèles éléments finis 3D qui couplent les phénomènes fluidiques et thermiques. La mise en place, la résolution et l'optimisation de tels modèles peuvent permettre l'obtention de résultats affinés avec la prise en compte des phénomènes d'advection⁴ et du travail visqueux du fluide par exemple, mais s'avèrent nettement plus complexes et coûteux.

Dans ce contexte, l'enjeu du projet MATTE (Moule Autonome à Transfert Thermique Efficient) est double et consiste à :

- développer un concept d'outillage Heat & Cool, à faible inertie thermique et thermorégulé par un fluide caloporteur. Ce concept d'outillage doit ainsi être capable de réaliser la production haute cadence de structures composites hautes performances thermodurcissables et thermoplastiques à fibres continues ;
- développer une chaîne complète et automatisée d'outils-métier numériques, peu coûteux, qui permettent le dimensionnement et l'optimisation thermomécanique de l'outillage à partir des données technologiques liées à l'environnement de fonctionnement.

3. Systèmes Heat & Cool : systèmes qui permettent la chauffe et le refroidissement dans l'optique de réaliser des cycles thermiques rapides.

4. Phénomène de transport de la chaleur par le mouvement du fluide

Le cahier des charges fixé initialement par l'entreprise CTI⁵ du groupe Compose et le laboratoire SYMME⁶, partenaires pour ces travaux de recherche, est le suivant :

Le concept d'outillage MATTE se veut versatile et devra permettre différents modes de transformation en adaptant les choix matériaux/géométriques/technologiques, en fonction des attentes finales du client :

- L'injection RTM : injection de la résine sous pression dans l'outillage thermorégulé et qui contient le renfort sec ;
- La consolidation in-situ : dépose des plis composites thermoplastiques chauffés par la tête de dépose et consolidation "sur place" ;
- L'infusion (Out-of-Autoclave) : injection de la résine sous dépression dans l'outillage qui contient le renfort sec ;
- La transformation de préimprégné : cuisson du préimprégné thermodurcissable ou thermoplastique dans l'outillage fermé, sous pression et thermorégulé.

Les performances thermiques visées pour le concept MATTE sont :

- Baisse de la consommation énergétique du système pour un cycle complet de transformation (chauffe, maintien en température, refroidissement) : de 50 à 80% ;
- Augmentation des vitesses de chauffe et de refroidissement sur la surface moulante de l'outillage : jusqu'à $50^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$;
- Diminution des coûts liés aux éléments périphériques de chauffe : diminution de la puissance de chauffe et de refroidissement, diminution de la quantité de fluide caloporteur. . .
- Maîtrise de l'homogénéité de température en surface de l'outillage et dans le stratifié : écart maximal de température ΔT_{max} de 5 à 10°C .

Selon les choix des matériaux constitutifs de l'outillage, de la géométrie et des technologies de thermorégulation périphériques, il devra être possible d'obtenir différentes "gammes d'outillages" MATTE :

- MATTE cadence - cadence élevée : système de chauffe type TPC⁷ possédant une puissance de chauffe importante et un faible volume de fluide, structure moulante robuste (rigidité et dureté de surface importantes) ;
- MATTE performance - très bonne homogénéité thermique : système de chauffe conventionnel (thermorégulateur conventionnel à eau ou à huile), structure moulante à forte conductivité thermique (surface en nickel ou cuivre par exemple) ;
- MATTE économe - faible consommation énergétique : structure quasi-isotherme, structure moulante en composite, température d'utilisation réduite (problématique de la T_g de la structure moulante en composite).

5. CTI : entreprise dédiée au développement des process composites

6. SYMME : SYstèmes et Matériaux pour la MEcatronique de l'Université Savoie Mont Blanc

7. TPC : Technologie breveté par l'entreprise SISE est présentée par la suite

Pour cela, il est nécessaire de développer une chaîne de conception et des outils qui permettent la modélisation de l'outillage, ainsi que l'intégration des données liées aux technologies de chauffe et de refroidissement.

Ces travaux de thèse se focalisent ainsi sur les phénomènes physiques liés à la thermique de l'outillage, c'est-à-dire :

- la structure de l'outillage : nature des matériaux, géométries ;
- le comportement du fluide caloporteur dans les canaux de chauffe et de refroidissement : prise en compte de l'aspect technologique lié au thermorégulateur et à la pompe associée ;
- les phénomènes de transferts thermiques : échanges convectifs dans les canaux, régulation thermique,...

Les phénomènes de cinétique de polymérisation des résines et l'écoulement de la résine, lors d'une injection RTM par exemple, ne seront donc pas étudiés.

La chaîne d'outils-métier numériques doit permettre, de manière fiable et peu coûteuse, le dimensionnement et l'optimisation thermique ainsi que mécanique d'outillages MATTE. Ces outils doivent être génériques de sorte à pouvoir être exploités sur les outillages conventionnels.

L'approche adoptée dans ce travail de thèse consiste en :

- la mise en place d'un outil numérique permettant l'estimation du coefficient convectif dans les canaux de chauffe, avec la prise en compte des données technologiques (nature du fluide, de la pompe pour la circulation du fluide...);
- la mise en place d'une modélisation thermique et mécanique éléments finis peu coûteuse, sur la base d'un VER⁸ 2D, tout en intégrant des contraintes technologiques liées au système de chauffe (puissance du thermorégulateur, volume de fluide...);
- la mise en place d'une campagne d'optimisation thermomécanique mono-objective sous-contraintes pour la mise en évidence des facteurs influents et répondre aux besoins industriels.

C'est l'utilisation conjointe d'un modèle éléments finis simplifié de simulation multi-physique et de l'optimisation du concept qui permettent d'obtenir une méthode globale robuste de conception et de dimensionnement d'outillage facilement intégrable au sein du bureau d'étude de Compose Group. De plus, au cours de la thèse, des campagnes expérimentales sur démonstrateur laboratoire et industriel à l'échelle 1 ont été réalisées afin de conforter les attentes vis-à-vis du concept et de valider les outils de calculs développés.

8. VER : Volume Élémentaire Représentatif.

Ce rapport de thèse est constitué de cinq chapitres.

Le premier chapitre présente de manière détaillée : (i) le contexte de la thèse et le déroulement des travaux de recherche ; (ii) l'état de l'art concernant les différentes technologies et projets pour la mise en oeuvre des matériaux composites hautes performances, ainsi que les différentes technologies de chauffe et de refroidissement ; (iii) les objectifs relatifs au développement du concept MATTE.

Le deuxième chapitre a pour objectifs : (i) la présentation des phénomènes physiques mis en jeu lors du cyclage thermique des outillages ; (ii) la présentation des principaux outils numériques développés pour la prise en compte de ces phénomènes lors du développement du concept MATTE. Ces outils numériques sont utilisés par la suite pour le dimensionnement et l'optimisation thermomécanique d'outillages.

Le troisième chapitre est consacré : (i) à la présentation du concept MATTE et des choix technologiques associés ; (ii) au développement du concept MATTE à l'aide d'études numériques thermomécaniques grâce à l'exploitation des outils numériques présentés dans le chapitre 2.

Le quatrième chapitre concerne les études et validations expérimentales du concept MATTE à l'aide de campagnes d'essais menées sur un démonstrateur laboratoire et un démonstrateur industriel à l'échelle 1.

Le cinquième chapitre présente une étude d'optimisation thermomécanique mono-objective sous contrainte du concept MATTE, ainsi qu'un outil d'aide à la décision développé dans le but d'être intégré en bureau d'étude pour faciliter les choix de conception.

Enfin, en conclusion de ce manuscrit un bilan concernant les travaux de ces trois années de thèse est dressé et une discussion est proposée concernant les perspectives.

Ce mémoire de thèse présente des fonctionnalités avancées : visualisation dynamique de la conception de l'outillage, animation d'un exemple de simulation de chauffe. Il est recommandé l'utilisation du logiciel Adobe Reader en version 10 au minimum (Adobe Reader X) pour une visualisation assurée de ces fonctionnalités.

Une partie de ces travaux de thèse ont fait l'objet d'une publication scientifique [[Collomb2017a](#)] et de communications en congrès [[Collomb2017b](#), [Collomb2018a](#), [Collomb2018b](#)].

1

Contexte, état de l'art et objectifs

L'objectif de ce chapitre est dans un premier temps de faire un état de l'art des principales technologies de mise en oeuvre des matériaux composites hautes performances, ainsi que de présenter le contexte général dans lequel s'intègre ce travail de thèse. Dans un second temps, les objectifs du projet MATTE vis-à-vis des attentes des industriels est exprimé. Enfin, le déroulement général du travail de thèse est introduit.

Sommaire

1.1	Contexte et objectifs	8
1.1.1	Contexte industriel	8
1.1.2	Contexte législatif	9
1.1.3	Les procédés actuels de mise en oeuvre des composites	10
1.1.4	Technologies Heat & Cool actuelles	13
1.2	Objectifs industriels et objectifs MATTE	17
1.2.1	Travaux de recherche actuels	17
1.2.2	Le projet MATTE	20
1.3	Déroulement des travaux de recherche	24
1.3.1	Présentation des partenaires	24
1.3.2	Démarche de recherche	24

1.1 Contexte et objectifs

1.1.1 Contexte industriel

Le marché des composites en France et dans le monde est réparti entre différents secteurs d'activités tel que : le transport, le bâtiment, l'énergie, l'aéronautique, ... Le transport étant un acteur majeur dans les rejets de gaz à effet de serre, un effort a été porté afin d'intégrer des matériaux plastiques et composites aux produits dans un but d'allègement et donc de réduction des consommations. L'automobile est le premier secteur de consommation des composites en volume, alors que l'aéronautique est le premier secteur en valeur. Le groupe Airbus par exemple, intègre de plus en plus de matériaux composites dans ses structures, passant de 5% en masse en 1985 avec l'A310-300, à 25% en 2007 avec l'A380-800 et enfin 53% avec l'A350XWB [Thévenin2015]. Ce recours aux matériaux composites a permis au groupe Airbus l'amélioration de ses avions en terme de masse, résistance à la fatigue... et la réduction des coûts de maintenance [Thévenin2015]. Par ailleurs, les prévisions prévoient une forte croissance de la demande en matériaux composites pour les années à venir du fait de l'augmentation du nombre de passagers dans le monde et du remplacement des avions anciens. Le groupe Airbus anticipe ainsi une croissance du secteur de 4 à 5% par an jusqu'à 2031. La Figure 1.1 présente les prévisions réalisées par Airbus concernant les nouveaux avions d'ici 20 ans.

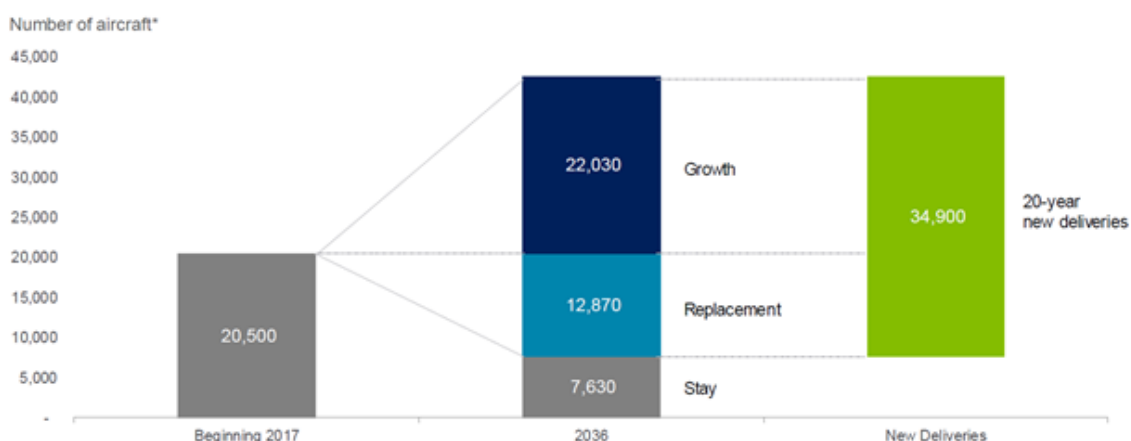


Figure 1.1 – Prévisions nouveaux avions [Leahy2017]

Le secteur automobile s'avère être quant à lui un marché d'avenir pour les matériaux composites. En effet, depuis les années 85, la masse moyenne des véhicules automobiles est en constante augmentation, passant de 900kg en 1985 à 1300kg en 2011 pour les véhicules PSA [David2013]. Cela s'explique par une intégration toujours plus importante de systèmes de sécurité, d'accessoires de confort, d'équipements et de l'augmentation des dimensions des véhicules. Cependant, le contexte réglementaire mondial imposant des réductions importantes des émissions de gaz à effet de serre, le secteur automobile tend à la réduction des masses des véhicules. Comme le montre la Figure 1.2, un des leviers principaux permettant cette réduction de masse est le changement de matériaux, comme par exemple le remplacement de structures acier par des structures aluminium ou en matériaux composites possédant une meilleure rigidité spécifique. Actuellement, en dehors de quelques voitures de luxe ou de sport (TESLA, McLaren MP4 12C, Alpha 4C) [Elend2016], l'utilisation actuelle des matériaux plastiques et composites dans l'automobile se limitent essentiellement à des pièces non-structurelles s'expliquant en partie par les procédés de mise en œuvre non adaptés aux cadences de l'industrie automobile (problématique de robustesse et de simulation des procédés par exemple). Cependant, à l'image de l'industrialisation de la BMW i3 [Elend2016], une évolution du marché automobile est en cours dans le but d'intégrer de manière croissante des

pièces composites structurelles et ce, de manière automatisée dans le but de rendre ce type de matériaux compétitifs vis-à-vis des structures conventionnelles telles que les structures aciers.

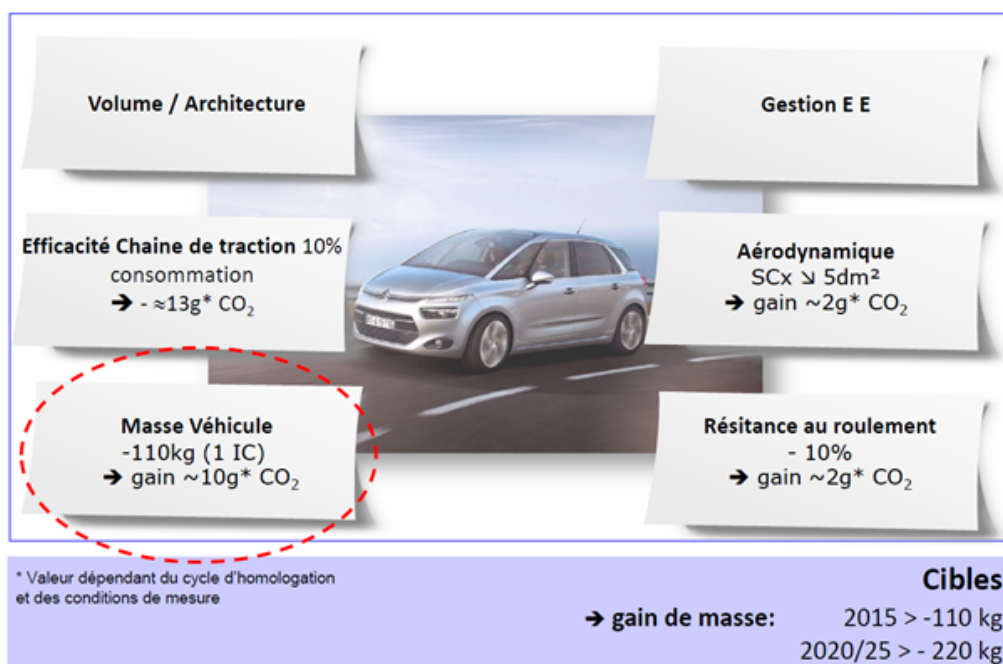


Figure 1.2 – Principaux leviers pour la réduction du CO₂ dans l'automobile [Leahy2017]

Les enjeux pour le secteur des matériaux composites sont donc de pouvoir répondre aux besoins croissants de composites hautes performances pour le secteur aéronautique et également de développer des matériaux et procédés permettant de garantir la mise en œuvre haute cadence de pièces automobiles structurelles. Il est important de noter que la réponse apportée à ces problématiques pourra être étendue à d'autres secteurs tels que le sport et loisirs, le domaine de la construction...

1.1.2 Contexte législatif

Au cours des années, la consommation énergétique mondiale n'a cessé de croître, passant de 4661 millions de tonnes équivalentes de pétrole en 1973 à 9425 millions de tonnes équivalentes de pétrole en 2014 [International Energy Agency2016]. Le pétrole représente à lui seul près de la moitié de la consommation mondiale d'énergie, dont 65% utilisé pour le secteur du transport. De plus, face au développement économique croissant, le secteur du transport a vu sa consommation doubler entre 1971 et 2014. L'évolution de la consommation du pétrole par secteur est présentée Figure 1.3.

Afin de limiter en partie l'impact de l'Homme sur l'environnement, les réglementations mondiales dans le domaine du transport tendent à réduire les rejets de gaz à effet de serre. Ainsi, dans le domaine de l'automobile, il apparaît une convergence mondiale des objectifs de réduction de rejet de CO₂, pour passer de 180g de CO₂/kg en moyenne en 2008 à 100g de CO₂/kg en moyenne en 2020. L'Union Européenne s'avère être leader dans ce domaine via une législation contraignante pour les constructeurs et les clients [UE Commission2012, UE Commission2016]. Ainsi, les constructeurs possèdent un règlement strict concernant les rejets de CO₂ de leurs véhicules, à respecter sous peine de pénalités financières. Les clients quant à eux voient leur achat de véhicule crédité d'un bonus ou d'un malus financier en fonction des émissions de l'automobile.

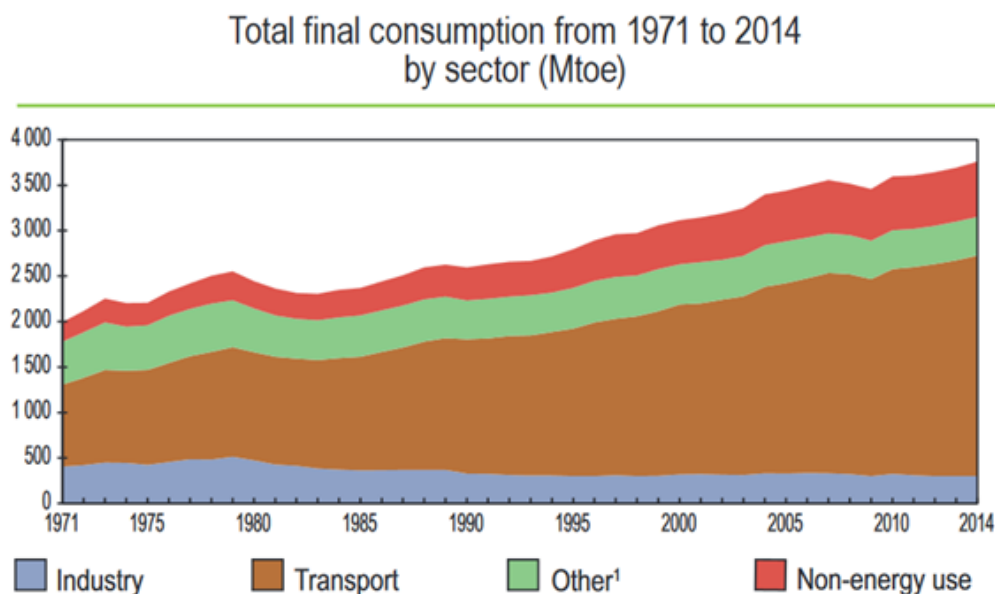


Figure 1.3 – Consommation de Pétrole [International Energy Agency2016]

L'industrie aéronautique est également concernée par la mise en place de réglementation des émissions de gaz à effet de serre. Ainsi en 2017, l'Organisation de l'Aviation Civile Internationale a mis en place une nouvelle norme pour réduire l'incidence des émissions de gaz à effet de serre produit par les aéronefs sur le climat mondial. Cette norme qui entrera en vigueur en 2020 imposera aux constructeurs d'aéronefs l'achat de crédits de compensation des émissions de CO_2 supérieures au niveau des émissions de l'année 2020 [Internationale2017].

Dans ce contexte mondial d'augmentation de la consommation énergétique et de législations visant à réduire les rejets de gaz à effet de serre, les secteurs aéronautique et automobile développent et intègrent de plus en plus de structures en matériaux composites. Les composites rendent possible le remplacement de structures massives acier par des structures allégées mais aux propriétés identiques et leur bilan carbone massique est somme toute aussi intéressant face aux matériaux traditionnels.

1.1.3 Les procédés actuels de mise en oeuvre des composites

Les procédés actuels de mise en oeuvre des matériaux composites peuvent être classés en deux catégories : procédés grande diffusion et procédés hautes performances. Il apparaît qu'avec les procédés actuels de mise en oeuvre, les performances finales du composite et la cadence de production sont deux paramètres antagonistes, Figure 1.4.

Le procédé de mise en oeuvre des composites hautes performances de référence dans l'aéronautique est l'autoclave, dont le schéma de principe est présenté Figure 1.5. L'autoclave est une enceinte sous pression thermorégulée qui permet une polymérisation optimale du stratifié composite issu du drapage de préimprégnés à l'aide d'un contrôle précis de la pression dans l'enceinte, du vide dans l'outillage.

Le procédé de mise en oeuvre des composites à haute cadence de référence dans l'automobile est la compression des compounds par SMC/BMC tel que présenté Figure 1.5. Le compound est un semi-produit constitué d'un renfort et d'une matrice pré-mélangés et prêts pour la mise en

forme [Marzano2014, Jacquinet2001]. Les principales caractéristiques de ces deux procédés de mise en œuvre sont présentées Tableau 1.1.

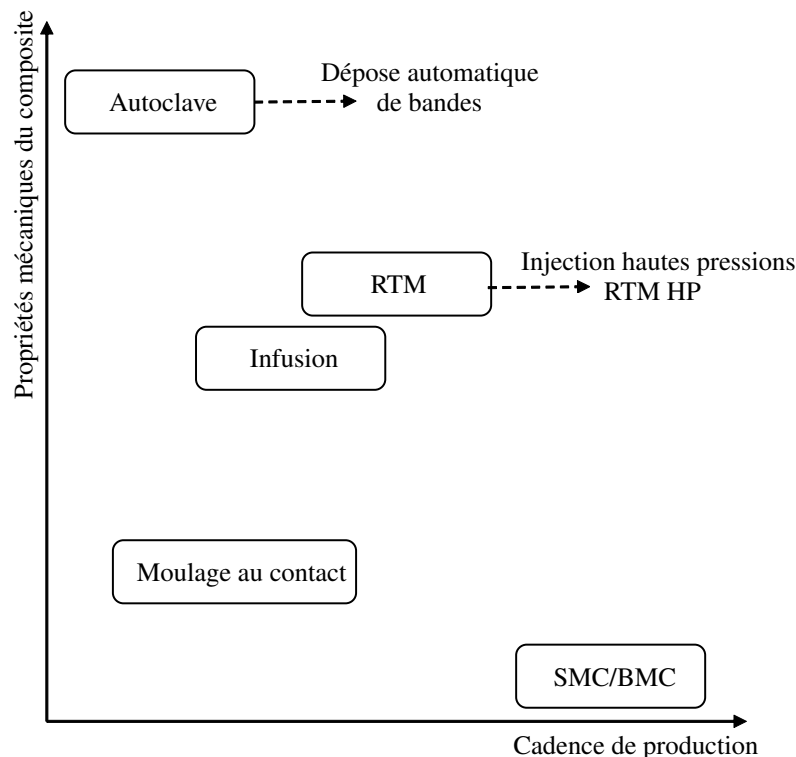


Figure 1.4 – Comparaison des procédés de mise en œuvre des matériaux composites

Le RTM (Resin Transfer Molding), présenté Figure 1.5, est quant à lui un procédé intermédiaire au SMC/BMC et à l'autoclave en terme de qualité-cadence [Boinot1991]. Les renforts, sous forme de mats ou tissus, sont placés entre un moule et un contre moule rigides et régulés thermiquement, dans lesquels une résine de faible viscosité est injectée sous 1 à 4 bars. Le démoulage est effectué une fois la réticulation terminée. Ce procédé garantit une bonne reproductibilité et permet l'obtention de pièces composites présentant peu de porosité, ayant deux faces lisses et possédant de bonnes propriétés mécaniques et géométriques. Le RTM est ainsi bien adapté pour la réalisation de pièces de moyennes séries et est utilisé dans les secteurs aéronautiques, automobiles, sport et loisirs ... Les développements actuellement menés sur les résines thermodurcissables et thermoplastiques ouvrent la voie à la transformation rapide des matériaux composites par ce type de procédé de mise en œuvre. Cette augmentation des cadences, tout en préservant la qualité structurale et géométrique de la pièce moulée, passe par le développement de résines thermoplastiques (TP) réactives in-situ et d'outillages réactifs thermiquement couramment appelés outillages Heat & Cool. Le RTM traditionnel pour composites thermodurcissables (TD) se fait avec des outillages en quasi-isotherme et le cycle de fabrication est ici piloté par la réactivité du système résine. Pour les résines TP, qui présentent plusieurs intérêts par rapport aux résines TD pour de nombreux marchés, les outillages devront permettre le cyclage thermique rapide, tout en garantissant une bonne homogénéité. Les principaux avantages et inconvénients du RTM sont également présentés Tableau 1.1.

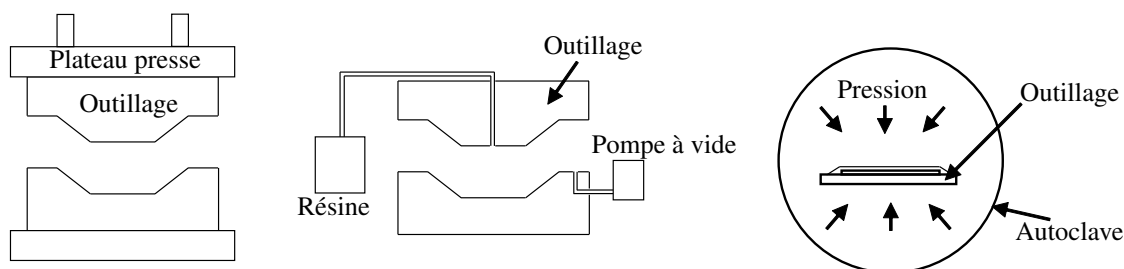


Figure 1.5 – Schéma de principe SMC-BMC (gauche), RTM (centre) et Autoclave (droite)

Procédés	Avantages	Inconvénients
SMC-BMC	<ul style="list-style-type: none"> Cadence élevée > 10000 pièces/an Géométries à formes complexes Fort compactage (50 à 100 bars) Composites à deux faces lisses 	<ul style="list-style-type: none"> Dimensions limitées à la taille de la presse Propriétés mécaniques moyennes (Vf de 15 à 35%) Coûts d'investissement
RTM	<ul style="list-style-type: none"> Bonnes propriétés mécaniques Cadence moyennes séries jusqu'à 5000 pièces/an Main d'oeuvre peu qualifiée 	<ul style="list-style-type: none"> Coûts d'investissement Cyclage thermique rapide impossible
Autoclave	<ul style="list-style-type: none"> Taux de renfort (Vf) de 60 à 80% Propriétés mécaniques élevées Dimensions technologiquement illimitées Tous types de géométries de pièces 	<ul style="list-style-type: none"> Cadence faible < 1000 pièces/an Coûts d'investissement Main d'oeuvre qualifiée

Tableau 1.1 – Caractéristiques SMC-BMC, RTM et Autoclave

Les procédés utilisés pour transformer les matériaux composites, notamment pour la mise en œuvre des composites hautes performances, ne sont pas compétitifs en terme de coût-cadence-performance vis-à-vis des matériaux et procédés usuels (métaux et alliages). En effet, aujourd'hui pour palier à la faible réactivité thermique des outillages, l'augmentation des cadences de production passe par la multiplication des postes de mise en œuvre, provoquant des coûts de production importants en terme de matériels et de main d'œuvre. Afin de répondre aux besoins à venir des industriels, il est impératif de rendre les lignes de production des composites compétitives pour permettre la mise en œuvre de structures hautes performances, à cadence importante et à coûts maîtrisés. Comme représenté en pointillés Figure 1.4, des développements et des solutions technologiques émergent quant à l'automatisation des lignes de production avec par exemple la dépose automatique par des robots de fibres sur les outillages [Kozaczuk2016] et le développement de lignes RTM hautes pressions et hautes cadences [Geiger2011, James2014, SFIP2016]. Ce contrôle du trio qualité-cadence-coût passe également par une maîtrise efficace des procédés de mise en œuvre, notamment en terme de performances liées à l'outillage : vitesse de chauffe et de refroidissement, homogénéité thermique, tenue mécanique et consommation énergétique.

1.1.4 Technologies Heat & Cool actuelles

Les technologies d'outillages et de mise en œuvre Heat & Cool sont des technologies permettant de réaliser la chauffe et le refroidissement de manière maîtrisée. Comme cela a déjà été étudié [Shayfull2014, Wang2014, long Wang2014], les phases de chauffe et de refroidissement de l'outillage peuvent être effectuées à l'aide de différentes technologies présentées. Un tableau comparatif de ces différentes technologies est présenté Tableau 1.2.

Les phénomènes de transferts thermiques en jeu sont :

- La conduction : qui est un mode de transfert thermique sans déplacement de matière et se déroulant essentiellement dans les solides ;
- La convection : qui est un mode de transfert thermique avec déplacement de matière et se déroulant essentiellement entre deux fluides ou entre un solide et un fluide ;
- Le rayonnement : qui est un mode de transfert thermique par l'intermédiaire d'ondes électromagnétiques et ne nécessitant pas de matière.

Technologies	Phénomènes transferts	Avantages	Inconvénients
Electrique Fils Films Cartouches	Conduction	Vitesses de chauffe élevées	Puissance crête élevée Intégration CAO Chauffe locale Pas de froid Encombrement
Induction	Conduction	Vitesses de chauffe élevées	Aciers spécifiques Puissance crête élevée Conception complexe Investissements élevés Pas de froid
Infrarouge	Rayonnement	Chauffe sans contact Chauffe directe du solide Efficacité élevée Température d'utilisation élevée Temps de réponse rapide	Rayonnement non-visible Puissance crête élevée Pas de froid Uniquement moule ouvert
Fluide Huile	Convection Conduction	Solution robuste Homogénéité thermique Température d'utilisation élevée Possibilité chaud/froid	Échange thermique faible Réticence secteur aéronautique
Fluide Eau	Convection Conduction	Solution robuste Possibilité chaud/froid Echange thermique élevé	Corrosion Température limitée à 200°C
Fluide Vapeur	Convection Conduction	Echange thermique optimal Possibilité chaud/froid	Température limitée à 200°C
Bain d'huile	Convection Conduction	Homogénéité thermique Pression de compactage	Forte inertie thermique Vitesse limitée Enceinte sous pression Investissement huile

Tableau 1.2 – Comparatif des technologies de chauffe d'outillages

Les principales technologies actuelles de mise en œuvre des composites par un système Heat & Cool sont présentées Tableau 1.3 et illustrées Figure 1.6.

	Avantages	Inconvénients
Roctool «Chauffe d'outillage métallique par induction» [Feigenblum2012]	Vitesses H & C très importante $\approx 20^{\circ}\text{C/s}$ Energie consommée faible	Analyse multi-physiques Puissance élevée : jusqu'à 500kW Géométries type 2D Investissements importants
Arrk Tooling Sermo « Outillage multi-matériaux thermorégulé » [INPI2010]	Découplage fonctions thermique et mécanique Masse à chauffer plus faible	Canaux de chauffe usinés dans de la résine : température et robustesse limitées Aucune gestion des dilatations thermiques différentielles
Quickstep « Chauffe d'outillage dans un bain de fluide sous pression » [Quickstep2015]	Très bonne homogénéité thermique	Structure sous pression (fluide à 1 à 2 bars) Vitesses H & C faibles ($<5^{\circ}\text{C/min}$)
TechniModul « Outillage composite thermorégulé » [INPI2014]	Mise en œuvre 3D aisée Peu de masse à chauffer Faibles investissements	Vitesses H & C faibles ($<5^{\circ}\text{C/min}$) Limité en température ($<200^{\circ}\text{C}$) Faible longévité outillage

Tableau 1.3 – Principales technologies Heat & Cool

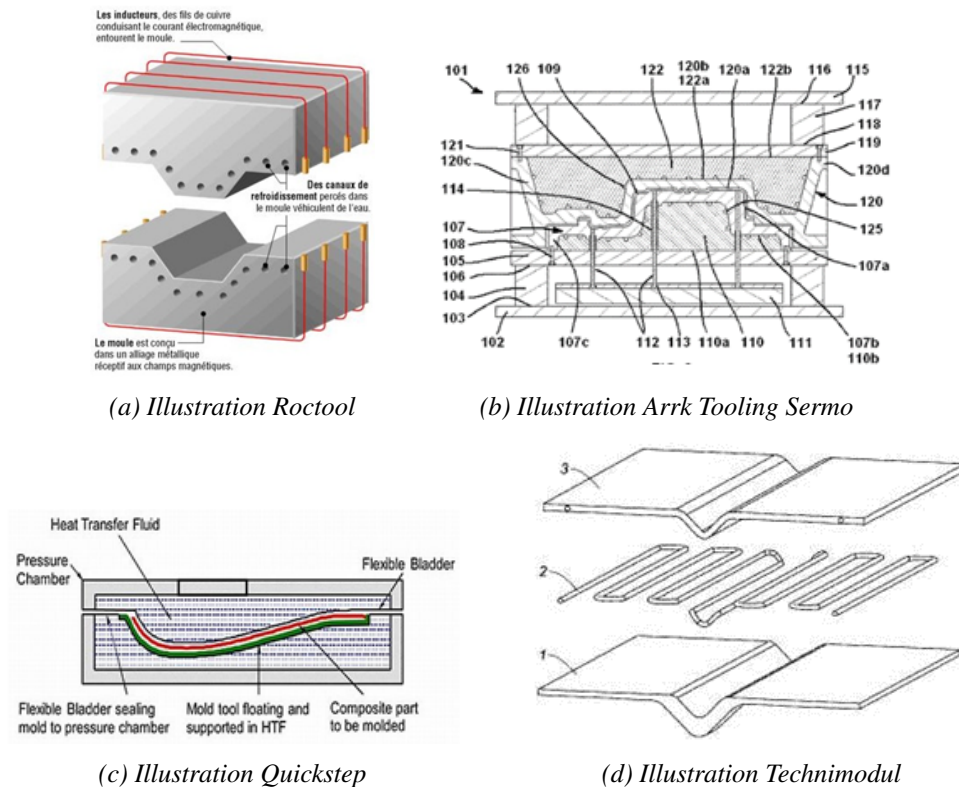


Figure 1.6 – Principales technologies Heat & Cool

Ces différentes technologies Heat & Cool de mise en œuvre des matériaux composites présentent des intérêts différents : réduction du temps de chauffe (Roctool), faibles investissements (TechniModul), séparation des fonctions thermique et mécanique pour limiter la masse à chauffer (Arrk Tooling Sermo), maîtrise de l'homogénéité thermique (Quickstep). Cependant, chacune de ces technologies présentent des contraintes fortes pouvant être problématiques pour les besoins à venir des industries aéronautique et automobile : géométries limitées à du 2D (Roctool), fluide sous pression (Quickstep), vitesses et températures d'utilisation limitées (TechniModul).

L'objectif de ces travaux de thèse consiste au développement d'un outillage novateur pour la mise en œuvre des matériaux composites hautes performances reposant sur la synergie et la combinaison des avantages des solutions actuelles existantes. Comme présenté Figure 1.7 et comme cela sera présenté dans la suite de ce rapport, le concept d'outillage MATTE (Moule Autonome à Transfert Thermique Efficient) repose sur le découplage des fonctions thermiques et mécaniques par l'utilisation (i) d'une structure métallique mince pour la mise en forme et la cuisson du composite, (ii) d'un isolant rigide et d'un caisson externe pour la reprise des efforts mécaniques.

	Outillage conventionnel	Concept MATTE
Nature	Massif	Faible inertie thermique
Type de canaux	Canaux droits à section circulaire	Canaux conformables à section rectangulaire
H & C	Généralement dans des canaux différents	Avec le même canal
Fabrication	Usinage d'un bloc d'acier	Mise en forme et assemblage multi-matériaux

Tableau 1.4 – Principales technologies Heat & Cool

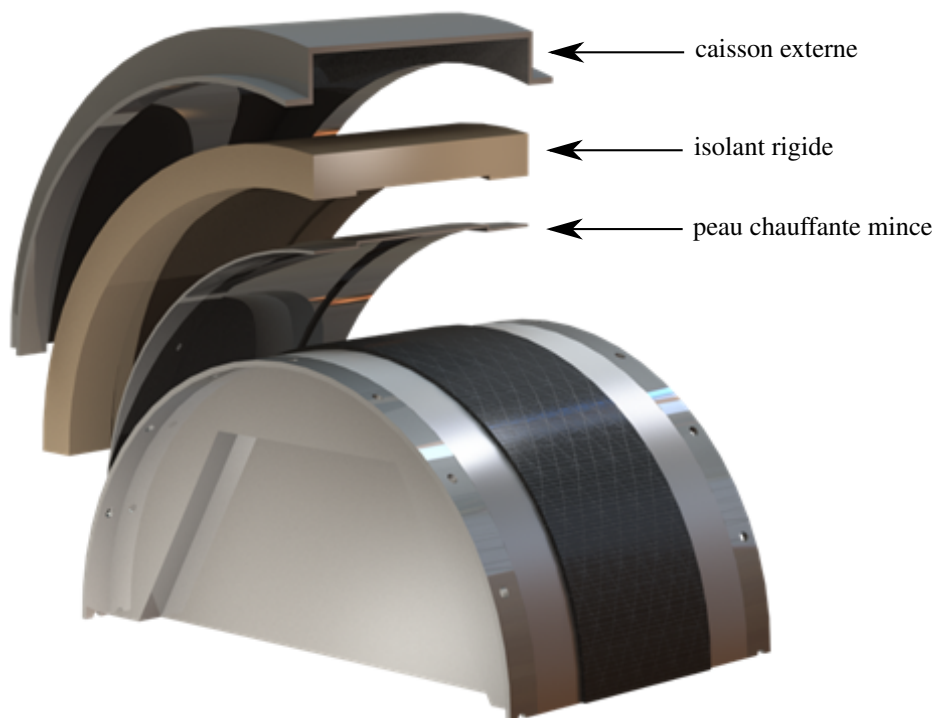


Figure 1.7 – Illustration du principe d'outillage MATTE

Les différences majeures entre un outillage conventionnel et MATTE sont présentées Tableau 1.4. Ainsi, la mise en place d'une structure à très faible inertie thermique nécessite le développement d'outils de calculs à la fiabilité et à la prédictivité accrue concernant les phénomènes de transferts thermiques.

1.2 Objectifs industriels et objectifs MATTE

1.2.1 Travaux de recherche actuels

Dans le but de rendre le composite compétitif en augmentant les cadences de production des stratifiés hautes performances, différents travaux de recherche et développements sont actuellement menés sur les étapes successives de mise en œuvre : réalisation des préformes, résines réactives et résines thermoplastiques, système d'injection automatisé et outillages. Les principaux projets de recherche pour la mise en œuvre des composites à destination du secteur automobile sont présentés Figure 1.8 [Liraut2014], tandis que les principaux domaines d'études associés sont présentés Figure 1.9 [Liraut2014].

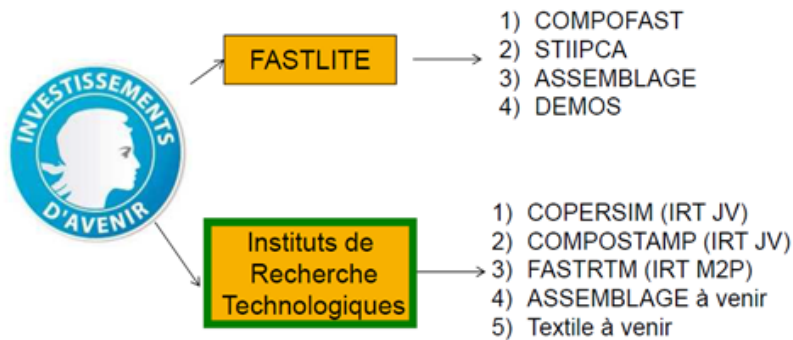


Figure 1.8 – Principaux travaux de recherche pour la mise en œuvre des composites [Liraut2014]

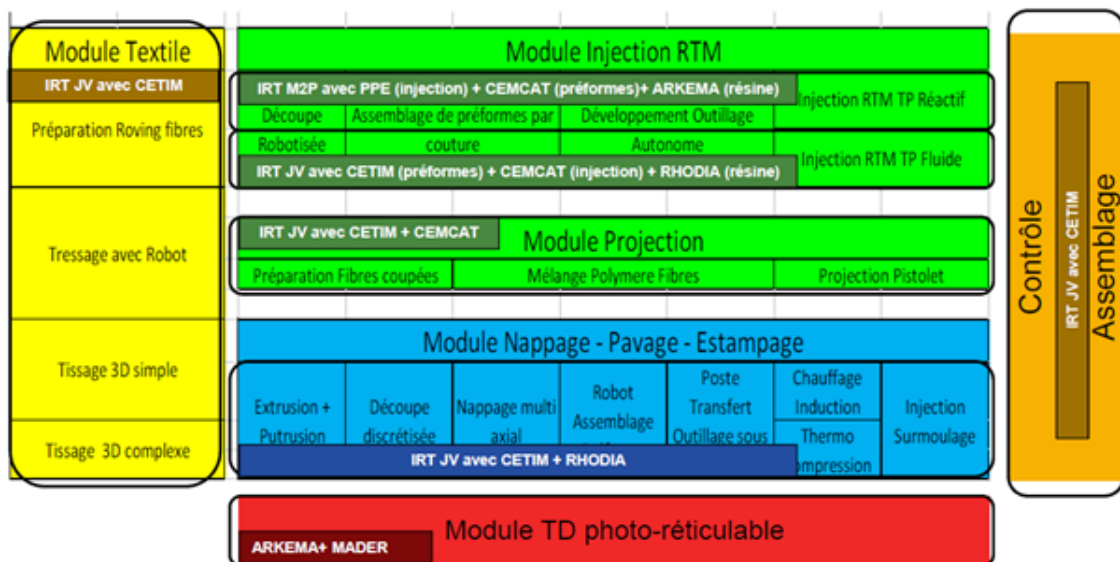


Figure 1.9 – Domaines de recherche et principaux acteurs [Liraut2014]

D'autres travaux de recherche sont également menés sur ces thèmes, comme par exemple le développement de moyens et de procédés pour la réalisation de préformes à destination de l'industrie automobile dans le cadre du projet FAST FORM. Le projet mené par l'IRT M2P en collaboration avec 14 industriels (Arkema, Chomarar, Compose Group, Coriolis, ESI, Faurecia, Hexion, Hutchinson, Institut de soudure, Owens Corning, PEI, PSA, Renault, SISE) a pour objectif de développer un procédé permettant la réalisation de préformes sèches pour des pièces structurales de grandes dimensions et avec un temps de cycle inférieur à 2 minutes [M2P2016, SFIP2016].

D'autre part, des travaux sont à ce jour menés par les fabricants de résines thermodurcissables et thermoplastiques afin d'accroître la réactivité de la polymérisation dans le but de réduire les temps de mise en œuvre des stratifiés composites. En effet, les résines utilisées actuellement sont majoritairement des résines thermodurcissables et les temps de polymérisation associés sont de quelques dizaines de minutes à quelques heures. Par exemple, la résine RTM6 dédiée à l'injection RTM est couramment utilisée dans l'industrie aéronautique nécessite un temps de cycle de 120 minutes à 180°C. Dans cette optique, Arkema a par exemple récemment débuté la commercialisation d'une nouvelle résine thermoplastique, la résine Elium, aux propriétés similaires à une résine époxy et permettant d'atteindre des cadences de production de 100 pièces par jour en RTM [Arkema2016c].

Par ailleurs, des développements sont également à l'étude afin d'automatiser les lignes de production RTM dans le but de favoriser l'industrialisation des matériaux composites hautes performances. Le projet FAST RTM par exemple, porté par l'IRT M2P et 10 industriels (Arkema, Chomarat, Compose Group, Faurecia, Hexion, Hutchinson, Institut de soudure, Renault, SISE), vise à développer de nouveaux équipements pour la production de pièces structurales de grandes dimensions pour les industriels de l'automobile et de l'aéronautique, tout en réduisant le temps de cycle, notamment par le biais du procédé C-RTM (Compression – Resin Transfer Molding) [M2P2016, SFIP2016]. Le groupe Compose a pour sa part développé une ligne de production RTM automatisée : FlexCell. Cette cellule flexible de production, présentée Figure 1.10, permet une injection automatique mono ou bi-composants et le changement rapide d'outillage grâce à une connectique universelle au niveau de la buse d'injection.

Les recherches menées sur la réalisation des préformes composites, sur les résines thermodurcissables et thermoplastiques réactives, ainsi que sur les lignes de production permettent d'espérer des cadences de mise en œuvre pour les matériaux composites hautes performances. Afin d'atteindre des temps de cycle de l'ordre de quelques minutes (voir 1 à 2 minutes pour les cadences automobile), il apparaît nécessaire de développer un nouveau type d'outillage, qui puisse réaliser un cyclage thermique efficace (rapide et de manière homogène dans la structure) afin de transformer le composite dans des conditions optimales et donc de garantir une bonne qualité et santé matière.

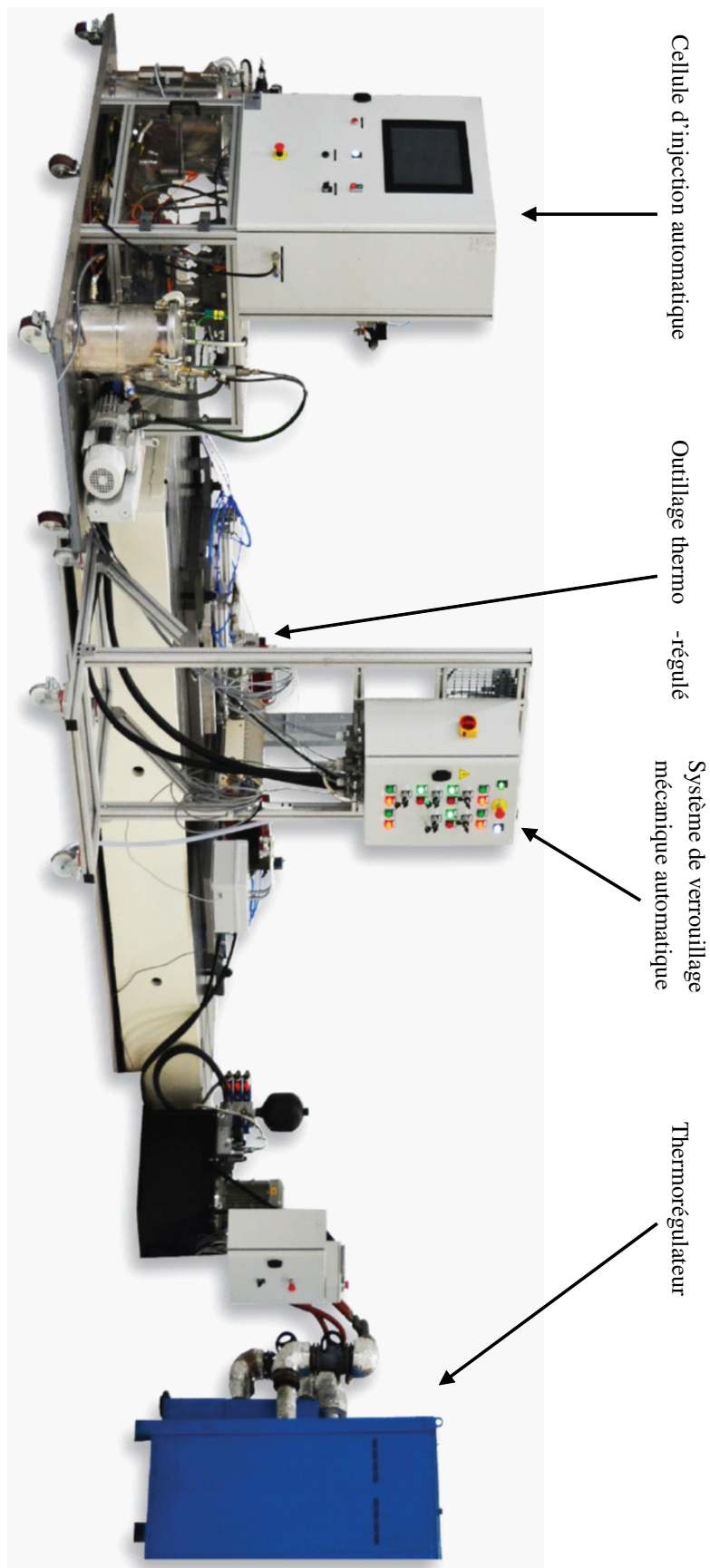


Figure 1.10 – FlexCell - Ligne automatisée [CT12017]

1.2.2 Le projet MATTE

Pour résumer, les industries de l'aéronautique et de l'automobile sont fortement consommatrices de structures composites hautes performances et souhaitent des améliorations sensibles des procédés actuels. Pour chacun de ces secteurs, les enjeux énoncés sont :

Enjeux pour l'aéronautique :

- Remplacer le procédé historique autoclave par des procédés plus productifs (RTM, placement de fibres, estampage) ;
- Remplacer progressivement les composites à matrices therm durcissables par des matrices thermoplastiques hautes performances (PA, PC, PPS, PEI, PEKK) ;
- Disposer de procédés robustes permettant d'assurer une traçabilité de production.

Enjeux pour l'automobile :

- Réduire les coûts d'accès des pièces composites par rapport au métal (coûts matières et méthodes de fabrication) ;
- Disposer de procédés automatisés assurant des hautes cadences avec une très bonne reproductibilité pièce ;
- Utiliser des matériaux composites recyclables et composites thermoplastiques ;
- Être exigeant en suivi et contrôle qualité de production.

Par ailleurs, les industries consommatrices de matériaux composites tendent de plus en plus à remplacer les résines therm durcissables par des résines thermoplastiques [Juras2010]. En effet, à la différence des résines therm durcissables, les thermoplastiques présentent les avantages suivants [Juras2010] :

- Faible temps de mise en œuvre : en moyenne de l'ordre de 1 à 2 minutes ;
- Meilleures propriétés concernant la résistance aux chocs ;
- Assemblages facilités : soudage, sur-moulage... ;
- Meilleur environnement de travail : moins de problèmes d'émission de COV¹ ;
- Meilleur stockage des produits ;
- Meilleure recyclabilité ;
- ...

Cependant, les résines thermoplastiques nécessitent généralement des températures de transformation plus importantes, imposant de ce fait le besoin de faire cycler thermiquement l'outillage, ce dont les structures actuelles ne sont pas capables de réaliser de manière compétitive.

L'objectif de ces travaux de thèse est le développement du concept MATTE : Moule Autonome à Transfert Thermique Efficient. La structure devra être autonome, c'est-à-dire intégrer le système de régulation thermique en chaud et en froid et être efficiente thermiquement afin de pouvoir maîtriser les vitesses et les gradients thermiques au cours du cycle.

1. COV : Composé organique volatil

A cet effet et pour répondre simultanément aux demandes de ces deux secteurs en proposant un procédé de fabrication innovant issu de la combinaison de solutions éprouvées afin d'éviter les risques technologiques, le cadre d'intervention du procédé MATTE, équipé d'un système Heat & Cool, concerne toutes les variantes de procédés :

- d'injection d'une résine liquide dans une préforme fibreuse sèche insérée dans un moule et contre-moule régulés en température, dit RTM, avec une maîtrise spatio-temporelle du champ de température ;
- ou de thermo-compression : compression d'une préforme pré-imprégnée dans un moule et contre moule régulés en température.

Les procédés d'injection pour les matériaux composites permettent l'obtention d'un bon compromis entre les performances mécaniques du stratifié composite et les cadences de production. Ce type de procédé, couplé à la fabrication rapide de préformes et la polymérisation rapide de la résine dans un moule chaud/froid réactif rend possible l'obtention d'une finition netshape et peut permettre une augmentation sensible des cadences de production.

Les performances visées pour ce nouveau type d'outillage sont :

- Une augmentation des vitesses de chauffe et de refroidissement : jusqu'à 50°C/min (en comparaison : autoclave 1 à 3°C/min et RTM 3 à 8°C/min) ;
- Une maîtrise de l'homogénéité thermique sur la surface moulante : ΔT de 5 à 10°C en fonction des besoins ;
- Une réduction de la consommation énergétique de 50 à 80% par rapport à un procédé équivalent (outillage métallique thermorégulé) ;
- La reprise de pression de compactage de l'ordre de 15 bars.

L'outillage doit également permettre la mise en œuvre de composites thermodurcissables et thermoplastiques par :

- Procédé RTM ;
- Consolidation in-situ ;
- Infusion (Out of Autoclave) ;
- Transformation de pré-imprégné.

Ainsi, le concept MATTE devant être une technologie polyvalente permettant la chauffe et le refroidissement rapide de la structure et en assurant un compactage suffisant pour l'obtention de propriétés mécaniques élevées, les choix possibles pour la technologie de chauffe sont donc : la chauffe par induction, cartouches électriques ou fluides caloporteurs, présentés Tableau 1.2. Des actions correctives peuvent être menées afin de palier à certains inconvénients liés à la chauffe par fluide caloporteur. Ces actions sont présentées Tableau 1.5.

A la différence de la chauffe électrique ou par induction, la chauffe par fluide caloporteur permet la réalisation à l'aide du même réseau de canaux la chauffe et le refroidissement. Cela permet ainsi de simplifier la conception de l'outillage et également de limiter la distance entre les canaux pour maîtriser l'homogénéité thermique de la surface moulante. La technologie de chauffe et de refroidissement par fluide caloporteur permet également de rendre la technologie polyvalente et d'adapter le fluide aux performances souhaitées et aux applications visées. Ainsi, il est

par exemple possible de réaliser le cyclage thermique à l'aide d'huile pour outillages utilisés à des températures élevées supérieures à 200°C ou avec de l'eau pour accroître les vitesses de chauffe et refroidissement en dessous de 200°C.

Inconvénients	Solutions
Température d'utilisation	Utilisation d'eau/vapeur ou d'huile en fonction de la température d'utilisation
Echange thermique	Optimisation des canaux pour accroître les performances thermiques
Réticence secteur aéronautique vis-à-vis de l'huile	Démontrer la parfaite étanchéité des canaux

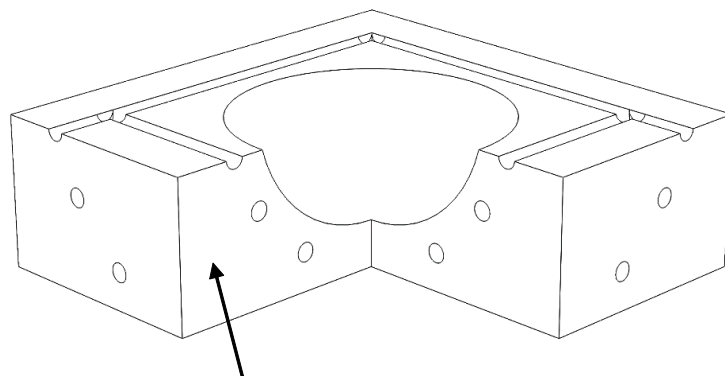
Tableau 1.5 – Solutions potentielles aux inconvénients de la chauffe par fluide caloporteur

Aux vues des performances thermiques et mécaniques attendues et du cahier des charges fixé, le concept MATTE s'est dirigé vers une solution d'outillage type RTM à faible inertie thermique, thermorégulé par un fluide caloporteur réalisant la chauffe et le refroidissement.

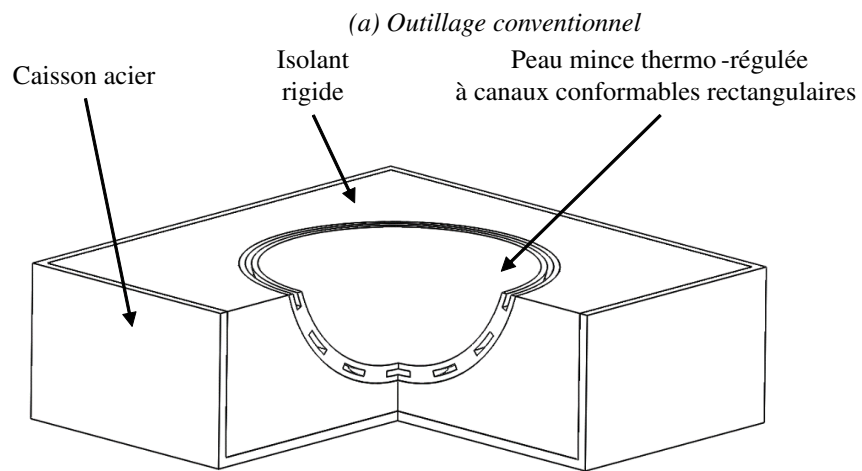
Le concept MATTE, présenté Figure 1.11, est ainsi basé sur le principe d'un outillage multi-matériaux constitué d'une peau chauffante, mince et thermorégulée par un fluide caloporteur, d'un isolant rigide et d'un caisson externe en acier. Les principaux aspects de cette structure sont :

- Peau chauffante mince pour favoriser la réduction de la masse à chauffer et ainsi augmenter la réactivité thermique ;
- Intégration dans la peau chauffante de canaux de chauffe et de refroidissement conformables et rectangulaires pour accroître l'échange convectif, favoriser la diminution de l'épaisseur de la peau et améliorer la maîtrise du champ de température sur la surface moulante ;
- Intégration d'un isolant rigide pour focaliser le flux thermique du côté de la pièce moulée et participer à la reprise des efforts mécaniques.

Ce travail de thèse a donc pour objectif de développer des outils numériques permettant de confirmer l'intérêt de ce concept d'outillage, d'optimiser les performances thermomécaniques de celui-ci en ayant confirmé expérimentalement les résultats numériques obtenus et les modèles associés. L'ambition de ces travaux est d'aboutir à un processus complet de dimensionnement et d'optimisation thermomécaniques des structures MATTE pour la mise en œuvre des matériaux composites hautes performances.



Structure massive à canaux de chauffe droits



(b) *Outillage à canaux conformables dans le concept MATTE*

Figure 1.11 – Comparaison entre des canaux conventionnels et des canaux conformables

1.3 Déroulement des travaux de recherche

1.3.1 Présentation des partenaires

Ces travaux de recherche sont menés dans le cadre d'une thèse CIFRE en collaboration avec l'entreprise CT1 du groupe Compose et le laboratoire SYMME.

CT1 est une filiale du groupe Compose et est dédiée au développement des process composites. Le groupe Compose comprend également les entreprises :

- Compose Tools : mouliste expert dans la réalisation d'outillages à destination du marché du composite et de la plasturgie ;
- Global RTM : développeur de lignes process complètes pour les matériaux composites ;
- IronJaw : fournisseur des produits IronJaw permettant d'accroître la force de fermeture des outillages.

Les principaux marchés de CT1 sont l'aéronautique, l'automobile, l'énergie et le sport et loisirs. La société conçoit et réalise des outillages métalliques innovants pour transformer les matériaux thermoplastiques et composites par RTM, drapage, SMC, injection, estampage... Sa principale force est de pouvoir gérer des projets dans leur globalité en offrant des solutions clés en main : du développement pièce jusqu'au démarrage série.

Le laboratoire SYMME (SYstèmes et Matériaux pour la MEcatronique) (EA4144) est l'un des trois laboratoires de recherche de Polytech Annecy-Chambéry, une école d'ingénieurs publique intégrée à l'Université Savoie Mont Blanc et au Réseau Polytech (13 écoles). Son effectif est de 40 enseignants-chercheurs et 30 doctorants/post-doctorants. Le laboratoire regroupe des compétences en Automatique, Electronique, Instrumentation, Génie Mécanique, Science des Matériaux, et mène des recherches à caractère pluridisciplinaire pour mettre au point des méthodologies de conception et de production de systèmes mécatroniques, avec pour but la maîtrise des matériaux et l'introduction de l'intelligence dans des systèmes mécaniques, pour en améliorer les potentialités et/ou les performances.

1.3.2 Démarche de recherche

Les objectifs de la démarche de travail mise en place sont ainsi le :

- Développement du concept d'outillages MATTE ;
- Développement d'outils informatiques ou numériques qui seront implémentés dans l'entreprise pour la conception et le pré-dimensionnement des outillages MATTE.

La démarche de recherche mise en place pour ces travaux de thèse présentée Figure 1.12 est basée sur une réflexion de recherche pour le développement du concept MATTE et également pour répondre aux besoins industriels dans le cadre du déroulement d'une affaire pour le traitement d'une demande client.

La démarche classique et simplifiée pour le traitement d'une affaire à CT1 est constituée des étapes suivantes :

- Réception du besoin client : informations sur la géométrie, les températures de transformation, ... ;

- Conception d'un outillage : conception basée sur des règles prédéfinies et sur le savoir-faire de l'entreprise ;
- Vérification : validations numériques thermomécaniques des performances de la structure ;
- Fabrication : mise en œuvre de l'outillage ;
- Essais : réalisation de quelques pièces composites pour valider le bon fonctionnement de la structure ;
- Livrables client : Note de calculs thermique, note de calculs mécaniques, outillage.

Ces travaux de recherche nécessitent la mise en place d'outils numériques permettant le traitement des données d'entrées brutes issues du cahier des charges clients et des fiches techniques (homogénéisation du stratifié composite par exemple) et permettant le dimensionnement thermomécanique des structures. Ces outils doivent être généralistes afin de pouvoir être réutilisés ultérieurement au sein de l'entreprise CT1 pour le traitement des futures affaires clients. Par ailleurs, les résultats issus des campagnes numériques, expérimentales et d'optimisation ont pour objectif la mise en place de règles de conception et/ou d'abaques permettant de guider la conception d'outillages lors du traitement des affaires client par la suite.

La démarche de recherche pour le développement du concept MATTE est basée sur un processus similaire à l'échelle TRL (Technology Readiness Level) consistant à évaluer le niveau de maturité d'un système. La démarche adoptée pour le développement du concept MATTE à travers ces travaux de thèse est ainsi :

- L'étude numérique du concept MATTE pour la mise en place du concept ;
- La validation expérimentale à l'aide de démonstrateurs laboratoire et industrielle échelle 1 dans un environnement significatif ;
- L'optimisation numérique du concept MATTE grâce aux retours d'expériences des campagnes expérimentales et numériques.

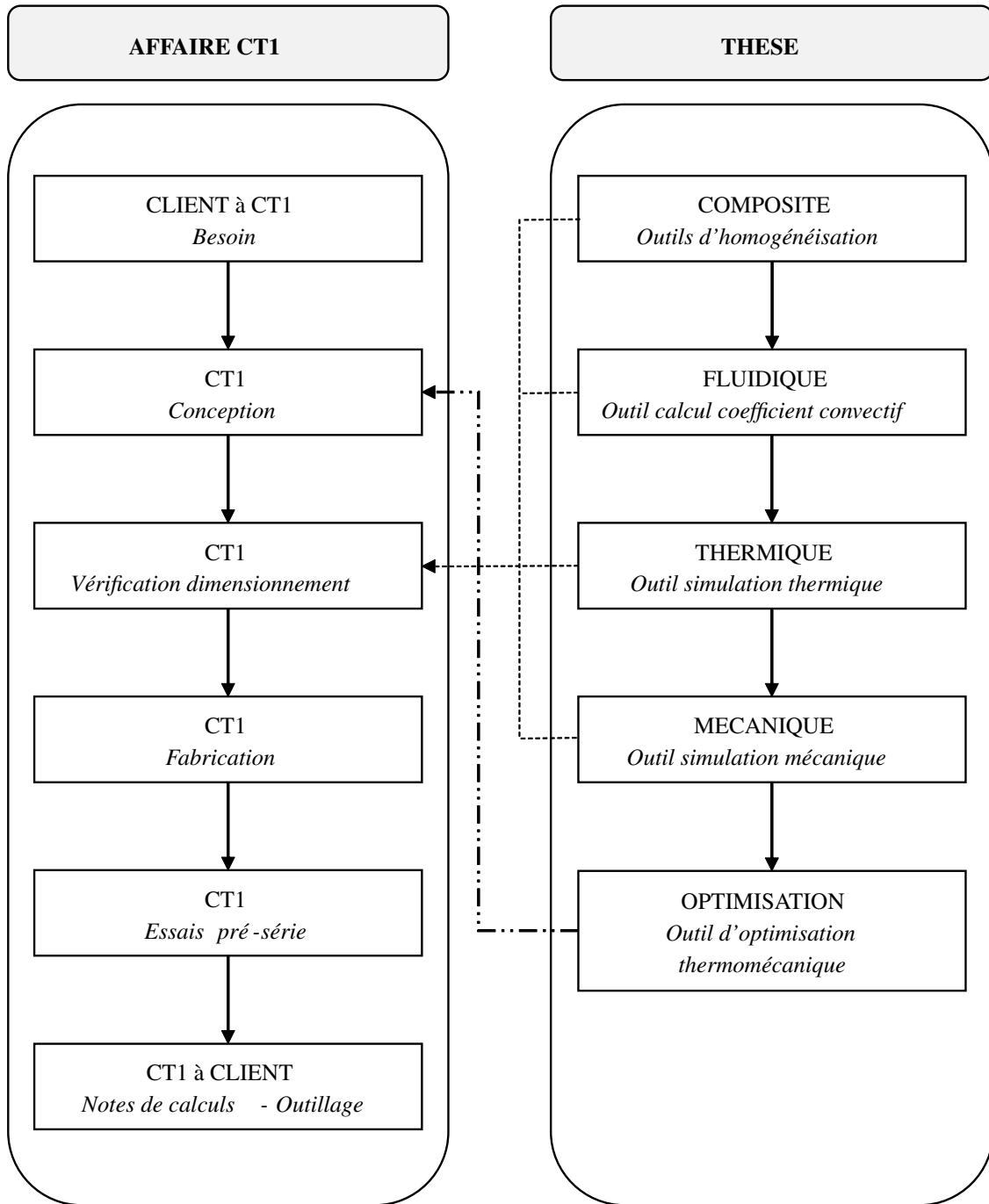


Figure 1.12 – Démarche de recherche

2

Phénomènes physiques et Outils-métier

L'objectif de ce chapitre est de présenter dans un premier temps les principaux phénomènes physiques intervenant dans les outillages à fluides caloporteurs pour la transformation de pièces composites : phénomènes de transferts thermiques, écoulement fluidique et interactions technologiques. Dans un second temps, les outils numériques mis en place pour le développement du concept MATTE sont présentés. Ces outils doivent permettre de modéliser de manière fiable le comportement thermomécanique de la structure.

Sommaire

2.1	Phénomènes physiques	29
2.1.1	Généralités : fluidique et thermique	29
2.1.2	Généralités : circuit de chauffe	34
2.1.3	Pertes de charge dans le circuit de chauffe	36
2.1.4	Thermique	38
2.1.5	Régulation PID	40
2.2	Outils-métier numériques	43
2.2.1	Outil-métier FLUIDE1	45
2.2.2	Outil-métier THERM1	47
2.2.3	Outil-métier MECA1	53
2.3	Conclusion	54

2.1 Phénomènes physiques

2.1.1 Généralités : fluidique et thermique

La première loi de la thermodynamique stipule que pour un système donné, l'énergie totale doit être conservée et que seul un transfert d'énergie par l'intermédiaire des frontières de ce système peut faire varier la quantité d'énergie. Pour un système clos ou pour un système contrôlé, cela peut soit correspondre à un transfert de chaleur à travers les frontières du système, notée Q , soit à un travail réalisé sur ou par le système, noté W . Cela peut être formulé mathématiquement par l'équation 2.1.

$$\Delta E_{stockee}^{totale} = Q - W \quad (2.1)$$

L'énergie totale stockée par le système correspond à l'énergie mécanique (énergie cinétique et énergie potentielle) et à l'énergie interne (énergie thermique, chimique et nucléaire). Ainsi, afin de respecter la loi sur la conservation d'énergie, il est défini que pour un intervalle de temps défini Δt , l'augmentation de la quantité d'énergie thermique et mécanique stockée dans le système doit être égale à la quantité d'énergie thermique et mécanique qui entre dans le système, moins la quantité d'énergie thermique et mécanique qui sort du système, plus l'énergie thermique et mécanique qui est générée dans le système. Cela se traduit mathématiquement par l'équation 2.2.

$$\Delta E_{stockee} = E_{entrant} - E_{sortant} + E_{generee} \quad (2.2)$$

Cette égalité devant être satisfaite également à tout instant t , l'équation 2.2 peut être généralisée au flux thermique par l'équation 2.3.

$$\frac{dE_{stockee}}{dt} = \dot{E}_{entrant} - \dot{E}_{sortant} + \dot{E}_{generee} \quad (2.3)$$

Dans le cas d'un échange thermique en surface, la conservation énergétique est caractérisée par l'équation 2.4.

$$\dot{E}_{entrant} - \dot{E}_{sortant} = 0 \quad (2.4)$$

Les phénomènes de transferts thermiques pouvant agir en surface sont : phénomène de conduction du solide à sa surface frontière, phénomène de convection avec le milieu extérieur et phénomène de rayonnement avec le milieu extérieur. La conduction est un phénomène de transfert thermique sans déplacement de matière et est provoquée par la différence de température au sein d'une structure. Dans un outillage de mise en œuvre des composites, la conduction se déroule principalement dans le moule et dans le composite transformé.

Pour rappel, le lien entre le flux thermique $\vec{\Phi}$ et la densité de flux thermique $\vec{\phi}$ est présenté équation 2.5. La densité de flux thermique correspond au flux thermique par unité de surface.

$$\vec{\Phi} = \vec{\phi} \cdot S \quad (2.5)$$

La densité de flux de chaleur par conduction, est caractérisée par la loi de Fourier, présentée équation 2.6 [Theodore L.2011] :

$$\overrightarrow{\varphi_{conductif}} = -\lambda(T) \cdot \overrightarrow{grad(T)} \quad (2.6)$$

Soit en 1D et en repère cartésien, équation 2.7 :

$$\varphi_{conductif} = -\lambda(T) \cdot \frac{dT}{dx} \quad (2.7)$$

La convection quant à elle est un phénomène de transfert thermique avec déplacement de matière et se déroule essentiellement dans les fluides ou entre un solide et un fluide. Le transfert de chaleur par convection est constitué de deux mécanismes : l'énergie transférée par diffusion moléculaire et l'énergie transférée par le déplacement macroscopique du fluide. Ces phénomènes associés à un gradient de température contribuent au transfert de chaleur. Le phénomène de convection peut être classé en fonction de la nature de l'écoulement du fluide : naturel dans le cas d'un écoulement dû à la gravité, forcé dans le cas d'un écoulement dû à une force extérieure telle que celle apportée par une pompe. Dans un outillage régulé thermiquement à l'aide d'un fluide caloporteur, une convection forcée se déroule au niveau des canaux de circulation du fluide, tandis qu'une convection naturelle existe sur les faces externes de la structure. La densité de flux de chaleur par convection, normale à la surface d'échange, est caractérisée par l'équation 2.8 [Theodore L.2011] :

$$\overrightarrow{\varphi_{convectif}} = h_{convectif} \cdot (T_{surface} - T_{\infty}) \cdot \overrightarrow{n} \quad (2.8)$$

Avec $h_{convectif}$ le coefficient d'échange convectif, $T_{surface}$ la température de la surface frontière du système, T_{∞} la température du fluide et \overrightarrow{n} le vecteur unitaire normal à la surface.

Le rayonnement est un phénomène de transfert thermique ne nécessitant pas de matière pour opérer et correspond à une réduction de l'énergie interne stockée par le matériau afin de tendre vers un équilibre thermodynamique avec l'environnement. Ce mécanisme d'émission est lié aux oscillations des électrons constitutifs de la matière. La densité de flux de chaleur par rayonnement est caractérisée par l'équation 2.9 [Theodore L.2011] :

$$\overrightarrow{\varphi_{radiatif}} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{\infty}^4 - T_{surface}^4) \cdot \overrightarrow{n} \quad (2.9)$$

Avec ε l'émissivité du solide, σ la constante de Stephan-Boltzman : $\sigma = 5.67E^{-8} W.m^{-2}.K^{-4}$, $T_{surface}$ la température de la surface frontière du système et T_{∞} la température du corps noir vers lequel le système rayonne.

Ainsi, en intégrant les équations 2.6 à 2.9 dans l'équation 2.4, la balance énergétique peut être caractérisée par l'équation 2.10.

$$\overrightarrow{\varphi_{conductif}} - \overrightarrow{\varphi_{convectif}} - \overrightarrow{\varphi_{radiatif}} = \overrightarrow{0} \quad (2.10)$$

Par ailleurs, après application de la conservation d'énergie sur un volume élémentaire à travers lequel le transfert d'énergie se fait exclusivement par conduction, nous obtenons l'équation aux dérivées partielles de la chaleur, équation 2.11, qui permet la description du phénomène de conduction thermique dans le repère cartésien.

$$\rho(T) \cdot c_p(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x}(\lambda(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\lambda(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\lambda(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial z}) + \dot{E}_{generee} \quad (2.11)$$

Dans le cas d'une conduction sans génération d'énergie dans un matériau présentant des propriétés constantes et non dépendantes vis-à-vis de la température, l'équation de la chaleur est redéfinie par l'équation 2.12.

$$\rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \cdot \nabla^2(T) \quad (2.12)$$

D'autre part, la chauffe d'un outillage par un fluide caloporteur est réalisée par l'intermédiaire d'un écoulement interne du fluide dans la structure. Cet écoulement génère un échange thermique par convection dépendant du coefficient convectif h . La démarche de calcul permettant d'estimer ce coefficient sera présentée par la suite et fait appel aux nombres sans dimension présentés ci-après [Theodore L.2011] :

- Nombre de Prandlt (Pr) – équation 2.13;
- Nombre de Reynolds (Re) – équation 2.14.

$$Pr = \frac{\mu_{fluide} \cdot c_p}{\lambda_{fluide}} \quad (2.13)$$

$$Re = \frac{\rho_{fluide} \cdot v_{fluide} \cdot D_h}{\mu_{fluide}} \quad (2.14)$$

Avec :

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{P} \quad (2.15)$$

Et avec :

- ρ_{fluide} : Masse volumique du fluide ($kg \cdot m^{-3}$);
- v_{fluide} : Vitesse moyenne du fluide ($m \cdot s^{-1}$);
- D_h : Diamètre hydraulique du canal (m);
- μ_{fluide} : Viscosité dynamique du fluide ($m^2 \cdot s^{-1}$);
- c_p : Chaleur spécifique du fluide ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$);
- λ_{fluide} : Conductivité thermique du fluide ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$);
- A : Section du canal (m^2);
- P : Périmètre mouillé du canal (m).

L'utilisation du diamètre hydraulique permet de rendre une section quelconque de canal équivalente à une section circulaire, permettant ainsi l'utilisation des équations présentées ci-dessus. L'utilisation du diamètre hydraulique permet de ce fait l'estimation d'un coefficient convectif homogène sur la paroi du canal de chauffe.

Concernant le régime d'écoulement du fluide en circulation forcée, le régime est laminaire pour Re inférieur à 2300, turbulent pour Re supérieur à 10000 et transitoire entre ces deux bornes. Il existe par ailleurs le nombre de Biot caractérisant le rapport entre la résistance thermique de surface d'une structure et la résistance thermique au sein de la structure [Theodore L.2011]. Ce paramètre sans dimension est défini par l'équation 2.16.

$$Bi = \frac{h.L_c}{\lambda} \quad (2.16)$$

Avec :

- h : Coefficient convectif ($W.m^{-2}.K^{-1}$);
- L_c : Longueur caractéristique de la structure (m);
- λ : Coefficient de conduction ($W.m^{-1}.K^{-1}$).

Dans le cas d'une structure possédant une résistance thermique à l'interface supérieure à la résistance thermique au sein de la structure, le nombre de Biot est inférieur à 1. Ainsi, c'est la résistance de surface qui limite l'échange thermique dans la structure et il peut être approximé que le gradient de température est faible en son sein [Theodore L.2011]. Le champ de température dans la structure est considéré homogène pour des valeurs du nombre de Biot inférieures à 0,1. A l'inverse, pour une structure possédant une résistance thermique à l'interface inférieure à la résistance thermique au sein de la structure, le nombre de Biot est supérieur à 1. C'est ainsi la résistance de conduction qui limite l'échange thermique dans la structure et le gradient de température devient non négligeable en son sein.

Dans le cas d'un outillage destiné à la transformation des matériaux composites, la détermination du nombre de Biot peut permettre l'identification du facteur technologique limitant dans la chauffe de la structure. En effet, pour un outillage possédant un nombre de Biot inférieur à 1, le gradient de température peut être considéré faible dans la structure du fait du caractère limitant de l'échange convectif. Les performances thermiques peuvent donc être augmentées via une augmentation de l'échange convectif en améliorant la circulation du fluide caloporteur. A l'inverse, pour un moule possédant un nombre de Biot supérieur à 1, le gradient de température ne peut pas être considéré comme négligeable dans la structure du fait du caractère limitant de l'échange par conduction. Ainsi, les performances thermiques de la structure peuvent être augmentées via une diminution de l'épaisseur de l'outillage si possible, ou par le passage à un matériau possédant un coefficient de conduction supérieur. Ainsi, dans un outillage régulé thermiquement par de la convection et de la conduction, il est judicieux d'adapter les paramètres géométriques et technologiques du système, de sorte à équilibrer la résistance de convection et la résistance de conduction. Cela se traduit par l'obtention d'un nombre de Biot proche de 1 pour la structure.

Par ailleurs, dans le cas de transferts thermiques en régime transitoire faisant intervenir de la conduction et de la convection, il peut être intéressant de considérer la constante de temps convective qui caractérise la réactivité thermique du système [Theodore L.2011, Lévy1988].

Dans le cas simple d'un solide présentant une température uniforme et échangeant de la chaleur par convection avec le milieu extérieur qui est également à température constante, l'équilibre énergétique du système peut être défini par l'équation 2.17.

$$-E_{\text{sortant}} = E_{\text{stockee}} \quad (2.17)$$

Soit :

$$-h_{\text{convectif}} \cdot S_{\text{echange}} \cdot (T_{\text{surface}} - T_{\infty}) = \rho \cdot V_{\text{solide}} \cdot c_p \cdot \frac{dT}{dt} \quad (2.18)$$

Avec :

- S_{echange} : La surface d'échange convectif entre le solide et le fluide ;
- T_{surface} : La température de la surface d'échange ;
- T_{∞} : La température constante du fluide ;
- ρ : La masse volumique du solide ;
- V_{solide} : Le volume du solide ;
- c_p : La chaleur spécifique du solide.

Après intégration de l'équation 2.18, nous obtenons l'équation 2.19 :

$$\frac{T_{\text{surface}} - T_{\infty}}{T_{\text{initiale}} - T_{\infty}} = \exp\left(\frac{-h_{\text{convectif}} \cdot S_{\text{echange}} \cdot t}{\rho \cdot V_{\text{solide}} \cdot c_p}\right) \quad (2.19)$$

Il apparaît ainsi la constante de temps présentée équation 2.20, dans laquelle un premier terme correspond à la résistance de convection et un second terme à la capacité thermique du système. Une augmentation de l'un ou l'autre des termes entraîne une augmentation de la réactivité du système, et inversement. La constante de temps τ correspond au temps théorique du système pour atteindre 63% de la réponse en régime permanent.

$$\tau = \frac{1}{h_{\text{convectif}} \cdot S_{\text{echange}}} \cdot \rho \cdot V_{\text{solide}} \cdot c_p \quad (2.20)$$

Concernant la chauffe d'un outillage par une technologie de chauffe à température constante, telle qu'un système SKID, un travail sur la constante de temps peut permettre une meilleure caractérisation de la réactivité de la structure. Il est important de noter que dans le cas d'un système « outillage – fluide – thermorégulateur – pompe » dans lequel l'outillage et le fluide voient leur température évoluer au cours du cycle thermique, il n'est plus possible d'exploiter la démarche présentée précédemment permettant d'aboutir à la constante de temps, équation 2.20. En effet, dans ce cas de figure la température du fluide s'avère être variable, tout comme le coefficient convectif. De plus, la réponse thermique du système peut, en fonction des technologies de chauffe utilisées, ne plus être d'apparence logarithmique.

Enfin, il est possible dans des phases de pré-dimensionnement de faire appel à la constante de temps conductive. Dans le cas d'une conduction simple unidimensionnelle et avec des propriétés matériaux considérées comme constante avec la température, la diffusion thermique est caractérisée par l'équation 2.21.

$$\rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (2.21)$$

Il est possible de définir la diffusivité thermique par l'équation 2.22 :

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \quad (2.22)$$

Ainsi, une analyse dimensionnelle sur le paramètre α montre que ce coefficient est équivalent à un rapport d'une longueur au carré sur un temps. Nous avons ainsi l'apparition d'une constante de temps conductive équation 2.23.

$$\tau \sim \alpha \cdot L^2 \quad (2.23)$$

2.1.2 Généralités : circuit de chauffe

Les outillages autonomes thermiquement permettent une thermorégulation interne à l'outillage au cours du cycle de transformation du composite. Cette gestion de la thermique est réalisée à l'aide d'un fluide caloporteur régulé thermiquement par un thermorégulateur externe et circulant dans des canaux intégrés à l'outillage. Les constituants principaux du système sont donc : le fluide caloporteur, l'outillage, les canaux de chauffe et de refroidissement, la pompe et le thermorégulateur.

Fluide caloporteur :

Un fluide caloporteur est un fluide permettant le transport de chaleur entre différentes sources de température. Dans le cas d'un système RTM, le fluide caloporteur a pour objectif de transporter la chaleur du thermorégulateur à l'outillage lors de la phase de chauffe et de l'outillage au thermorégulateur lors de la phase de refroidissement. Industriellement, deux fluides sont couramment utilisés : l'eau et l'huile [Shayfull2014, SISE2017].

Outillage :

L'outillage est la structure permettant la mise en forme et la transformation du matériau composite. Il est défini par son ou ses matériaux constitutifs, la masse à chauffer et les canaux de chauffe et de refroidissement intégrés. Actuellement, les outillages RTM sont conçus à l'aide de règles de conception issues du domaine de la plasturgie, c'est-à-dire qu'un bloc massif d'acier ou d'aluminium est usiné, puis des perçages droits sont réalisés pour former les canaux de circulation du fluide caloporteur [Rosato2000]. Cette méthodologie de conception présente l'intérêt d'obtenir des outillages robustes, résistants aux pressions d'injection de la résine et fabriqués à l'aide de procédés de mise en œuvre maîtrisés, mais cela est fait au détriment des performances thermiques telles que la vitesse de chauffe, la consommation énergétique . . . De plus, ces règles de conception mènent à des outillages surdimensionnés mécaniquement car les pressions en jeu lors de l'injection plastique sont de l'ordre de plusieurs centaines de bars, tandis que pour le RTM, ces pressions sont au maximum de quelques dizaines de bars.

Canaux :

Les canaux de chauffe et de refroidissement permettant la circulation du fluide caloporteur au sein de l'outillage sont caractérisés par leur géométrie, leur distance vis-à-vis de la surface moulante, leur entraxe et le réseau de circulation. Actuellement, les canaux étant réalisés par perçage au sein des outillages massifs, les canaux sont de géométrie circulaire et avec un positionnement et un réseau de circulation du fluide dépendant des contraintes de perçage et de l'encombrement éventuel d'autres éléments dans l'outillage (capteurs, broches . . .). L'altitude des canaux par rapport à la surface moulante est de ce fait variable et le réseau de perçage peut être multi-branche, aboutissant à une circulation du fluide non maîtrisée. Un exemple de canaux droits conventionnels est présenté Figure 1.11a. Des solutions à canaux conformables réalisées par impression 3D métallique existent (SLM, EBM, . . .), mais sont actuellement limitées en tailles et en applications.

Thermorégulateur :

Le thermorégulateur est un système permettant de réaliser la chauffe, et parfois le refroidissement du fluide caloporteur le traversant et est caractérisé par sa puissance thermique et par le volume de fluide dans son réservoir. Généralement, les thermorégulateurs sont équipés d'un système de régulation PID, permettant de piloter la puissance du thermorégulateur et ainsi de contrôler automatiquement la chauffe et le refroidissement du fluide en fonction de la consigne de température imposée. Un exemple de thermorégulateur est présenté Figure 2.1.

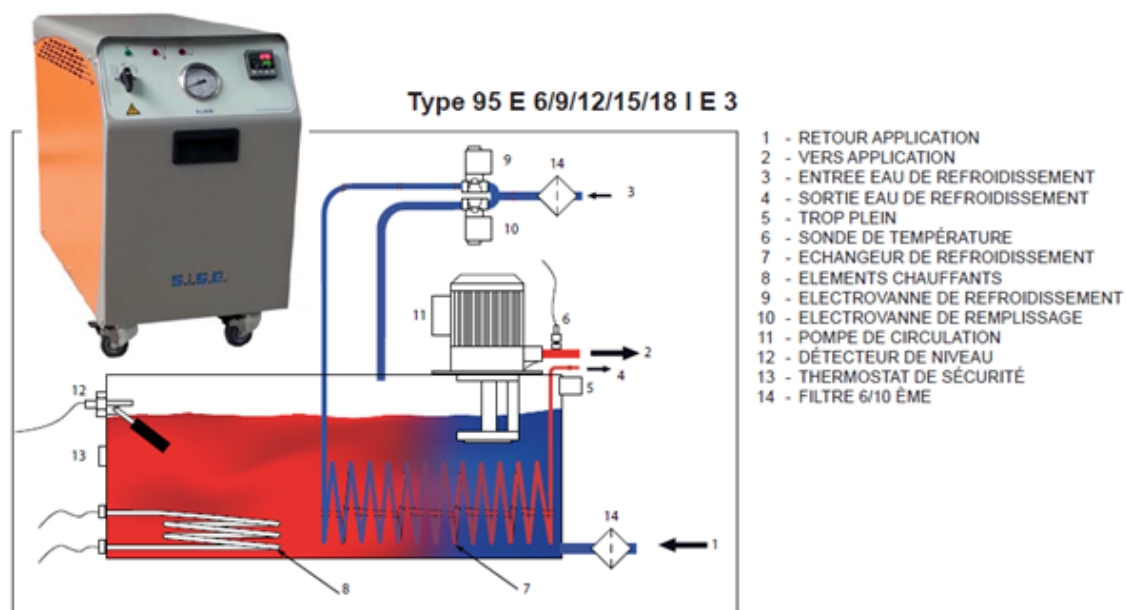


Figure 2.1 – Thermorégulateur SISE et schéma de principe

Pompe :

La pompe, intégrée au thermorégulateur, permet de forcer la circulation du fluide dans l'outillage et ainsi de transporter la chaleur du thermorégulateur à l'outillage et inversement. La pompe est caractérisée par sa capacité à faire circuler le fluide caloporteur dans le réseau de canaux.

La chauffe et le refroidissement lors de la transformation RTM d'un composite nécessitent donc l'utilisation de plusieurs technologies et mettent en jeu plusieurs phénomènes physiques, tels que l'écoulement d'un fluide et l'échange convectif. La Figure 2.2 présente le système de transformation typique par RTM (du laboratoire SYMME) avec un outillage, un thermorégulateur et une pompe et le fluide caloporteur.

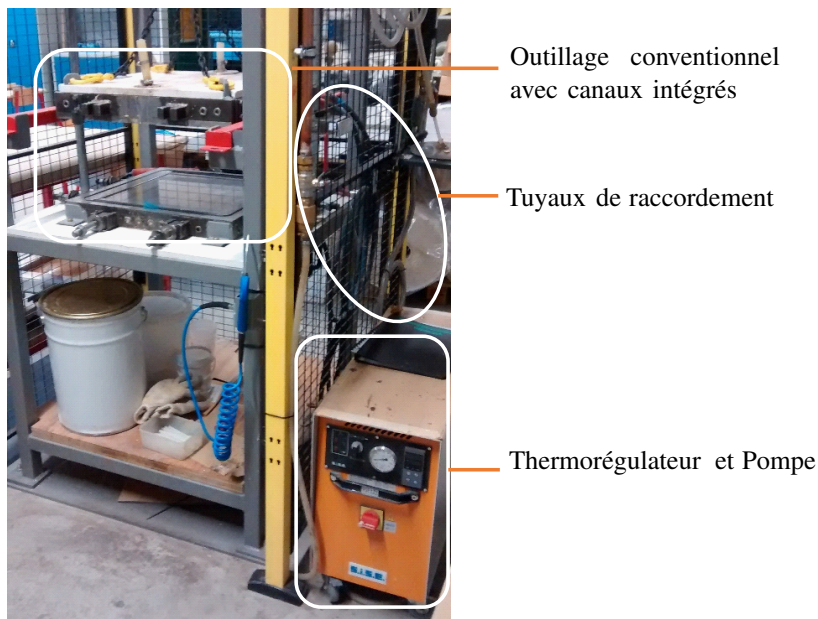


Figure 2.2 – Système outillage-thermorégulateur

2.1.3 Pertes de charge dans le circuit de chauffe

Un outillage, composé de canaux dans lesquels un fluide circule, possède une courbe caractéristique définie à une température donnée du fluide et est fonction du débit d'écoulement du fluide et des pertes de charge du système. La pompe intégrée au thermorégulateur possède également une courbe caractéristique définie par sa capacité de reprise des pertes de charge en fonction du débit d'écoulement du fluide. L'intersection entre les courbes caractéristiques de l'outillage et de la pompe correspond au point de fonctionnement du système et permet ainsi l'obtention du débit du fluide dans l'outillage. Ce point de fonctionnement est donc dépendant : des canaux dans l'outillage, du fluide, de la pompe et de la température. Un exemple de point de fonctionnement déterminé par l'intersection des deux courbes caractéristiques est présenté Figure 2.3.

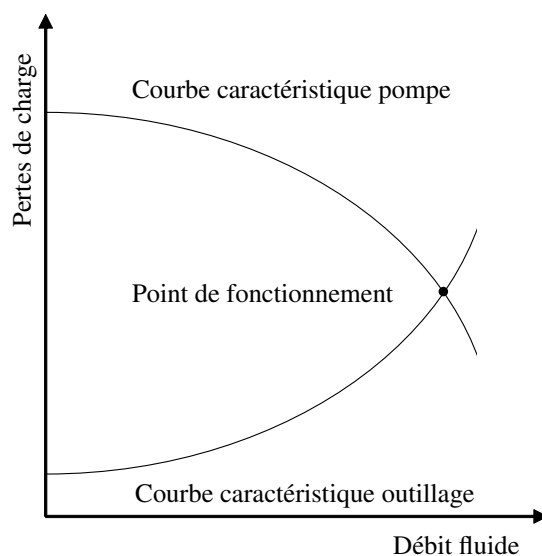


Figure 2.3 – Détermination du point de fonctionnement

Les calculs de pertes de charge régulières et singulières, respectivement équation 2.24 et équation 2.25, sont réalisés à l'aide des formules issues du Memento des pertes de charge de I.E Idelcik [Idel'cik1986].

$$\Delta H_{reguliere} = \frac{\beta \cdot L \cdot v^2}{2 \cdot g \cdot D_h} \cdot \frac{\rho_{fluide}}{\rho_{eau}} \quad (2.24)$$

$$\Delta H_{singuliere} = \frac{\kappa \cdot v^2}{2 \cdot g} \cdot \frac{\rho_{fluide}}{\rho_{eau}} \quad (2.25)$$

En régime turbulent, le coefficient de pertes de charge β est déterminé à l'aide de la corrélation de Serghides, équation 2.26 à équation 2.29, qui permet d'obtenir de manière explicite des résultats proches de ceux obtenus par l'équation implicite de Colebrook–White et possède un large domaine d'utilisation : $4000 < Re < 1.10^{10}$ [Asker2014].

$$\beta = \left(A - \frac{(B-A)^2}{C-2B-A} \right)^{-2} \quad (2.26)$$

Avec les équations 2.27 à équation 2.29 et ε la rugosité relative de la paroi :

$$A = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{D_h} + \frac{12}{Re} \right) \quad (2.27)$$

$$B = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{D_h} + \frac{2,51 \cdot A}{Re} \right) \quad (2.28)$$

$$C = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{D_h} + \frac{2,51 \cdot B}{Re} \right) \quad (2.29)$$

En régime laminaire, la loi de Poiseuille, équation 2.30, est utilisée.

$$\beta = \frac{64}{Re} \quad (2.30)$$

En présence de singularités, κ est une caractéristique spécifique à la singularité géométrique et est déterminé à l'aide des abaques issues du Memento des pertes de charge de I.E Idelcik [Idel'cik1986].

Par exemple, les principales singularités présentes dans les réseaux de circulation du fluide caloporteur dans les outillages sont des coudes à parois concentriques présentées Figure 2.4.

Pour des serpentins présentant un rapport entre le rayon du coude et le diamètre hydraulique supérieur à 1,5, la détermination du coefficient κ est réalisée à l'aide des équation 2.31 à équation 2.36d. Aux vues des dimensions en jeu, ce cas de figure devrait être le cas majoritairement rencontré lors des différentes conceptions d'outillages.

$$\kappa = \kappa_f + \kappa_M \quad (2.31)$$

$$\kappa_f = 0,0175 \cdot \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \cdot \frac{R_0}{D_h} \cdot \delta \quad (2.32)$$

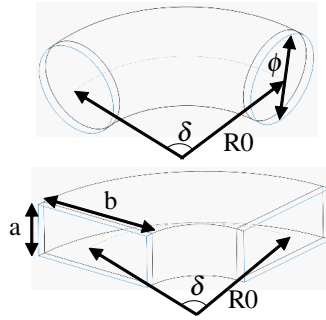


Figure 2.4 – Coudes à parois concentriques

$$\kappa_M = A.B.C \quad (2.33)$$

$$A = 0,9 \cdot \sin(\delta) \quad \text{pour } \delta \leq 70^\circ \quad (2.34a)$$

$$A = 1 \quad \text{pour } \delta = 90^\circ \quad (2.34b)$$

$$A = 0,7 + 0,35 \cdot \frac{\delta}{90} \quad \text{pour } \delta \geq 90^\circ \quad (2.34c)$$

$$B = \frac{0,21}{\sqrt{\left(\frac{R_0}{D_h}\right)}} \quad (2.35)$$

$$C = 1,45 \quad \text{pour } a/b = 0,5 \quad (2.36a)$$

$$C = 1,00 \quad \text{pour } a/b = 1,0 \quad (2.36b)$$

$$C = 0,68 \quad \text{pour } a/b = 1,5 \quad (2.36c)$$

$$C = 0,40 \quad \text{pour } a/b = 3 \quad (2.36d)$$

Avec a/b correspondant au rapport de la hauteur du canal sur la largeur du canal.

Dans le cas d'un rapport entre le rayon du coude et le diamètre hydraulique inférieur à 1,5, la détermination du coefficient κ sera possible en se référant à l'abaque correspondante dans le Memento des pertes de charge de I.E Idelcik [Idel'cik1986].

2.1.4 Thermique

Dans ces travaux, comme cela sera présenté par la suite, une modélisation thermique 2D est mise en place dans le but de s'affranchir d'un modèle fluidique 3D coûteux en temps de modélisation et temps de calcul. Ce type de modélisation a pour objectif de (i) pouvoir faciliter le développement du concept MATTE et de la mise en place des règles de conception associées (ii) faciliter l'exploitation en entreprise d'un modèle peu coûteux. Ce type de modélisation (modèle thermique sur une structure 2D représentative) s'avère être courant dans la bibliographie scientifique et dans le domaine industriel. Le choix d'exploiter une modélisation thermique 2D implique cependant des hypothèses sur les phénomènes de transfert thermique. Ainsi, les phénomènes d'advection¹, la perte de chaleur du fluide le long du canal et la zone de développement du fluide dans le canal ne sont pas pris en compte dans ce modèle.

1. phénomène de transport de la chaleur par le mouvement du fluide

Dans le cas d'un écoulement d'un fluide caloporteur dans un outillage, le transfert thermique par convection forcée à l'interface paroi – fluide et sans la prise en compte des phénomènes d'advection, peut être caractérisé par équation 2.37.

$$\vec{\Phi} = (T_{surface} - T_{fluide}) \cdot \bar{h} \cdot S_{convection} \cdot \vec{n} \quad (2.37)$$

Avec \bar{h} le coefficient convectif moyen sur la surface d'échange convective totale de canaux, $T_{surface}$ la température de la surface d'échange et T_{fluide} la température moyenne du fluide.

Le coefficient \bar{h} caractérise ainsi le transfert de chaleur par convection. Ce coefficient dépend du modèle d'écoulement du fluide, des propriétés du fluide et du débit de fonctionnement.

L'écoulement du fluide caloporteur dans les canaux de l'outillage étant un écoulement interne, les équation 2.38a à équation 2.38d sont utilisées pour la détermination du coefficient convectif [Theodore L.2011].

$$\text{Nombre de Nusselt - Turbulent} \quad Nu = 0,023.Re^{0,8}.Pr^{0,4} \quad (2.38a)$$

$$\text{Nombre de Nusselt - Laminaire, tube circulaire} \quad Nu = 3,66 \quad (2.38b)$$

$$\text{Nombre de Nusselt - Laminaire, tube circulaire} \quad \text{cf. Table 2.1} \quad (2.38c)$$

$$\text{Coefficient convectif} \quad \bar{h} = Nu \cdot \lambda_{fluide} / D_h \quad (2.38d)$$

a/b	4	8	∞
Nu	4,44	5,60	7,54

Tableau 2.1 – Nombre de Nusselt en régime laminaire – tube rectangulaire de section a.b

Les études qui seront présentées par la suite étant en 2D, nous considèrerons l'écoulement du fluide comme établi dans les canaux, ainsi, nous utilisons la corrélation de Dittus-Boelter, équation 2.38a, pour la détermination du nombre de Nusselt.

La démarche permettant la détermination du coefficient convectif h est donc la suivante et est présentée Figure 2.5 :

1. Détermination de la courbe caractéristique de l'outillage – Calcul des pertes de charge ;
2. Détermination du point de fonctionnement du système – Intersection des courbes caractéristiques de l'outillage et de la pompe ;
3. Détermination du coefficient convectif.

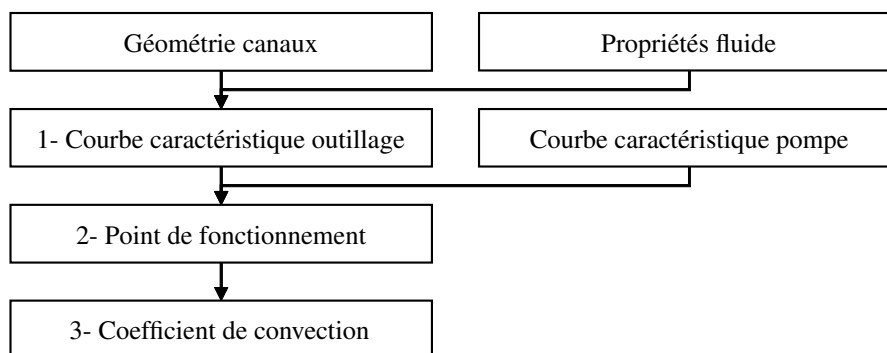


Figure 2.5 – Démarche pour la détermination du coefficient convectif \bar{h}

2.1.5 Régulation PID

Le système de régulation PID permet de réaliser un asservissement en boucle fermée d'un procédé industriel; c'est le système de régulation le plus utilisé dans l'industrie. Dans le cas d'un procédé de transformation des matériaux composites, le PID permet de réguler la chauffe et le refroidissement du système au cours du temps. Pour ce faire, l'algorithme calcule la différence entre la valeur mesurée et la consigne (température et écart de température), afin de déterminer la commande à appliquer.

- Action proportionnelle : l'erreur est multipliée par un gain Kp ;
- Action intégrale : l'erreur est intégrée et divisée par un gain Ki ;
- Action dérivée : l'erreur est dérivée et multipliée par un gain Kd .

La régulation PID développée et intégrée dans la modélisation thermique présentée ultérieurement, intègre des paramètres Kp , Ki et Kd qui sont issus de la fiche technique du régulateur ou sont déterminés de manière successive par l'utilisateur par une phase d'essais. Le paramètre proportionnel Kp est déterminé dans un premier temps avec pour objectif l'amélioration du temps de réponse du système, c'est-à-dire la réduction du temps de montée. Dans un deuxième temps, le paramètre d'intégration Ki est fixé afin d'éliminer l'erreur finale du système, c'est-à-dire la suppression de l'erreur statique. Pour terminer, le paramètre de dérivation Kd est déterminé pour rendre le système plus stable. Ces paramètres de régulation Kp , Ki et Kd pourraient également être déterminés de manière expérimentale : méthode de Ziegler-Nichols, Cohen-Coon, fonction « auto-tune » intégré ... ou logiciel : PID tuning software, Scilab ... La Figure 2.6 présente la réponse typique d'un système régulé à l'aide d'un PID.

La démarche mise en place pour la détermination de la commande à partir de la consigne et de la mesure est présentée Figure 2.7.

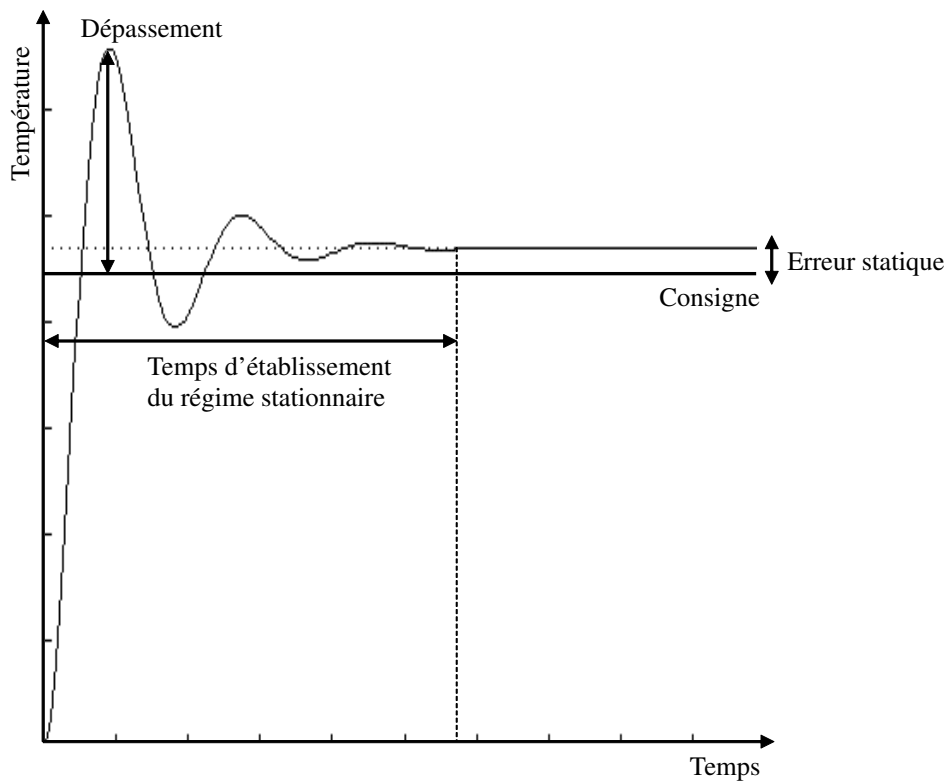


Figure 2.6 – Régulation typique d'un PID

Consignes	. Température théorique cible . Ecart de température théorique cible
Mesures	. Température par thermocouples ou numériquement . Ecart de température par thermocouples ou numériquement
Erreur	$Consigne - Mesure$
Somme Erreur	$Erreur + Erreur\ précédente$
Variation Erreur	$Erreur - Erreur\ précédente$
Commande	$K_p \times Erreur + K_i \times Somme\ Erreur + K_d \times Variation\ Erreur$

Figure 2.7 – Fonctionnement PID

L'objectif de ces travaux de thèse est le développement d'un système novateur permettant d'accroître les vitesses de chauffe et de refroidissement pour la mise en œuvre des composites, tout en garantissant une maîtrise spatiotemporelle du champ de températures. Afin de maîtriser les vitesses de chauffe et de refroidissement et de maîtriser l'écart de température sur la surface moulante, un système de double régulation PID doit être mis en place selon la démarche présentée Figure 2.8.

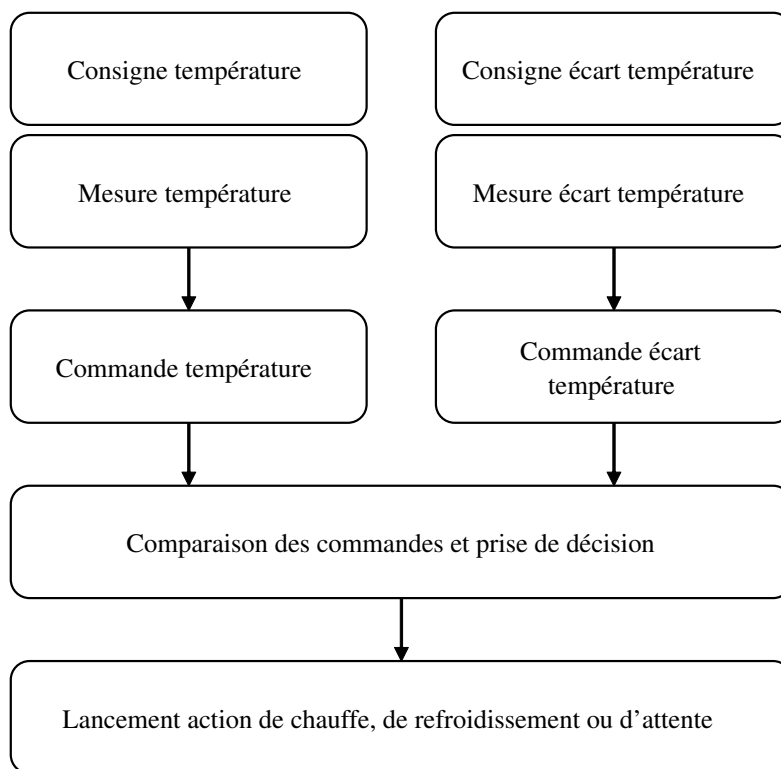


Figure 2.8 – Fonction du double PID

Une comparaison est menée sur les commandes de la régulation PID en température et de la régulation PID en écart de température, afin de déterminer l'action à réaliser par le thermorégulateur : lancement de la puissance de chauffe ou lancement de la puissance de froid. Le Tableau 2.2 présente les combinaisons de commandes possibles et les actions à réaliser par le thermorégulateur associé.

		Phase chauffe	Phase refroidissement
Commande température	Commande DT	Action	Action
Positive	Positive	Lancement chaud	Lancement chaud
Négative	Négative	Lancement froid	Lancement chaud
Positive	Négative	Lancement froid	Lancement chaud
Négative	Positive	Lancement froid	Lancement froid

Tableau 2.2 – Action double PID - Phase de chauffe

Dans le cadre des études numériques menées au cours de ces travaux de thèse, les mesures de températures sont réalisées à l'aide de relevés nodaux sur le modèle éléments finis. Industriellement, les mesures peuvent être effectuées à l'aide de thermocouples positionnés sur la peau

moulante.

Il est tout de même important de noter que les réglages PID implémentés dans la régulation ne sont pas optimaux, mais sélectionnés de sorte à obtenir un compromis entre la précision, la stabilité et la rapidité du système. De plus, les régulations PID peuvent s'avérer inefficaces en présence de systèmes fortement non-linéaires et/ou en présence de réponses différentes entre l'activation et l'arrêt de la commande. Par exemple, dans le cas d'un fluide thermorégulé à l'aide d'une puissance de chauffe et d'une puissance de froid d'intensité différente, il est nécessaire d'ajuster les paramètres PID afin de garantir la stabilité du système, ce qui impacte de ce fait la performance.

2.2 Outils-métier numériques

En plus du développement technologique complet du concept MATTE, ces travaux de thèse doivent aboutir au développement d'une chaîne de conception permettant de concevoir et de dimensionner de manière rapide, efficace et en interne les outillages MATTE. Pour cela, il est nécessaire de mettre en place des outils numériques pour permettre par exemple : homogénéiser le stratifié composite afin de simplifier la modélisation éléments finis et les calculs associés, déterminer les points de fonctionnement de la structure étudiée, déterminer le coefficient convectif. . . Comme cela est présenté Figure 1.12, la démarche de recherche mise en place est en lien étroit avec le déroulement d'une affaire en entreprise. Ainsi, la démarche associée de développement des outils-métier est présentée Figure 2.9 et met en évidence les interactions et les intérêts entre les outils-métier et les travaux menés au cours de la thèse et les affaires traitées en entreprise.

L'objectif principal de chacun de ces outils est présenté ci-dessous :

MAT1 : Outil d'homogénéisation mécanique des composites basé sur la MSC [Hollister1992]

MAT2 : Outil d'homogénéisation thermique des composites basé sur la MSC

FLUIDE1 : Outil permettant le calcul du coefficient convectif

THERM1 : Outil de simulation thermique sur un VER nominal 2D MATTE

THERM2 : Outil de simulation thermique sur une coupe quelconque 2D représentative

MECA1 : Outil de simulation mécanique sur un VER nominal 2D MATTE

MECA2 : Outil de simulation mécanique sur une coupe quelconque 2D représentative

OPTI1 : Outil d'optimisation thermique – Création d'un métamodèle thermique

OPTI2 : Outil d'optimisation mécanique – Création d'un métamodèle mécanique

OPTI3 : Outil global d'optimisation multi-objectifs sous contraintes

Dans la suite de ce rapport, le fonctionnement des outils-métier FLUIDE1, THERM1 et MECA1 est présenté de manière détaillée, respectivement pour la détermination du coefficient convectif, pour la simulation éléments finis en thermique transitoire et pour la simulation éléments finis en mécanique statique. Les outils THERM2 et MECA2 consistent en une généralisation des outils THERM1 et MECA1 en terme de géométries admissibles pour la simulation et à l'automatisation de la création de ces dernières.

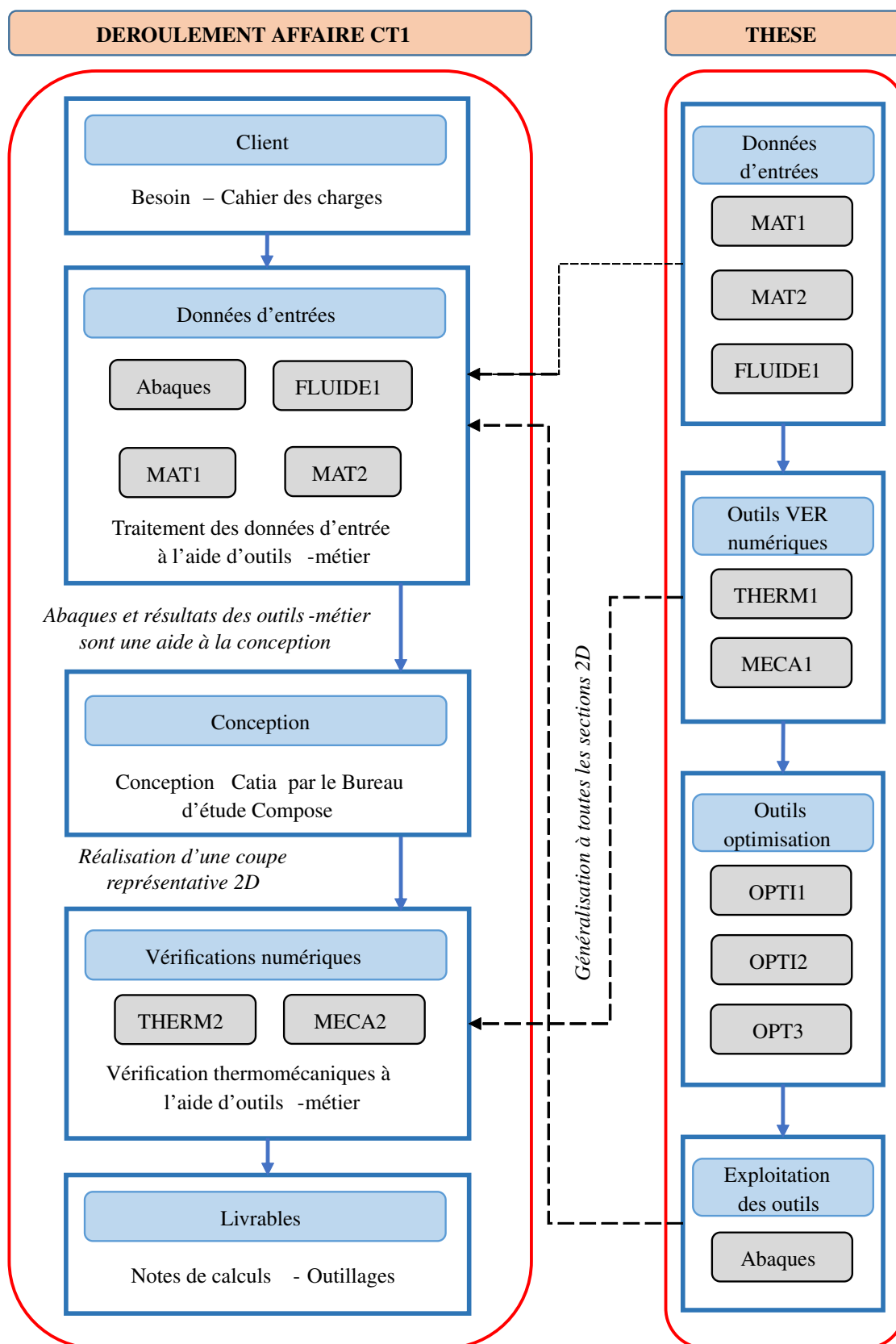
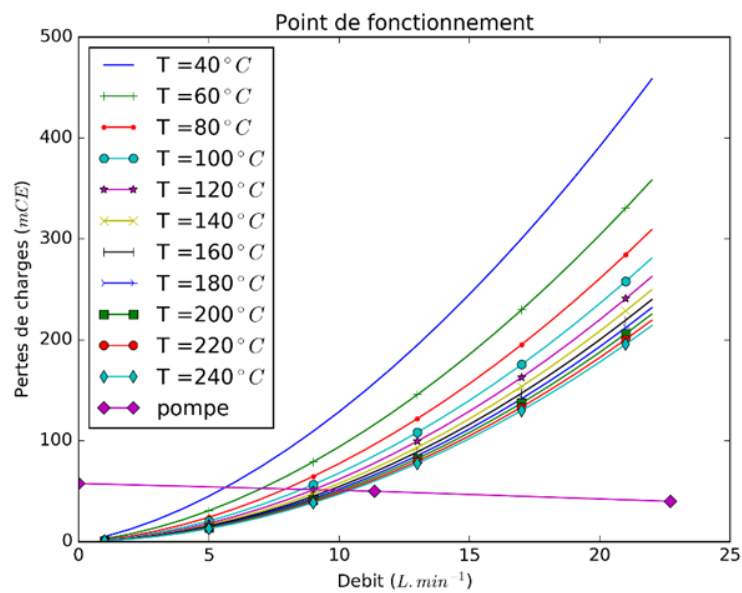


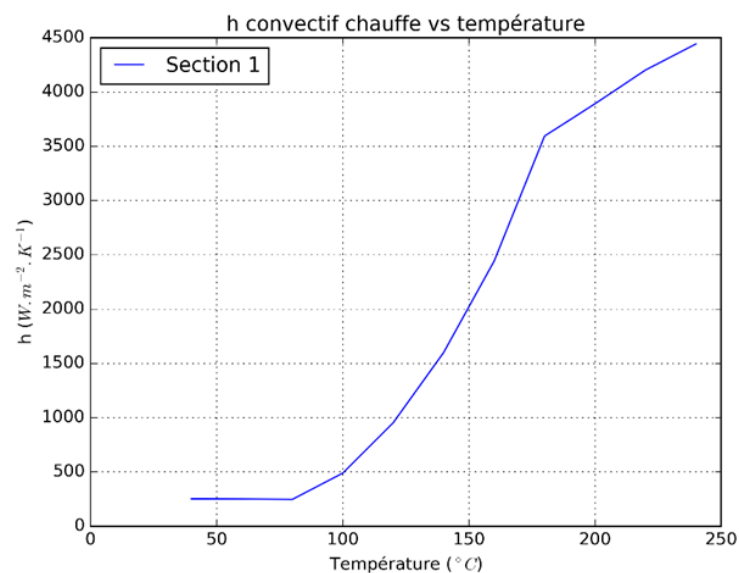
Figure 2.9 – Démarche outils-métier

2.2.1 Outil-métier FLUIDE1

L'estimation du coefficient convectif s'avère être une donnée primordiale dans le processus de dimensionnement thermique des outillages et est dépendante des données technologiques associées à l'outillage. Un outil-métier FLUIDE1 a été développé sous Python et Excel, avec pour objectif la détermination du point de fonctionnement et du coefficient convectif. Les calculs des pertes de charge et des coefficients convectifs sont réalisés à l'aide des équations présentées précédemment. Des exemples de résultats sont présentés Figure 2.10a et Figure 2.10b et la démarche générale de fonctionnement de l'outil est présentée Figure 2.11. La Figure 2.10b présente des variations de pente dues aux changements de régime du fluide. Le raffinement des pas en température permettrait de lisser ces variations.



(a) Points de fonctionnement



(b) Coefficient de convection en fonction de la température

Figure 2.10 – Exemples de résultats issus de FLUIDE1

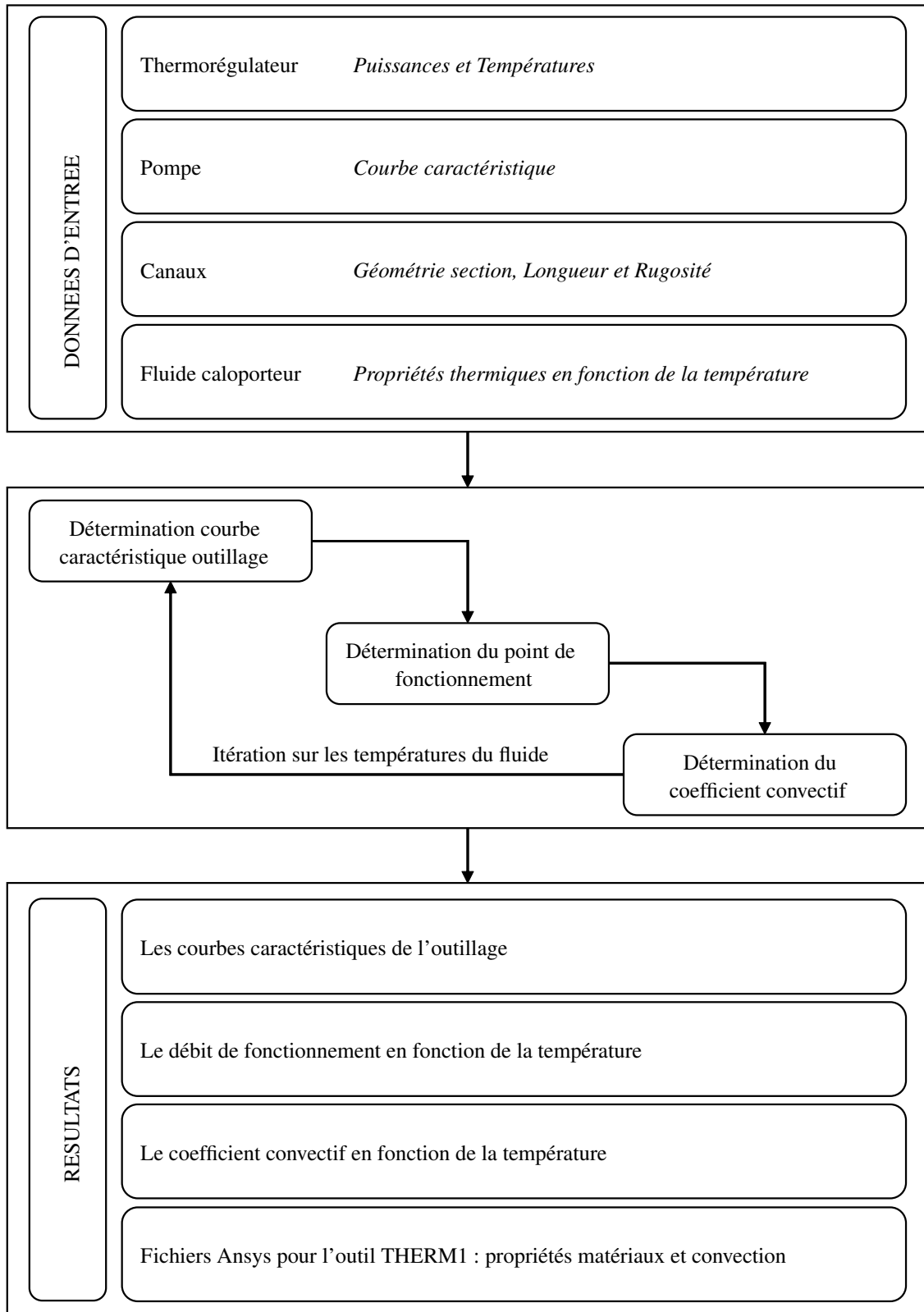


Figure 2.11 – Démarche de fonctionnement de FLUIDE1

2.2.2 Outil-métier THERM1

Afin de pouvoir dimensionner et vérifier numériquement les outillages modélisés, un outil-métier THERM1 a été développé, avec pour objectif de simuler par la méthode des éléments finis, en thermique transitoire, le comportement de la structure. L'objectif de ce modèle éléments finis est de pouvoir représenter de manière simple mais fiable le système complet outillage, thermorégulateur, pompe et fluide, ainsi que les conditions de chargements imposés lors de la mise en œuvre de composites. Pour ces travaux de recherche, un modèle éléments finis basé sur un Volume Élémentaire Représentatif 2D (VER) est utilisé pour réaliser les simulations. Cette modélisation 2D néglige de ce fait les effets de bords et se focalise sur la zone de chauffe et de refroidissement de l'outillage et du stratifié composite. Il a été démontré par Hill en 1963 [Hill1963] que les mesures réalisées sur des VER étaient représentatives du comportement de la structure globale si le motif se répète un nombre suffisant de fois.

L'outil THERM1 est développé sur le logiciel éléments finis Ansys v.17. Des éléments thermiques quadratiques PLANE77 sont utilisés pour les géométries de l'outillage, du composite, de l'isolant... Afin de prendre en compte la masse totale à chauffer, une épaisseur est appliquée aux éléments PLANE77. Cette épaisseur est définie par l'équation 2.39.

$$Ep. = \text{Nombre repetition motif VER} \times \text{Longueur outillage (normale au plan de coupe)} \quad (2.39)$$

Un élément masse thermique 1D (MASS71) est utilisé pour la représentation du thermorégulateur en terme de puissance de chauffe et de volume de fluide caloporteur (informations issues de la fiche technique du thermorégulateur). La double régulation PID est programmée et intégrée au programme THERM1 et détermine l'action à mener par le thermorégulateur, c'est-à-dire l'élément MASS71, à chaque pas de temps. Le fonctionnement de la double régulation PID est assuré grâce aux relevés de température à chaque pas de temps. Pour la régulation sur le cycle de température, le relevé peut être réalisé sur l'élément MASS71 représentant le fluide ou sur les éléments PLANE77 : sur la surface moulante par exemple. La régulation sur l'écart de température cible est quant à elle réalisée à l'aide de deux relevés de température : au point chaud sur la surface moulante, sous le canal et au point froid sur la surface moulante, entre les canaux. Suite à la réponse du PID, l'élément MASS71 est automatiquement activé ou désactivé, activant ou désactivant de ce fait la puissance de chauffe du modèle. Des éléments liens convectif (LINK34) représentant l'échange convectif sont utilisés pour lier le thermorégulateur (MASS71) aux canaux (PLANE77). Ces éléments liens convectifs sont des éléments uni-axiaux possédant un degré de liberté, la température, et réalisant un échange convectif entre ses deux nœuds. Le premier nœud est relié à l'élément MASS71 représentatif du thermorégulateur (volume de fluide et puissance de chauffe), tandis que le second nœud est relié à la surface du canal de chauffe de l'outillage. La surface élémentaire caractéristique de cet élément 1D est définie par l'équation 2.40, et correspond à la surface totale du canal de chauffe S_{canal} (surface convective) rapportée au nombre de nœuds sur celle-ci N .

$$S_{elementaire} = \frac{S_{canal}}{N} \quad (2.40)$$

Par ailleurs, comme démontré dans l'Annexe B.2, le passage à un coefficient convectif variable sur la paroi des canaux, dans l'optique de prendre en compte le fait que l'échange peut être moindre au niveau des singularités, n'a que peu d'impact sur les résultats thermiques de la structure dans le domaine actuel d'utilisation pour MATTE. Le coefficient convectif h est donc considéré pour THERM1 comme étant homogène sur la paroi des canaux de chauffe. Par la suite, si besoin est, il

sera possible d'intégrer à THERM1 une méthode de création automatique des éléments LINK34 dans le but de créer un coefficient variable en fonction de la position sur le canal.

La table de convection associée à cet élément (coefficient convectif en fonction de la température) est générée et intégrée de manière automatique par l'outil-métier FLUIDE1 présenté précédemment. La température initiale du modèle et du fluide est définie à partir des consignes de cuisson du composite issue de sa fiche technique. Les lignes latérales et la ligne inférieure du composite correspondent à des plans de symétrie, une condition adiabatique est appliquée : flux thermique nul. Une convection naturelle est appliquée sur la ligne supérieure de la tôle acier extérieure : $T = 25^{\circ}C$ et $h_n = 5 W.m^{-2}.K^{-1}$. Après avoir testé différentes tailles de maillages, une dimension optimale de maille de 1 mm a été retenue. L'outillage est considéré comme symétrique au niveau de la fibre neutre du composite. L'outil est présenté Figure 2.12 avec une géométrie d'outillage conventionnel.

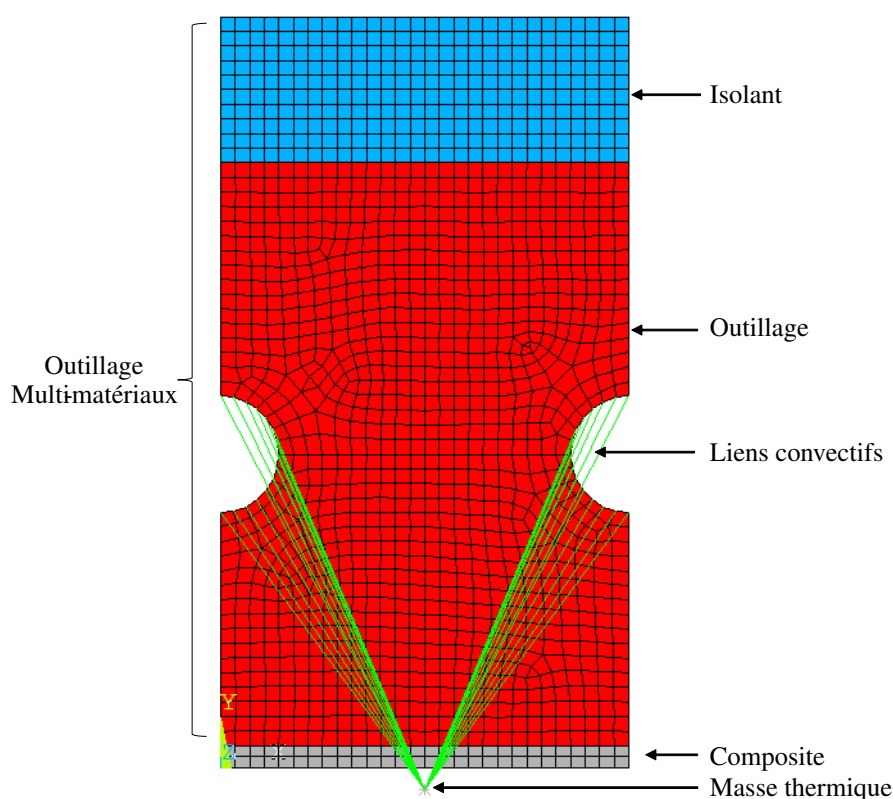
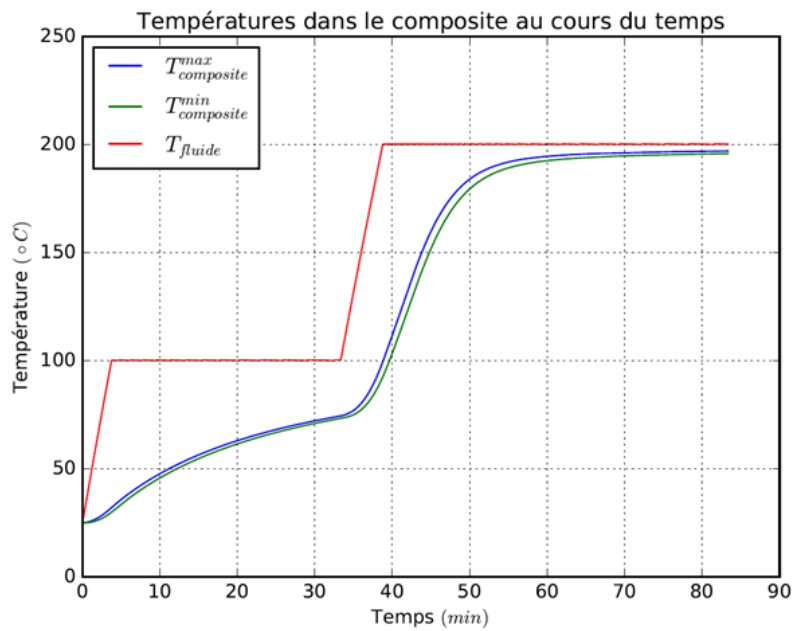


Figure 2.12 – Modélisation VER - THERM1

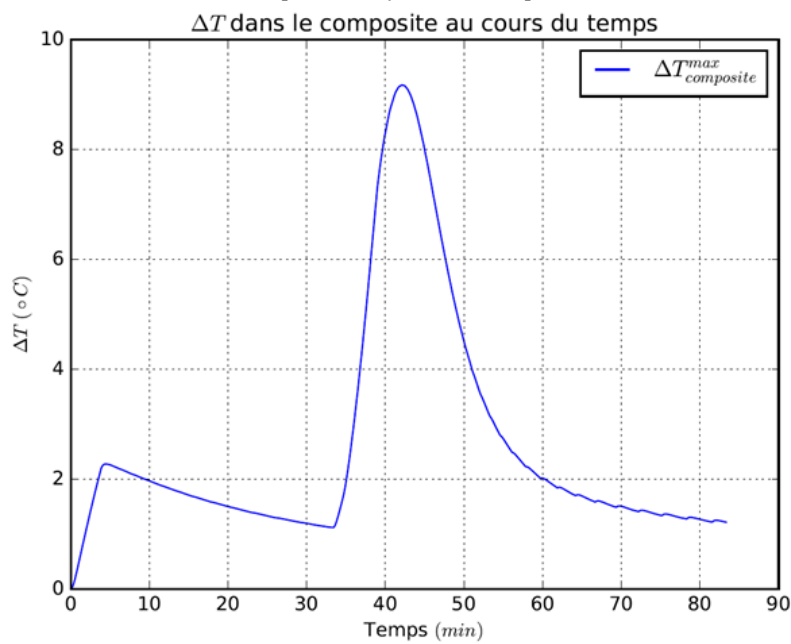
Les données d'entrée à renseigner sont ainsi issues des fiches techniques, de la conception de l'outillage réalisée par le bureau d'étude ou sont générées au préalable par l'outil-métier.

Des exemples de résultats obtenus par THERM1 sont donnés Figure 2.13a et Figure 2.13b.

La démarche générale de fonctionnement de l'outil THERM1 est présentée Figure 2.14.



(a) Températures fluide et composite



(b) Ecart de température dans le composite

Figure 2.13 – Exemples de résultats issus de THERM1

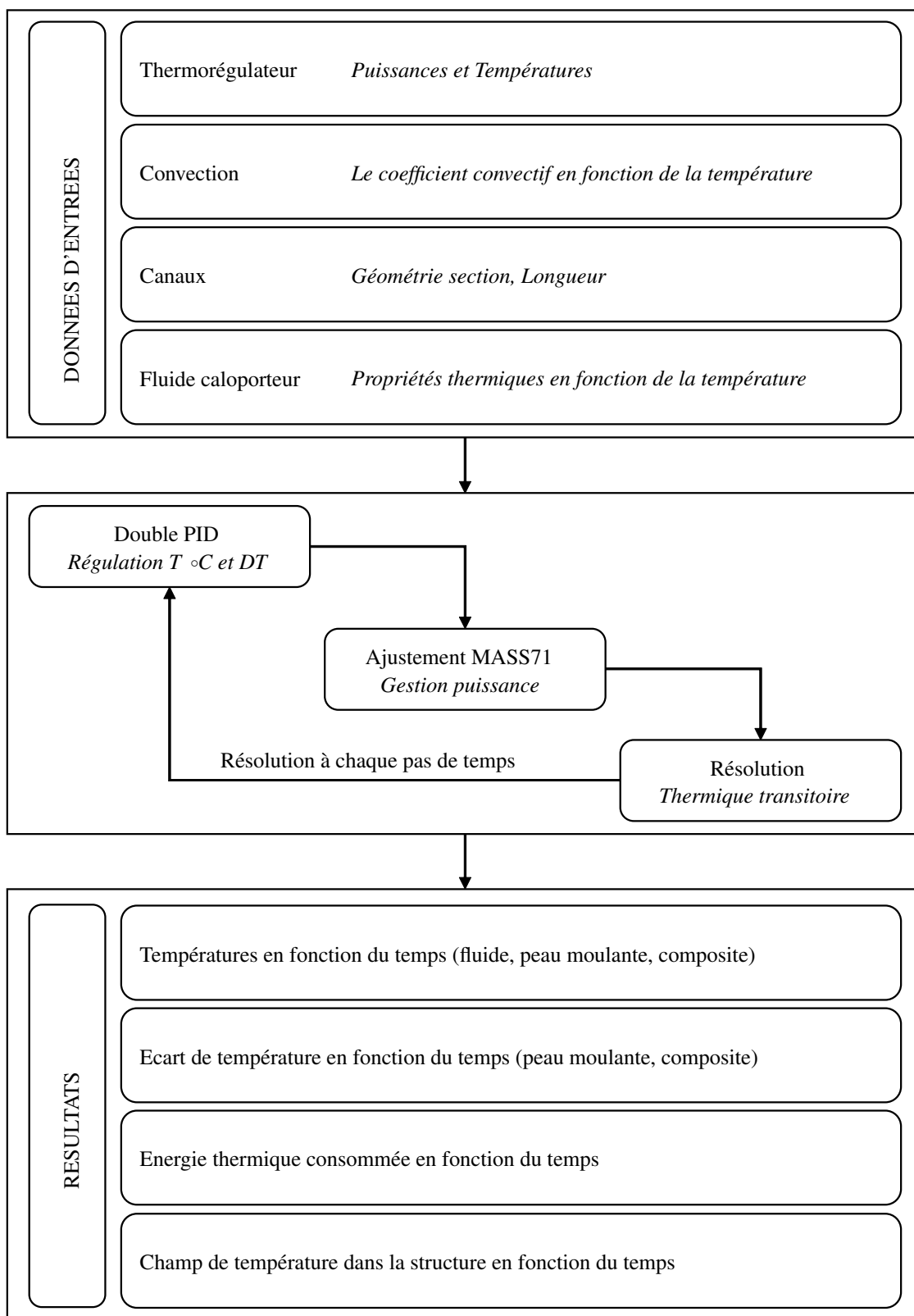


Figure 2.14 – Démarche de fonctionnement de THERM1

L'outil THERM1 exploite actuellement un VER 2D nominal. Une généralisation à un VER 2D quelconque peut être effectuée automatiquement, grâce à l'outil THERM2, à partir d'une coupe représentative d'une structure, issue d'une CAO 3D. La Figure 2.15 présente un exemple dans lequel un modèle éléments finis est généré automatiquement à partir d'une conception 3D d'un plateau de presse.

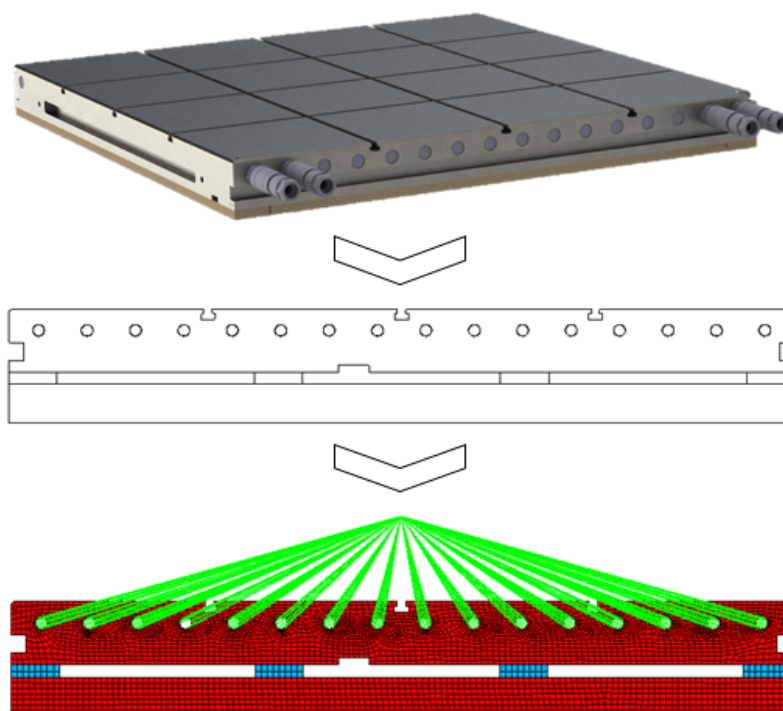


Figure 2.15 – Modélisation VER - THERM2

Un exemple animé de la chauffe du plateau de presse à l'aide de l'outil THERM2 est présenté Figure 2.16.

Par ailleurs, les outils FLUIDE1, THERM1 et MECA1 peuvent être exploités sur des structures 3D. Cependant, seule la modélisation 2D nominale sera exploitée dans le cadre de ces travaux pour des raisons de temps de calculs.

Figure 2.16 – Exemple animé de résultats thermiques issus de THERM2 (Adobe reader 10 minimum requis)

2.2.3 Outil-métier MECA1

En complément de l'outil THERM1 présenté précédemment, un modèle éléments finis permettant de vérifier le comportement et de la surface moulante et la tenue mécanique des canaux a été créé, constitué d'éléments mécaniques quadratiques PLANE183. Ce modèle a pour objectif de vérifier localement la bonne rigidité des canaux sous l'effet de l'injection de quelques bars de la résine lors de la mise en œuvre du composite. L'outillage ayant pour vocation dans un premier temps à être utilisé sous presse, les déplacements verticaux de la surface externe du caisson sont bloqués. Les déplacements normaux aux surfaces de symétrie (plans latéraux) sont également bloqués sur le modèle. La pression appliquée sur la surface moulante correspond à la pression préconisée pour le procédé de mise en œuvre, couramment de l'ordre de 1 à 5 bars. Enfin, la pression du fluide caloporteur, de l'ordre de 1 à 10 bars également, est appliquée sur les surfaces internes des canaux de chauffe.

Les données d'entrée à renseigner sont ainsi issues de l'outil FLUIDE1 et des conditions du procédé de mise en œuvre :

- Pression de circulation du fluide caloporteur des points de fonctionnement (FLUIDE1) ;
- Pression d'injection de la résine.

L'outil simule et détermine ainsi les données suivantes :

- Déplacements de la structure ;
- Déplacement vertical sous le canal et déplacement vertical entre les canaux ;
- Planéité locale au niveau des canaux.

Il est important de noter que cet outil ne permet qu'une observation locale du comportement mécanique de la structure et n'a pour objectif qu'une vérification simple et rapide du comportement au niveau des canaux. Une vérification des déplacements globaux de la structure nécessite un modèle 3D et est ainsi dépendante de la géométrie client. La modélisation éléments finis est présentée Figure 2.17.

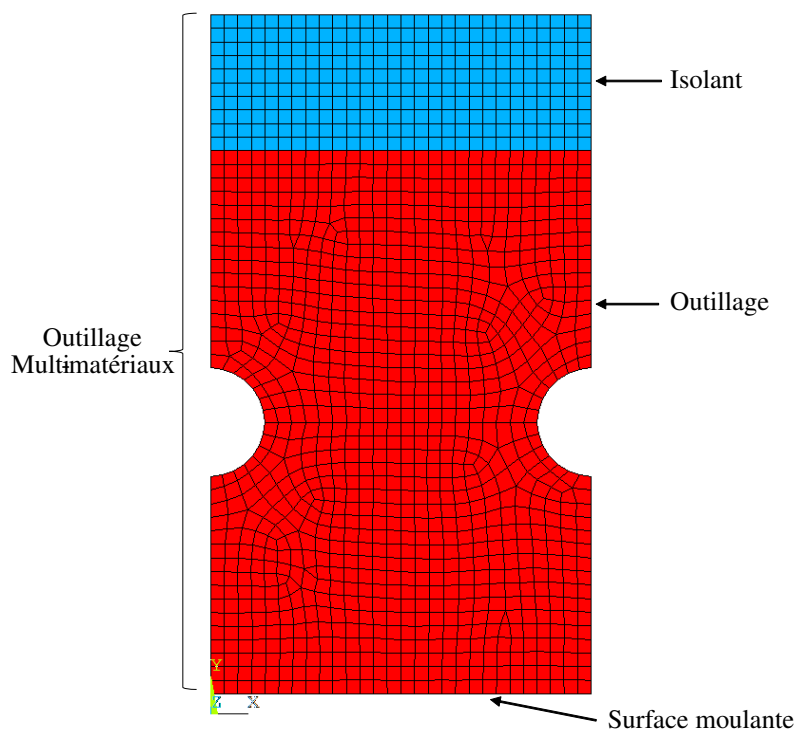


Figure 2.17 – Modèle MECA1

2.3 Conclusion

Les phénomènes, équations et modèles principaux liés à la fluidique et à la thermique ont été présentés afin de mettre en évidence l'interaction forte entre ces phénomènes. De même, les technologies de chauffe associées : thermorégulateur, pompe, fluide et régulation PID ont été présentées et mettent en exergue le lien fort entre les performances de l'outillage et les technologies associées.

Des outils numériques : FLUIDE1, THERM1 et MECA1 ont été conçus dans l'optique de réaliser les campagnes de simulations éléments finis pour le développement et l'optimisation du concept MATTE. Ces outils permettent de déterminer les points de fonctionnement, coefficients convectifs et réponses thermomécaniques de structures VER avec la prise en compte des données géométriques de l'outillage, des propriétés du fluide caloporteur et des données technologies pour la chauffe et le refroidissement du système.

3

Développement numérique du concept MATTE

L'objectif de ce chapitre est de présenter dans un premier temps le concept d'outillages MATTE : constituants, conception, technologies associées... Dans un deuxième temps, les résultats thermomécaniques de différentes études numériques sont présentés afin d'étudier l'attrait d'un tel concept d'outillage pour la mise en oeuvre des matériaux composites. Ces études ont ainsi pour objectif de confirmer et de conforter d'un point de vu numérique l'intérêt du concept MATTE afin d'envisager par la suite une phase expérimentale puis une phase d'optimisation thermomécanique.

Sommaire

3.1	Concept MATTE	57
3.1.1	Outillage multi-matériaux	57
3.1.2	Outillage à canaux rectangulaires	59
3.1.3	Fabrication des outillages MATTE	61
3.1.4	VER 2D nominal MATTE	63
3.2	Études numériques	65
3.2.1	Intérêt des canaux rectangulaires	65
3.2.2	Intérêt de la réduction de la masse	76
3.2.3	Aspect antagoniste entre vitesse et homogénéité	79
3.3	Conclusion	86

3.1 Concept MATTE

Comme vu précédemment, les performances thermiques d'un outillage sont essentiellement dépendantes : de la conception de la structure, de la technologie de chauffe associée et des canaux de circulation du fluide caloporteur (pour la chauffe et/ou le refroidissement). Le concept MATTE est issu d'une réflexion sur ces différents facteurs, avec pour objectif l'augmentation des vitesses de chauffe et de refroidissement, une meilleure maîtrise spatio-temporelle du champ de température et une baisse de la consommation énergétique.

3.1.1 Outillage multi-matériaux

Dans le cas de la chauffe d'un outillage et sans considération des pertes thermiques et sans génération interne de chaleur, il est possible de décrire l'équilibre énergétique par l'équation 3.1.

$$\dot{E}_{stockee} = \dot{E}_{entrant} \quad (3.1)$$

Avec :

$$\begin{cases} \dot{E}_{stockee} = \rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \cdot dx \cdot dy \cdot dz = \rho \cdot V \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \\ \dot{E}_{entrant} = q \cdot dx \cdot dy \cdot dz = P_{thermoregulateur} \end{cases} \quad (3.2)$$

Où V correspond au volume chauffé en m^3 , q correspond à la densité volumique de puissance du thermorégulateur en $W \cdot m^{-3}$ et $P_{thermoregulateur}$ la puissance thermique du thermorégulateur en W .

Soit :

$$m \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = P_{thermoregulateur} \quad (3.3)$$

Ainsi, comme le montre l'équation 3.3, un gain de vitesse de chauffe peut être obtenu par :

- Une augmentation de la puissance de chauffe apportée, $P_{thermoregulateur}$;
- Une réduction de la masse à chauffer, m et/ou de la chaleur spécifique c_p .

Pour répondre aux objectifs cités précédemment, la réduction de la masse à chauffer apparaît comme particulièrement importante et fait l'objet du propos ci-après.

Comme cela a déjà été démontré [Shayfull2014, Yao2002, Xu2009, Wang2012], la réduction de la part d'acier dans les outillages permet un gain de vitesse de chauffe sensible à iso-puissance ou un gain énergétique sensible à iso-vitesse de chauffe. Cette réduction de la masse pour les outillages dédiés à la transformation des composites peut être réalisée par évidement des zones massives et/ou par réduction de l'épaisseur de la structure, du fait des plus faibles pressions d'injection (de 1 à 15 bars) comparées aux outillages d'injection plastique (quelques centaines de bars).

Par ailleurs, il a été démontré que l'ajout d'isolant limite les pertes thermiques et accroît les performances des outillages grâce à la focalisation du flux thermique en direction de la partie moulante [Shayfull2014, Guilong2010]. Ainsi, plus l'épaisseur d'isolant est importante dans la structure, plus le flux thermique est redirigé en direction de la partie moulante. Cependant, pour

des épaisseurs importantes d'isolant, le gain thermique n'est observé que pour une utilisation cyclique de l'outillage. En effet, l'énergie stockée pour une structure multi-matériaux est définie par l'équation 3.4 et correspond à la somme des énergies thermiques à stocker de chacun des constituants.

$$\dot{E}_{stockee} = \sum_i (\rho^i \cdot c_p^i) \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.4)$$

Il est important de noter que pour des structures gauches, une épaisseur minimale d'isolant est nécessaire afin d'éviter la situation du « paradoxe du tuyau isolé ». En effet, l'ajout d'isolant permet une augmentation de la résistance conductive, cependant, sur une surface convexe cette augmentation de l'épaisseur engendre également une augmentation de la surface d'échange convective et donc des pertes thermiques associées. Il est donc nécessaire de déterminer l'épaisseur d'isolant minimale permettant d'assurer une réduction des pertes thermiques du système.

Aux vues de ces résultats, le concept MATTE est développé et repose sur le principe d'un outillage multi-matériaux avec séparation des fonctions thermiques et mécaniques. Un exemple d'outillage MATTE est présenté Figure 3.1. L'objectif de ce concept est de remplacer les outillages conventionnels massifs par des outillages constitués :

1. D'une peau mince thermorégulée destinée à la mise en forme du composite moulée ;
2. D'un isolant rigide ayant pour objectif de focaliser le flux thermique en direction de la zone de moulage et de reprendre en partie les efforts mécaniques et également de les transmettre au caisson externe et aux plateaux presse ;
3. D'un caisson externe pour le maintien de la structure.

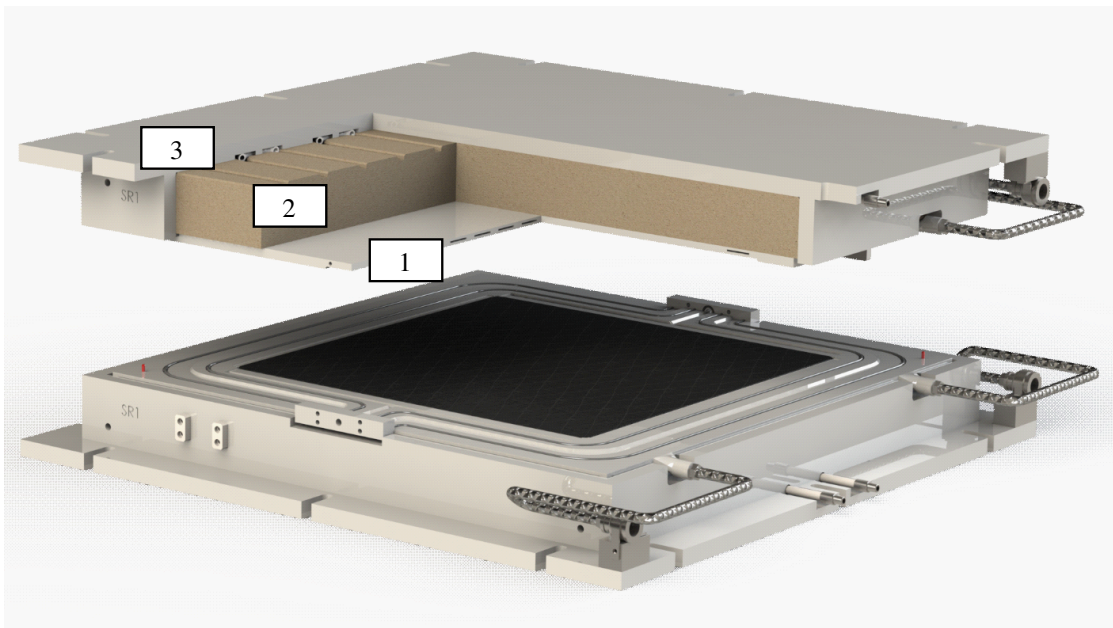


Figure 3.1 – Exemple d'outillage plan MATTE

3.1.2 Outillage à canaux rectangulaires

La réduction de masse de la structure, couplée à la chauffe par fluide caloporteur peut permettre d'envisager des gains thermiques en terme de vitesse et d'énergie consommée. D'autre part, des études ont été menées et ont démontré l'intérêt d'un point de vue thermique de réaliser des canaux conformables dans les outillages destinés à la transformation des matériaux composites [Qiao2006, Park1998, Li2009, Tang1997]. A la différence des canaux droits traditionnels percés dans l'outillage [Rosato2000], les canaux conformables sont positionnés de sorte à suivre au maximum le profil de la surface moulante dans le but de favoriser la chauffe de la pièce transformée et améliorant de ce fait l'homogénéité thermique ainsi que les vitesses de chauffe. Un exemple comparatif entre des canaux conventionnels et des canaux conformables est présenté Figure 3.2.

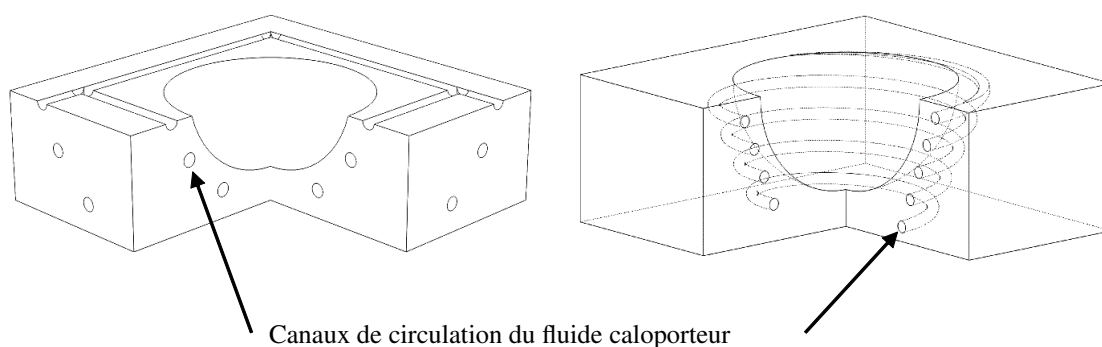


Figure 3.2 – Canaux droits traditionnels (gauche) - Canaux conformables (droite)

D'autre part, des études ont également été menées sur le réseau de circulation du fluide caloporteur dans le but de maximiser les vitesses de chauffe tout en maîtrisant l'homogénéité thermique [Pistoresi2015, Xia2015, Wei2015a]. Deux catégories de réseaux de canaux sont ainsi mises en évidence et des exemples sont présentés Figure 3.3 :

- Les réseaux présentant un unique canal – un réseau de type serpentif ;
- Les réseaux présentant plusieurs canaux.

Les réseaux multicanaux présentent l'intérêt principal de pouvoir faire circuler le fluide caloporteur sur une surface plus importante de l'outillage et/ou de limiter les variations de température du fluide entre l'entrée et la sortie de chacun des canaux garantissant théoriquement une meilleure homogénéité thermique. En effet, lors de la chauffe, la perte de chaleur du fluide est fonction de la longueur du canal, provoquant de ce fait une variation de température plus importante dans un réseau en serpentif plutôt que dans un réseau à canaux en parallèle. En revanche, une bonne circulation du fluide et donc une bonne homogénéité thermique ne peut être garantie dans un réseau à canaux multiples qu'à l'aide d'études poussées et coûteuses en simulation fluidique. A l'inverse, un canal en serpentif présente l'avantage de maîtriser la circulation du fluide et donc l'échange de chaleur associé. Le développement du concept MATTE a pour objectif d'aboutir à un concept d'outillage efficient thermiquement et dont la chaîne de conception est robuste et intégrable en bureau d'étude. Ainsi, le choix du réseau de circulation du fluide caloporteur s'est porté sur un réseau en serpentif. Cela permet ainsi de maîtriser l'écoulement du fluide et donc l'échange thermique associé, et rend ainsi la conception plus simple, plus efficace et transposable à différentes géométries de pièces injectées.

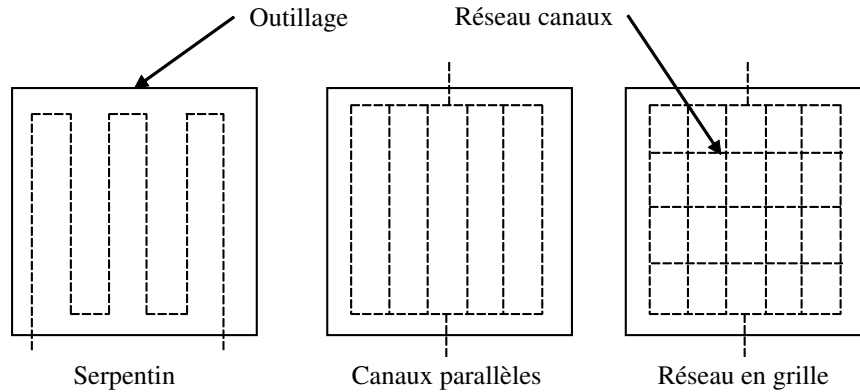


Figure 3.3 – Exemple de réseau de canaux pour la circulation du fluide caloporteur

Par ailleurs, si l'on s'intéresse au flux thermique échangé par convection entre le fluide caloporteur et l'outillage, équation 2.35, il apparaît que la surface d'échanges s'avère être un paramètre influant dans ce phénomène de transfert thermique et qu'une augmentation des dimensions des canaux permet de favoriser l'échange thermique et donc d'accroître les performances de l'outillage.

Cette augmentation de la surface d'échange peut être réalisée par une augmentation du diamètre des canaux ou par un changement de géométrie de ces derniers comme présenté Figure 3.4. Le choix d'une section de canaux impose un encombrement en hauteur et donc de la masse. Le passage de canaux circulaires à des canaux rectangulaires impose naturellement une diminution de la masse, à iso-surface d'échange.

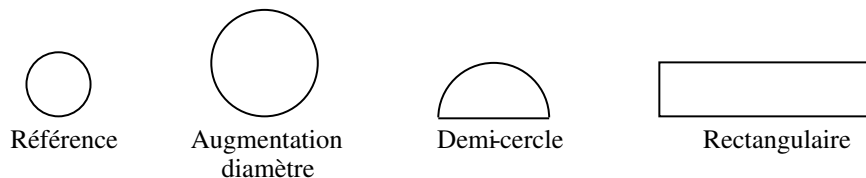


Figure 3.4 – Exemple de géométrie de canaux

Afin d'augmenter la surface d'échange convective de manière significative et de diminuer au maximum l'épaisseur de la peau chauffante, une section de canal rectangulaire est retenue pour le développement du concept MATTE. Ce type de géométrie est désormais réalisable par les nouveaux moyens de fabrication tels que la fabrication additive, mais nécessite la réalisation d'études mécaniques pour garantir la bonne rigidité des canaux sous l'effet de la pression d'injection.

Un exemple de peau chauffante constituée d'un canal à section rectangulaire formant un réseau en serpentin au sein d'une peau chauffante plane mince est présenté Figure 3.5.

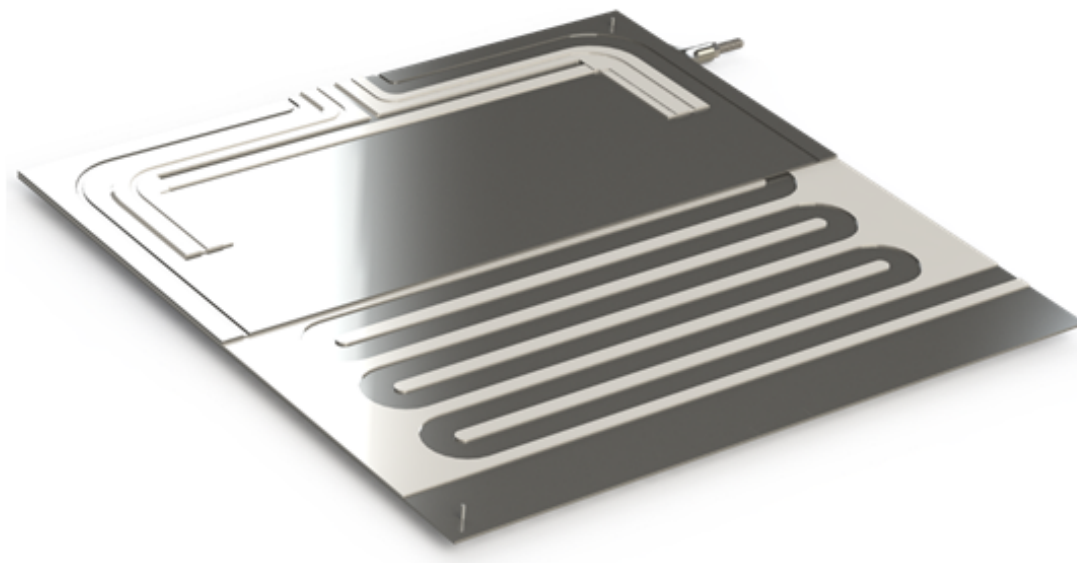


Figure 3.5 – Exemple peau chauffante plane (vue en coupe)

La réflexion portée sur les facteurs essentiels influençant les performances thermiques des outillages a permis d'aboutir à un concept d'outillage MATTE qui repose donc sur :

- Une structure multi-matériaux pour réduire la masse à chauffer et pour accroître les vitesses de chauffe ;
- Des canaux d'écoulement du fluide en serpentin et à section rectangulaire pour maîtriser la circulation du fluide et donc l'homogénéité thermique tout en augmentant la surface d'échange convective ;
- Un système H & C par fluide caloporteur.

3.1.3 Fabrication des outillages MATTE

Le concept MATTE d'outillages multi-matériaux impose une réflexion sur les procédés de mise en œuvre des différentes structures : peau chauffante mince, isolant et caisson externe. Cette réflexion doit également prendre en compte la faisabilité technique pour la mise en œuvre des canaux de chauffe à section rectangulaire. Ces travaux technologiques sur les procédés de mise en œuvre sont actuellement à l'étude au sein de l'entreprise CT1.

Certains procédés peuvent être envisagés pour la mise en œuvre de la peau chauffante avec l'intégration de canaux à section rectangulaire :

- La mise en forme de tôles puis un assemblage soudé par brasage/faisceau d'électron/laser (1) ;
- L'électroformage : dépôt électrolytique d'un métal (généralement du nickel) sur un modèle qui est séparé par la suite (2) ;
- L'usinage conventionnel ou par électroérosion de structures minces (3) ;
- La fabrication additive métallique (4) ;
- La fabrication par stratoconception métallique (5) [Massol2009] ;
- La fonderie (6).

La comparaison des avantages/inconvénients et verrous actuels pour ces différentes méthodes de mise en œuvre est présentée Tableau 3.1. Un complément d'étude concernant la mise en oeuvre de la peau chauffante est présenté en Annexe C, sur la base d'une géométrie 3D.

	Avantages	Inconvénients	Contraintes/Verrous
Tôlerie (1)	Technologie maîtrisée Bonnes tolérances	Assemblage	Coplanarité tôles Généralisation 3D
Electroformage (2)	Géométries libres Bonnes tolérances	Coûts Modèle nécessaire	Inserts fusibles (canaux)
Usinage ou électroérosion (3)	Technologie maîtrisée Bonnes tolérances	Perte de matière	Vibrations sur structures minces
Fabrication additive (4)	Géométries libres Complexité possible Intégration fonctions	Coûts Dimensions	Caractérisation poudres Coûts Dimensions limitées
Stratoconception métallique (5)	Géométries libres Complexité possible Intégration fonctions	Méthode brevetée CIRTES	Nécessité d'assemblages
Fonderie (6)	Création des canaux facilité	Epaisseurs minimales : $\simeq 5$ mm Coûts	Coulée de parois de faibles épaisseurs sur une grande surface

Tableau 3.1 – Comparaison méthodes de mise en œuvre de la peau mince

Deux solutions principales peuvent être envisagées pour l'isolant et sont présentés Figure 3.6 :

- Assemblage de blocs d'isolant puis usinage à la forme de la peau moulante ;
- Coulée d'isolant dans le caisson avec la peau moulante.

Dans cette optique, des campagnes de caractérisation mécanique d'isolants ont été réalisées et sont présentées de manière synthétique en Annexe C.

Le caisson externe peut être, quant à lui, un assemblage mécanosoudé servant au maintien global de la structure et à la manutention.

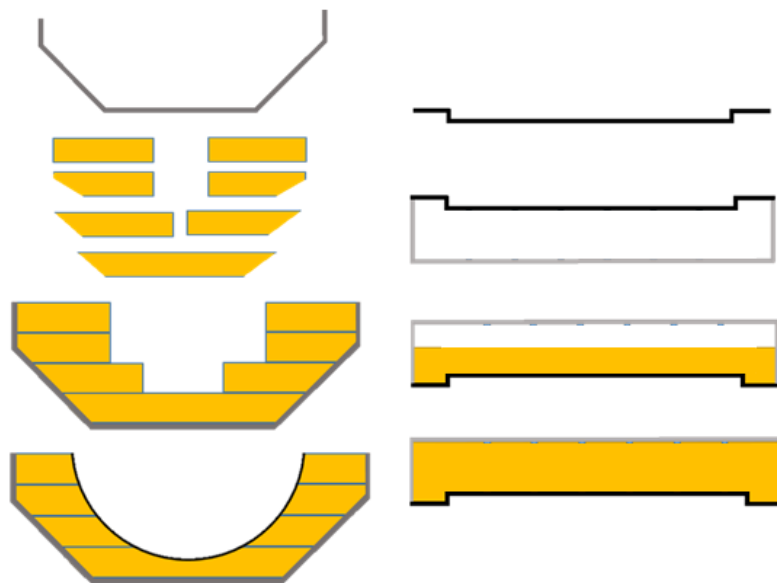


Figure 3.6 – Mise en œuvre de l'isolant par usinage (gauche) et par coulée (droite)

3.1.4 VER 2D nominal MATTE

Les outillages reposant sur le concept MATTE sont ainsi des structures multi-matériaux, thermorégulées à l'aide d'un canal à section rectangulaire sous forme de serpentín et intégré à la peau chauffante. En reprenant le modèle d'outillage MATTE présenté Figure 3.1, il apparaît un motif de canal répétitif. Afin de simplifier les calculs, nous considérons que ce motif est symétrique au niveau du plan moyen du moule, tel que présenté Figure 3.7. Aussi, le modèle VER MATTE développé pour l'outil THERM1 est présenté Figure 3.8.

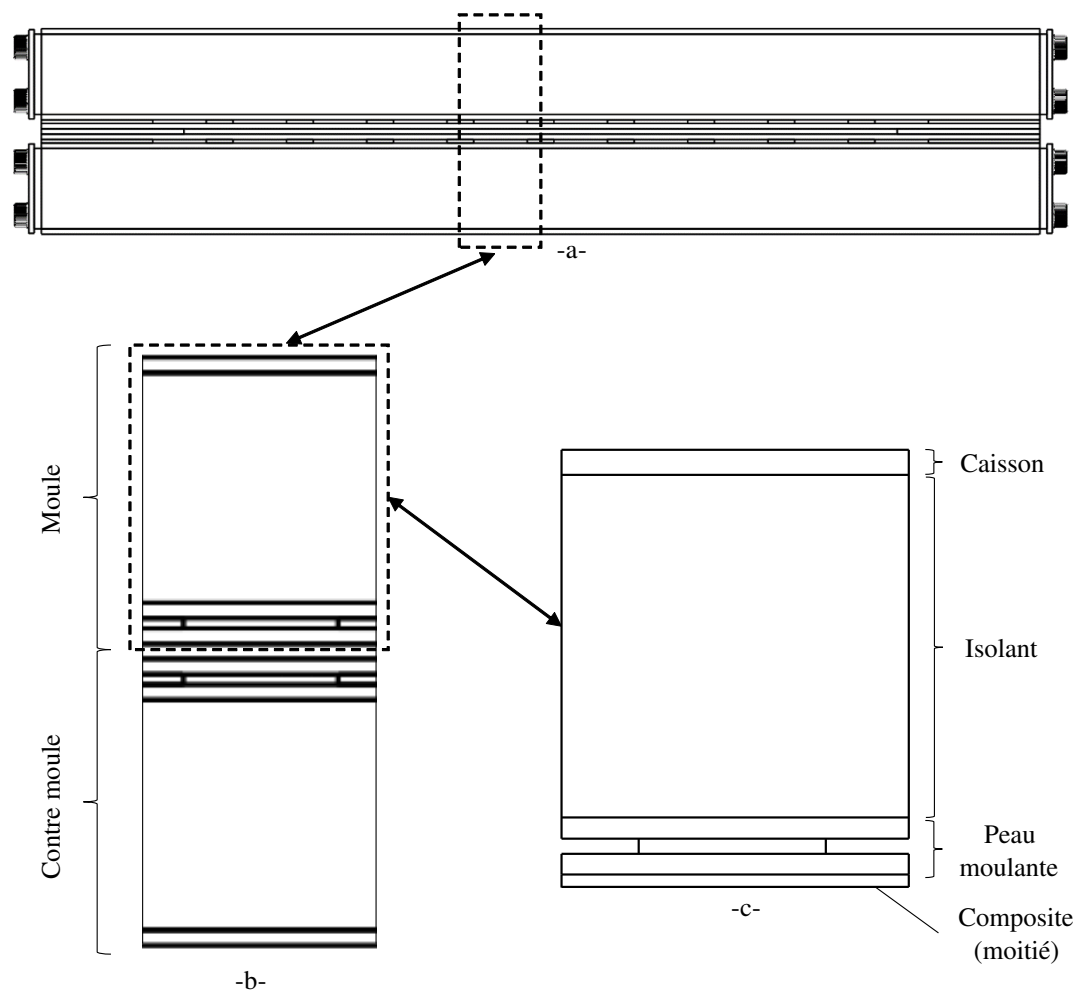


Figure 3.7 – VER MATTE – a : outillage MATTE – b : Motif – c : VER avec symétrie

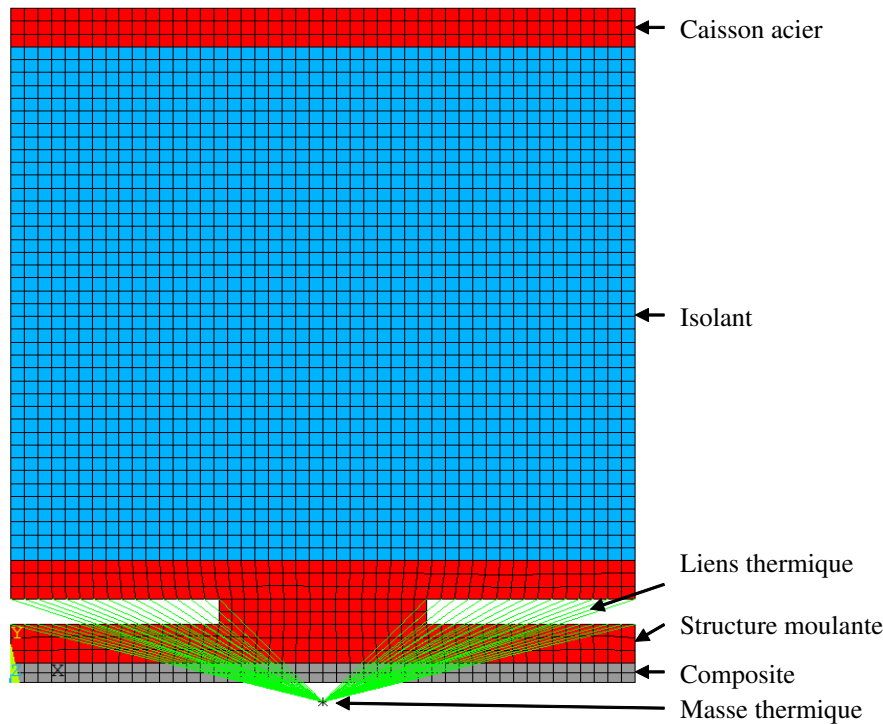


Figure 3.8 – Modélisation VER MATTE - THERMI

3.2 Études numériques

Les caractéristiques principales des outillages MATTE sont : la réduction de la masse à chauffer, la chauffe et le refroidissement par fluide caloporteur et le passage à des canaux de circulation du fluide à section rectangulaire. Ce changement de section permet d'augmenter la surface d'échange convective, mais a un impact sur les pertes de charge du système et donc sur le coefficient convectif dans les canaux, ainsi que sur la tenue mécanique de la surface moulante. Il est donc important dans un premier temps de vérifier l'intérêt de ce type de géométrie de canaux en terme de performance thermique et de tenue mécanique. Dans un second temps, une étude est menée sur la vérification des gains possibles sur les performances thermiques du concept MATTE. Enfin, une étude est menée sur les performances thermiques de la structure pour différentes technologies de chauffe par fluide caloporteur. Ces études numériques ont donc pour objectif de faire preuve du concept.

3.2.1 Intérêt des canaux rectangulaires

Le concept MATTE est constitué d'une peau moulante mince possédant des canaux de chauffe à section rectangulaire dans le but de pouvoir augmenter la surface d'échange convective et de diminuer l'épaisseur de la peau. Cependant, le coefficient d'échange convectif étant lié aux pertes de charge du système, il est nécessaire de démontrer que le passage à une géométrie rectangulaire ne provoque pas une augmentation trop importante des pertes de charge et donc une diminution trop importante du coefficient convectif. Le flux convectif étant défini par l'équation 2.37, il apparaît qu'un indicateur de performance thermique, correspondant à l'inverse de la résistance de convection et représentant la capacité du canal à transférer la chaleur, peut être défini par l'équation 3.5 :

$$IP_{thermique} = h.S \quad (3.5)$$

L'objectif de cette étude est la comparaison des performances thermiques entre un outillage conventionnel type RTM avec des canaux de chauffe à section circulaire issus des règles de conception de la bibliographie [Rosato2000] et un outillage avec des canaux à section rectangulaire. S'agissant d'un outillage destiné à la transformation des matériaux composites, les pressions d'injection sont nettement plus faibles que celles utilisées lors de l'injection polymère. Le paramètre étudié ici, en plus du changement de géométrie des canaux de chauffe, est l'altitude H des canaux par rapport à la pièce composite moulée (Figure 3.9). Pour chaque cas, une simulation thermique transitoire est menée, puis une simulation structurelle statique afin d'observer l'impact du changement de géométrie et de positionnement des canaux de chauffe. L'étude est menée à l'aide de l'outil THERM1, c'est-à-dire sur une structure VER 2D qui se focalise sur la zone de chauffage du moule en négligeant les effets de bord. Les modélisations des structures à canaux circulaires et à canaux rectangulaires sont présentées sur la Figure 3.9. L'outillage est considéré symétrique au plan neutre du composite et les épaisseurs et propriétés matériaux de chaque partie du modèle sont présentées dans le Tableau 3.2. Les propriétés de l'acier inoxydable 1.2311 [TKM2016] et de l'isolant Monolux [Elit2001] sont issues de leur fiche technique et les données du composite sont quant à elles issues des calculs d'homogénéisation pour un composite UD carbone haute résistance et d'une matrice thermoplastique ou thermodurcissable, avec un taux volumique de fibres de 50% [Hexcel2013, Paris2011]. Par ailleurs, comme cela a été mis en évidence dans l'Annexe B.1, la variation de la conductivité du composite dans le plan n'a que peu d'influence sur les réponses thermiques globales du système.

	Plateau presse et moule	Isolant	Pièce moulée
Matériau	Acier 1.2311	Monolux	Carbone/Epoxy
Epaisseur (mm)	50	5	3
E (MPa)	210000	3750	130000
ν	0,3	0,3	0,25
λ ($W.m^{-1}.K^{-1}$)	34	0,18	$\lambda_L = 2$ $\lambda_T = 0,2$
c_p ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)	460	1130	1000
ρ ($kg.m^{-3}$)	7850	770	1800

Tableau 3.2 – Propriétés matériaux et épaisseurs

La modélisation de l'outillage de référence est basée sur les règles de conception issues de la bibliographie concernant la conception des outillages d'injection [Rosato2000]. Le diamètre ϕ du canal est de 8 mm pour une épaisseur de composite moulé de 3 mm. L'entraxe entre les canaux circulaires est de $3.\phi$, soit 24 mm. L'altitude des canaux par rapport au composite est de $h = 2,5.\phi$, soit 20 mm pour le modèle de référence issu des règles de conception de la bibliographie. Ce paramètre géométrique étant une variable étudiée dans cette étude, les altitudes H étudiées sont : 20 mm (configuration de référence), 16 mm, 12 mm et 8 mm.

La modélisation de l'outillage à canaux rectangulaires est conçue de sorte à obtenir un point de fonctionnement identique, c'est-à-dire un fonctionnement à débit et pertes de charge équivalentes. Par ailleurs, les dimensions globales du modèle sont conservées : hauteur du moule de 50 mm et largeur de 24 mm. Les valeurs typiques de coefficients convectifs pour les transferts thermiques réalisés avec de l'huile sont de l'ordre de $1500 W.m^{-2}.K^{-1}$. Il est considéré que la pompe associée au système permet d'assurer un débit de fonctionnement suffisant permettant d'atteindre ce coefficient convectif de $1500 W.m^{-2}.K^{-1}$ pour le modèle de référence à canaux circulaires. Le fluide

caloporteur considéré pour cette étude est l'huile Jarytherm DBT [Arkema2016b].

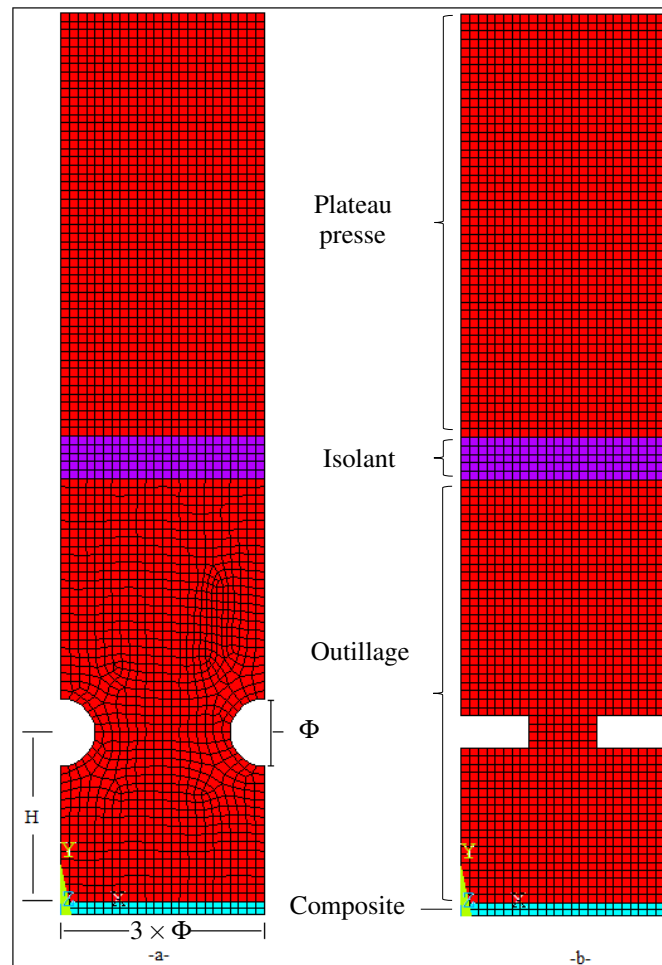


Figure 3.9 – Comparaison des modèles circulaire (a) et rectangulaire (b) avec $H = 20, 16, 12$ ou 8 mm

La démarche permettant de déterminer les dimensions des canaux de section rectangulaire est présentée Figure 3.10 et consiste à :

1. Déterminer le débit de fonctionnement pour l'outillage de référence à canaux circulaires permettant d'atteindre un coefficient h de $1500 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$;
2. Déterminer les pertes de charge associées à ce débit pour l'outillage de référence ;
3. Pour un débit de fonctionnement identique, déterminer pour l'outillage à canaux rectangulaires les pertes de charge associées pour différentes sections de canaux de chauffe (aux vues de problématiques de mise en œuvre et de rigidité de la structure, l'évolution de la hauteur du canal est comprise entre 1,5 à 4,5 mm et entre 9 à 20 mm pour la largeur) ;
4. Sélectionner la section rectangulaire générant des pertes de charge identiques au modèle de référence à canaux circulaires ;
5. Déterminer le coefficient convectif associé à la géométrie rectangulaire retenue.

Les canaux rectangulaires issus de ces calculs ont une section $a.b = 16 \times 3,8 \text{ mm}^2$.

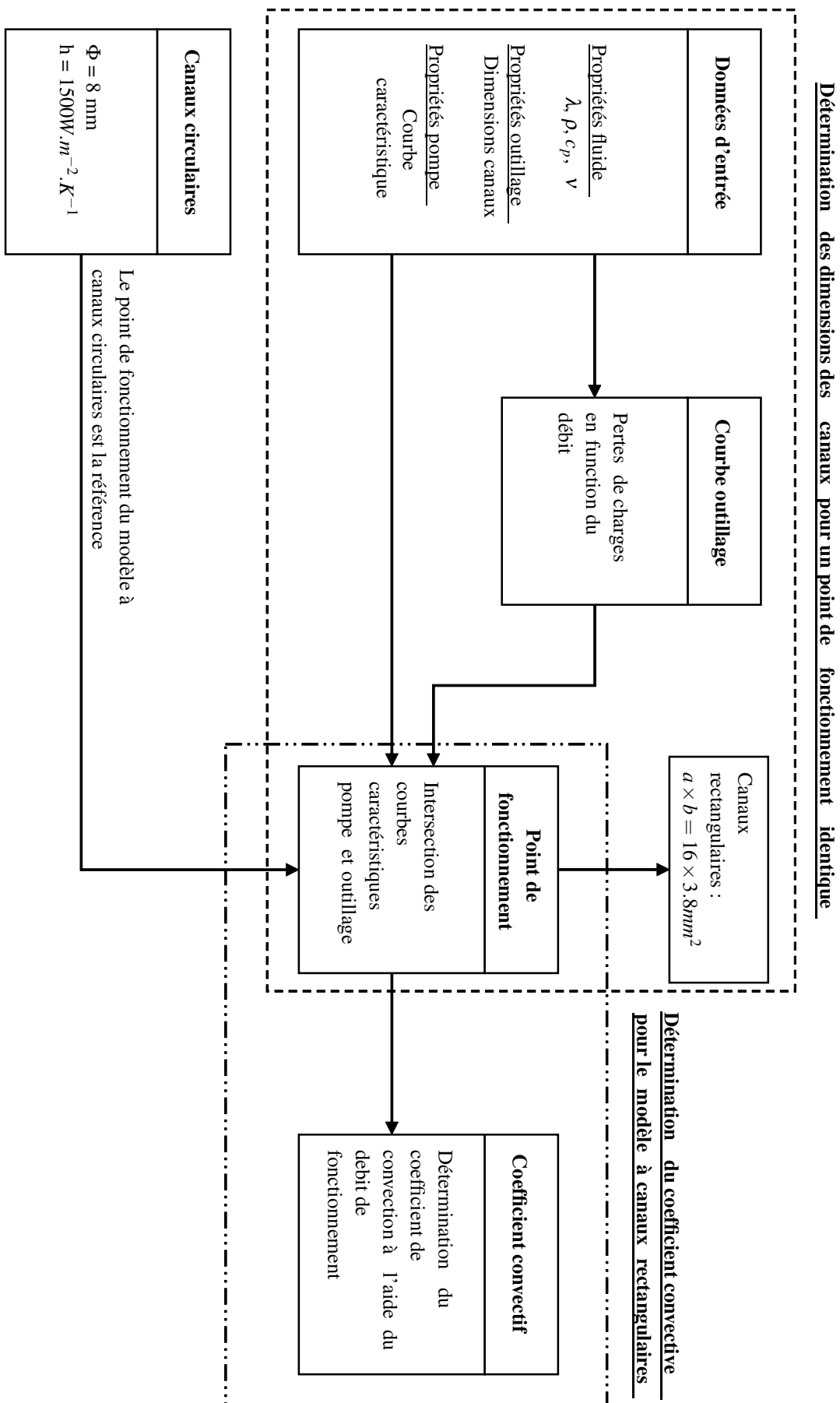


Figure 3.10 – Processus pour la détermination des dimensions des canaux rectangulaires

Les conditions de températures au temps initial de la structure ont été définies à partir de la fiche technique de la résine époxy RTM6 [Arkema2016a].

- La pièce composite est à 80°C ;
- L'outillage est à 120°C.

La simulation considère par ailleurs que le fluide est à température constante égale à 185°C tout au long du cycle et qu'il s'arrête lorsque la température du point froid dans le composite atteint 180°C. Les phénomènes liés à la réticulation de la résine (dont l'exothermie) ne sont pas pris en compte dans cette étude. Une convection naturelle est présente à la surface extérieure du plateau de la presse avec une température de 25°C et un coefficient convectif de $15 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Les surfaces latérales représentent des plans de symétries thermiques, une condition adiabatique est fixée, soit un flux thermique de 0 W. De même, de par la symétrie de l'outillage, seule la moitié du composite est modélisée, soit 1,5 mm et une surface adiabatique est fixée : flux thermique de 0 W.

Comme présenté précédemment, le coefficient convectif fixé au niveau des canaux de chauffe est issu de la démarche présentée Figure 3.10. Compte tenu des hypothèses retenues, les coefficients convectifs pour chaque modèle sont :

- $h = 1500 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ pour le modèle de référence à canaux circulaires avec $\phi = 8 \text{ mm}$;
- $h = 1180 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ pour le modèle à canaux rectangulaires de section $a.b = 16 \times 3,8 \text{ mm}^2$.

La détermination du coefficient convectif pour le modèle à canaux de chauffe rectangulaires met en évidence le fait que le changement de géométrie provoque une diminution notable du coefficient convectif du fait du diamètre hydraulique plus faible. Cependant, la surface d'échange convective du modèle à canaux rectangulaires a, quant à elle, augmentée. L'indice de performance associé à chacun des modèles est ainsi de :

- $IP = 38 \text{ W/K}$ pour le modèle circulaire ;
- $IP = 47 \text{ W/K}$ pour le modèle rectangulaire.

Il apparaît ainsi que le modèle constitué de canaux à section rectangulaire présente un gain au niveau de l'indice de performance de l'ordre de 24%, qui doit être confirmé par les simulations numériques.

Pour chaque simulation thermique, les résultats étudiés sont :

- Le temps nécessaire au point froid du composite pour atteindre 180°C ;
- L'écart de température dans le composite ;
- L'écart de température à la surface de moulage de l'outillage.

Pour chaque simulation mécanique, la pression d'injection appliquée correspond à la pression préconisée pour la résine RTM6 couramment utilisée dans le secteur aéronautique, soit 5 bars. Cette pression est appliquée sur la surface de moulage de l'outillage. La surface extérieure du plateau presse bloque les déplacements verticaux et les déplacements latéraux sont nuls sur les surfaces latérales du fait des plans de symétrie. Le paramètre étudié est : le déplacement de la

surface de moulage du moule.

Les résultats des simulations thermiques réalisées pour chacun des cas sont présentées dans le Tableau 3.3 pour les temps de chauffe et dans le Tableau 3.4 pour les écarts de température.

	H (mm)	$t_{chauffe}^{surface\ moulante}$ (s)	$t_{chauffe}^{composite}$ (s)	Gain (%)
Circulaire	20	457	468	-
	16	457	467	-
	12	461	472	-
	8	460	473	-
Rectangulaire	20	325	335	31
	16	320	330	32
	12	326	336	31
	8	348	357	26

Tableau 3.3 – Comparaison des temps de chauffe pour différentes altitudes H de canaux

	H (mm)	$\Delta T^{surface\ moulante}$ (°C)	$\Delta T^{composite}$ (°C)	$\Delta T^{surface\ moulante-composite}$ (°C)
Circulaire	20	$\leq 0,01$	0,16	0,16
	16	$\leq 0,01$	0,15	0,15
	12	$\leq 0,01$	0,15	0,15
	8	$\leq 0,01$	0,17	0,17
Rectangulaire	20	0,02	0,30	0,28
	16	0,07	0,32	0,25
	12	0,21	0,43	0,22
	8	0,64	0,81	0,17

Tableau 3.4 – Comparaison des écarts de température pour différentes altitudes H de canaux

La Figure 3.11 montre la comparaison des temps de chauffe nécessaires pour que la température minimale de l’empreinte du moule et du composite atteignent 180°C.

Les résultats présentés Tableau 3.3 et Figure 3.11 confirment l’efficacité thermique du modèle rectangulaire. Il apparaît que le modèle à canaux de section rectangulaire permet une chauffe plus rapide que le modèle à canaux de section circulaire. Le cas 2 (H = 16 mm) montre un gain de 32% du modèle rectangulaire par rapport au modèle circulaire. Le cas 4 (H = 8 mm) permet un gain de 26%. Le gain observé numériquement s’avère être du même ordre de grandeur que le gain calculé sur les indices de performances des deux structures. Cela confirme ainsi le fait que le changement de géométrie, impacte le coefficient d’échange convectif, mais qu’un des critères objectifs de comparaison est le produit entre la surface d’échange convective et le coefficient convectif.

Les résultats présentés Tableau 3.4 confirment les différences au niveau de la diffusion du flux thermique entre les deux modèles. Lorsque le point froid du composite atteint 180°C, il appa-

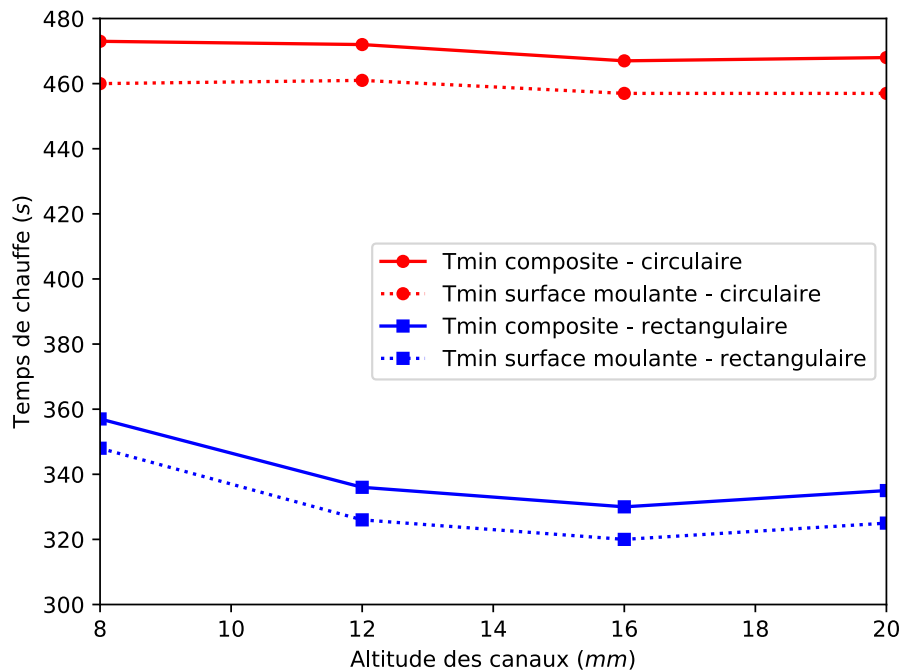


Figure 3.11 – Comparaison des temps de chauffe en fonction de l'altitude des canaux

raît que pour le modèle de référence, l'écart de température sur la surface moulante du moule est constant et nul, tandis que pour le modèle à canaux rectangulaires cet écart croît lorsque l'altitude des canaux diminue. Comme le montre la Figure 3.12, les mêmes observations sont réalisées concernant l'écart de température au sein du composite moulé, démontrant ainsi le lien entre l'homogénéité thermique dans le composite et l'homogénéité de la surface moulante.

Les résultats présentés Figure 3.13 représentent l'évolution typique des températures au sein du composite au cours du temps. Cette évolution est similaire pour les deux modèles étudiés, ainsi que pour chaque altitude H de canaux. Nous constatons que pour ce cas de chargement, l'écart de température dans le composite tend à se réduire au cours du temps. Il y a homogénéisation du champ de température dans le stratifié.

Un optimum local est également mis en évidence à l'aide de ces mesures, montrant ainsi l'importance du positionnement des canaux de chauffe par rapport au composite moulé. Ce phénomène est davantage marqué dans le modèle à canaux rectangulaires du fait que la géométrie focalise le flux thermique, alors que le modèle circulaire le diffuse de manière homogène.

La Figure 3.12 montre la comparaison entre le modèle circulaire et le modèle rectangulaire au niveau de l'écart de température dans l'épaisseur du composite moulé à la fin de la chauffe, c'est-à-dire lorsque la température minimale du composite atteint 180°C .

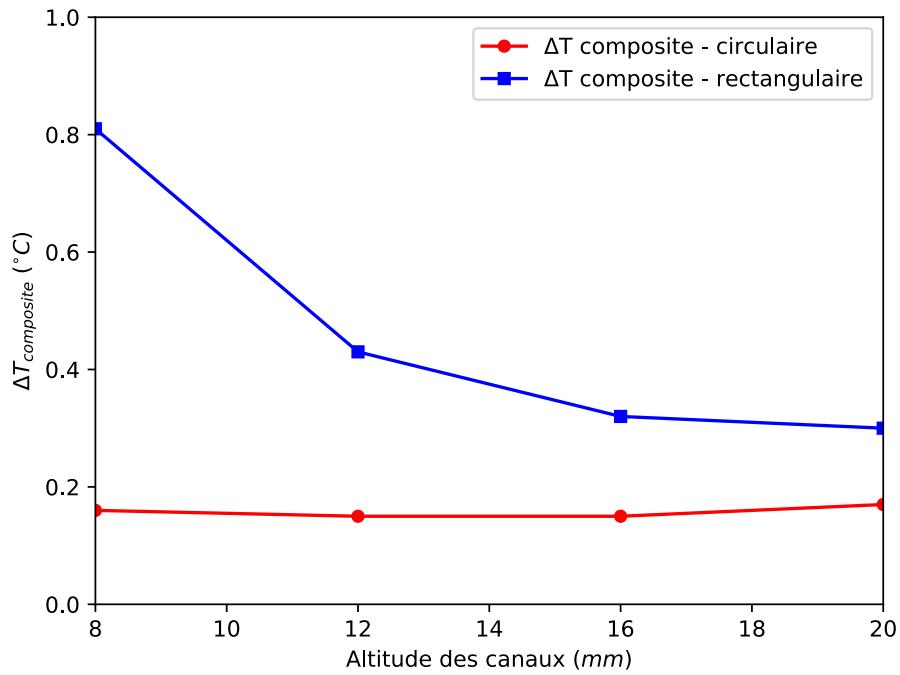


Figure 3.12 – Comparaison du ΔT en fonction de l'altitude des canaux

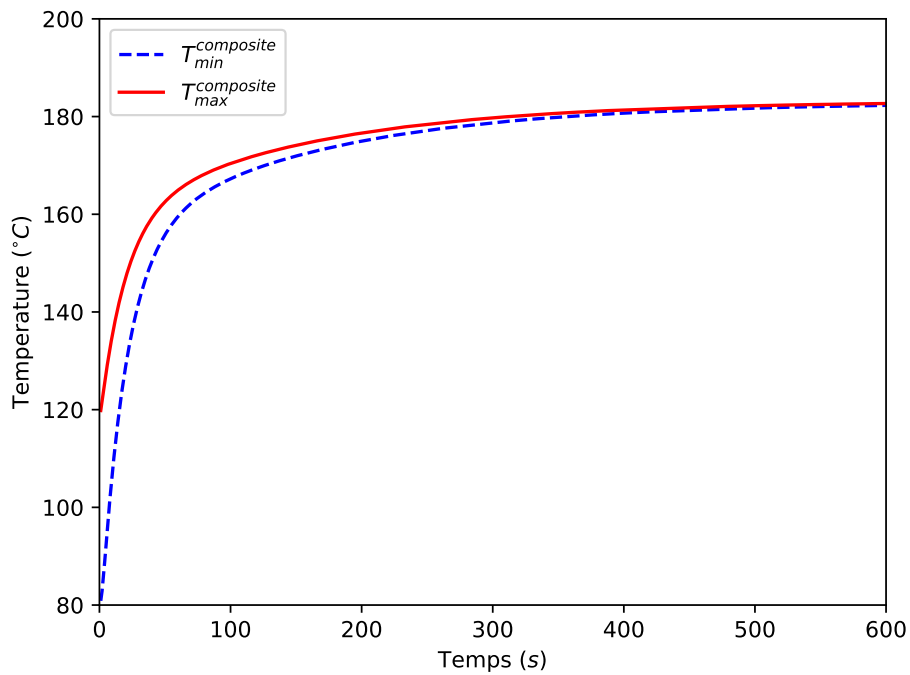


Figure 3.13 – Evolution typique des température dans le composite (Ici : Modèle rectangulaire - $H = 20$ mm)

Il est essentiel de noter qu'aucune contrainte concernant les vitesses de chauffe et l'homogénéité thermique dans le composite n'est fixée. Il s'agit donc d'une comparaison de manière quantitative entre les deux modèles étudiés.

Il est également important de relever que plus l'altitude des canaux de chauffe est faible, plus la masse à chauffer est faible côté composite et donc que la masse à chauffer est plus importante vers l'extérieur du moule. Par conséquent, plus l'altitude des canaux est faible, plus le flux thermique en direction du composite est faible et qu'inversement, le flux thermique en direction du plateau presse augmente.

Ces résultats montrent qu'un outillage chauffé à l'aide de canaux à section rectangulaire, à point de fonctionnement identique par rapport à un outillage conventionnel, permet une réduction sensible des temps de chauffe. En contrepartie, il apparaît que la géométrie rectangulaire focalise le flux thermique et pénalise l'homogénéité thermique.

La Figure 3.14 présente les champs de températures dans le moule et le composite pour les différents modèles à échelle de températures identique. On constate que pour une altitude H donnée, les gradients de températures macroscopiques sont assez identiques pour les deux configurations, avec la confirmation que le flux thermique vers le plateau de la presse (les pertes thermiques) est plus important pour les canaux circulaires.

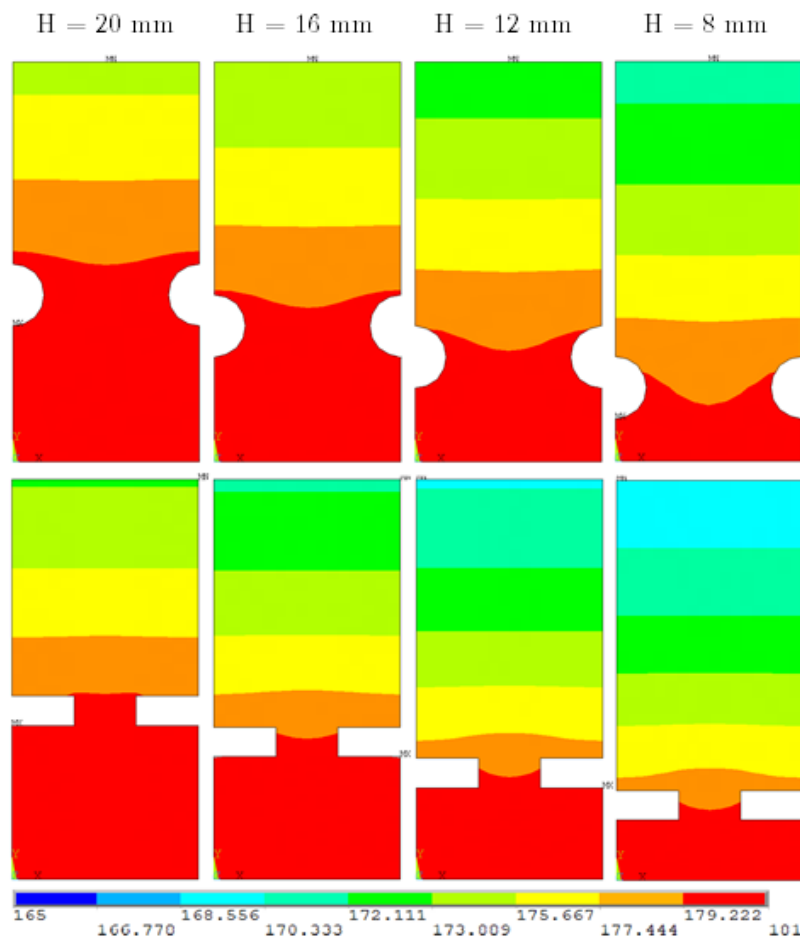


Figure 3.14 – Comparaison des champs de températures pour les altitudes H égales de 20 mm, 16 mm, 12 mm, 8 mm

Les résultats des simulations mécaniques réalisées pour chacun des cas sont présentées dans le Tableau 3.5. La Figure 3.15 montre la comparaison des déplacements de l’empreinte du moule entre le modèle circulaire et le modèle rectangulaire pour différentes altitudes des canaux de chauffe. Il est essentiel de noter qu’aucune valeur limite pour le déplacement de l’empreinte n’est fixée. En effet, la valeur limite acceptable pour ce critère est dépendante de l’application envisagée. Il s’agit donc d’une comparaison de manière quantitative entre les deux modèles étudiés.

De manière générale, plus les canaux sont positionnés de manière proche de la surface de moulage, plus le déplacement est important. De plus, il est visible que l’outillage à canaux à section rectangulaire présente des déplacements supérieurs à l’outillage à canaux à section circulaire et cela est d’autant plus marqué que les canaux de chauffe sont proches de la surface de moulage.

Il est cependant important de noter que la pression d’injection pour la transformation du matériau composite est faible comparée aux pressions d’injection polymère. Les déplacements mesurés, pour le modèle circulaire et pour le modèle rectangulaire restent donc maîtrisés : $\Delta u_{max} = 88,9 \mu m$.

La Figure 3.16 présente une comparaison des champs de déplacement dans les différents modèles à échelle de déplacements identique, montrant un déplacement à surface ondulée pour les canaux rectangulaires mais à une échelle microscopique.

	H (mm)	$u_{min}^{surface\ moulante} (\mu m)$	$u_{max}^{surface\ moulante} (\mu m)$	$\Delta u^{surface\ moulante} (\mu m)$
Circulaire	20	837	839	1,80
	16	836	840	4,30
	12	833	844	1,03
	8	829	857	2,72
Rectangulaire	20	887	892	4,80
	16	885	896	0,12
	12	879	908	0,29
	8	868	957	0,89

Tableau 3.5 – Comparaison des déplacements de la surface moulante pour différentes altitudes H de canaux

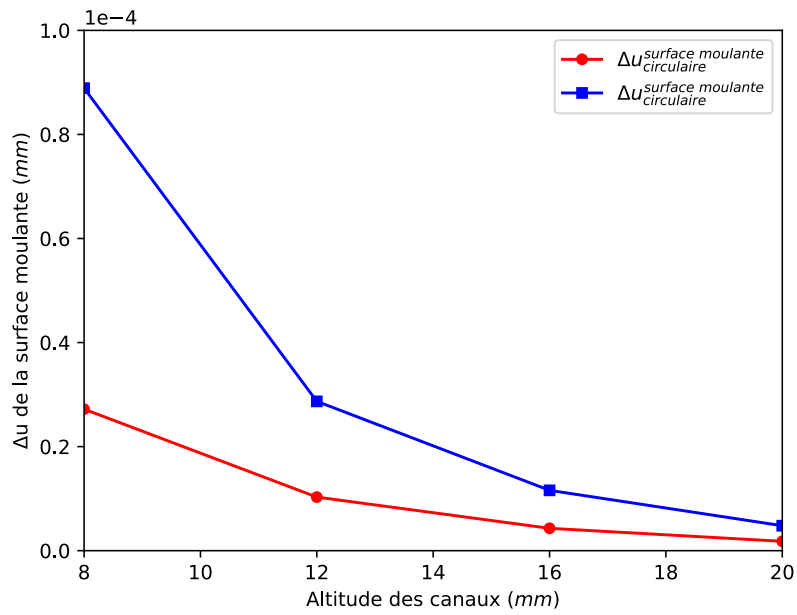


Figure 3.15 – Comparaison du déplacement de l’empreinte du moule entre le modèle circulaire et le modèle rectangulaire pour différentes altitudes des canaux

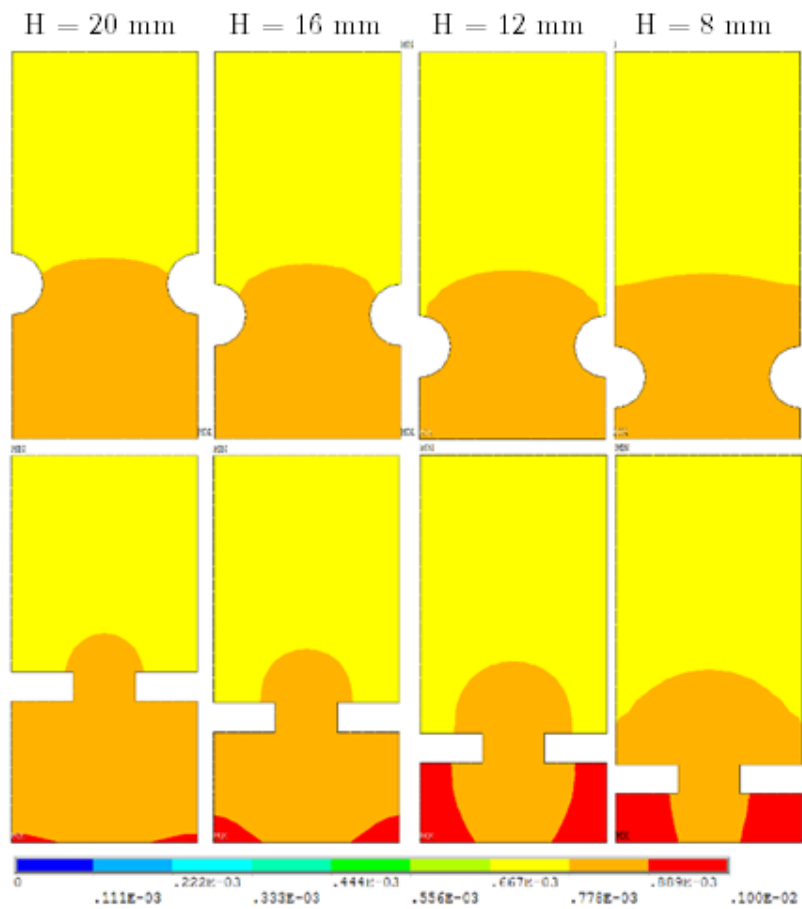


Figure 3.16 – Champs de déplacements dans les modèles circulaires et rectangulaires pour les altitudes H égales de 20 mm, 16 mm, 12 mm, 8 mm

Les simulations ont ainsi mis en évidence le fait qu'à règles de conception et qu'à point de fonctionnement identiques, la structure avec canaux à section rectangulaire voit son coefficient convectif diminuer mais qu'elle permet tout de même d'accroître les vitesses de chauffe jusqu'à 32% et donc de réduire les temps de cycle grâce à sa surface d'échange plus importante. Cela s'explique par une augmentation sensible de la surface d'échange convective et se calcule à l'aide de l'indice de performance correspondant au produit du coefficient convectif et de la surface d'échange. Le gain n'est pas négligeable à l'échelle industrielle puisqu'il est répété sur les phases de chauffe et de refroidissement pour un très grand nombre de cycles. D'autre part, le lien entre l'homogénéité thermique au sein du composite et l'homogénéité thermique de la surface moulante a été mis en évidence. Il apparaît que la structure à canaux de chauffe rectangulaires focalise davantage le flux thermique que le modèle à canaux circulaires, réduisant de ce fait l'homogénéité thermique au sein du matériau transformé. Par ailleurs, la variation d'altitude des canaux par rapport au composite moulé a mis en exergue l'impact de ce paramètre de conception sur les performances thermiques de l'outillage. L'optimum local relevé sur la Figure 3.11 démontre également que l'altitude des canaux n'est pas la seule variable agissant sur les performances thermiques de la structure. En effet, l'entraxe entre les canaux, l'épaisseur totale du moule, les dimensions des canaux et la nature des matériaux sont des paramètres impactant la thermique de la structure. Concernant les simulations mécaniques, les résultats mettent en évidence la bonne tenue des canaux de chauffe à section rectangulaire et la possibilité de les rapprocher de la surface moulante. Il est cependant nécessaire de prendre en compte les attentes spécifiques de chaque client afin d'adapter la tolérance concernant la déformée au niveau de la surface de moulage.

Pour conclure, malgré une conception basée sur les règles préconisées pour les outillages à canaux circulaires et massifs, ce travail met en évidence l'intérêt thermique que peut présenter des canaux de chauffe de forme rectangulaire. Ces résultats confirment ainsi l'intérêt pour le concept MATTE d'intégrer ce type de canaux de chauffe dans la partie chauffante et rend de ce fait possible une réduction sensible de l'épaisseur de la peau moulante. Il est cependant important de noter qu'il existe un intérêt pour le passage de canaux de chauffe circulaires à rectangulaires dès lors que l'indice de performance $IP_{rectangulaire}$ est supérieur à $IP_{circulaire}$. Dans le cas de systèmes de grandes dimensions et/ou ayant un fluide caloporteur fortement visqueux, il sera préférable de conserver des canaux circulaires afin de limiter les pertes de charge et d'avoir un indice de performance supérieur.

3.2.2 Intérêt de la réduction de la masse

Lors de la présentation du concept MATTE, partie 3.1, il a été mis en évidence que la vitesse de chauffe dans la structure est dépendante, en partie, de la masse à chauffer. Ainsi, le concept MATTE repose sur le principe d'une structure multi-matériaux avec découplage des fonctions thermiques et mécaniques, ainsi que sur des canaux à section rectangulaire, afin de sensiblement réduire la masse à chauffer.

Ayant démontré précédemment l'intérêt des canaux à section rectangulaire, l'objectif de cette étude est désormais de comparer numériquement avec l'aide de l'outil THERM1 la réponse thermique d'une structure massive de référence à canaux circulaires et d'une structure basée sur le concept MATTE, c'est-à-dire, avec une peau chauffante mince possédant des canaux rectangulaires.

L'outillage MATTE associé à cette étude est le démonstrateur industriel destiné à mouler des stratifiés composites de 3 mm d'épaisseur et qui sera présenté par la suite. Les données associées au moule MATTE et au moule massif sont présentées Tableau 3.6. Les dimensions des canaux rectangulaires sont définies de sorte à minimiser l'épaisseur de la peau chauffante, tout en garan-

tissant une tenue mécanique suffisante et une mise en œuvre aisée.

		Longueur canal (m)	Dimensions canaux (mm)	Épaisseur peau chauffante (mm)	Épaisseur isolant (mm)	Nombre de coude à 90°
Circulaire	Moule	6,7	30 x 2	8	40	30
	Contre Moule	6,7	30 x 2	8	40	30
	Total	13,4	-	-	-	60
Rectangulaire	Moule	6,7	8	50	20	30
	Contre Moule	6,7	8	50	20	30
	Total	13,4	-	-	-	60

Tableau 3.6 – Caractéristiques outillages pour une empreinte de moulage de $500 \times 500 \times 3 \text{ mm}^3$

Pour cette étude, seuls les coudes à 90° sont considérés pour les singularités liées à l'écoulement du fluide. L'outillage massif servant de référence possède des canaux de diamètre 8 mm situés à une altitude de 24 mm, conformément aux règles courantes de conception. Les modélisations sont présentées Figure 3.17.

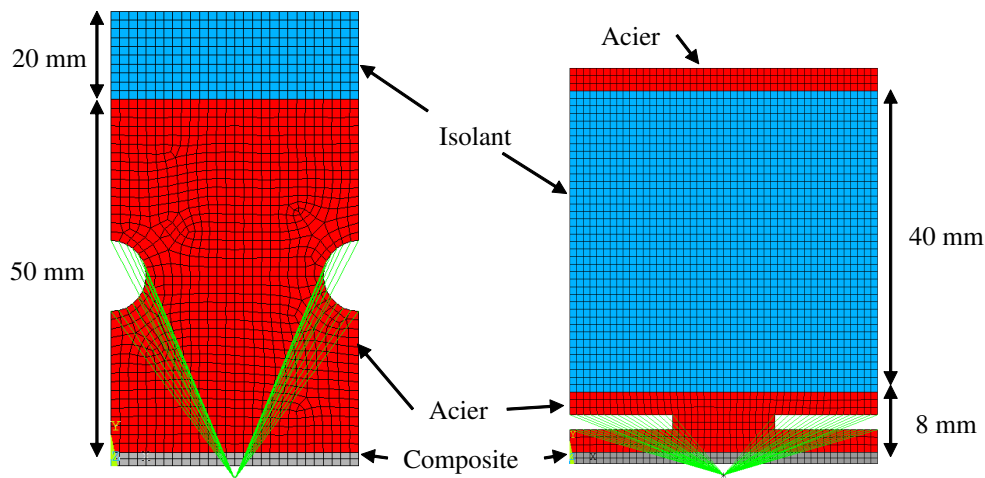


Figure 3.17 – Modèle de référence (à gauche) et modèle MATTE (à droite)

Il apparaît que le gain d'épaisseur de la partie moulante acier est de l'ordre de 85% pour le modèle MATTE vis-à-vis du modèle massif de référence, notamment grâce au changement de géométrie des canaux et au passage à une section rectangulaire. Les propriétés matériaux de l'outillage ont été données Tableau 3.2.

Le thermorégulateur, la pompe et le fluide associés à cette étude correspondent aux systèmes présents dans l'atelier de l'entreprise CT1 :

- Thermorégulateur : SISE XH100 e 13 M [Largarde2012];
- Pompe : NIT 40-160;
- Huile : SHELL Heat Transfer Oil S2 [SHELL2015].

La démarche mise en place pour réaliser cette étude est la suivante :

1. Déterminer le point de fonctionnement pour chaque température et pour chaque modèle en utilisant l’outil FLUIDE1 et les données technologiques et géométriques du système ;
2. Déterminer les coefficients convectifs en fonction de la température pour chaque modèle en utilisant l’outil FLUIDE1 ;
3. Réaliser les simulations numériques avec l’outil THERM1 sur le modèle VER 2D.

La plage de température conseillée pour le fluide caloporteur utilisé dans cette étude est comprise entre 100°C et 200°C. Ainsi, le cycle thermique imposé aux deux modélisations consiste en une première phase de 2000 secondes pour la mise en température du fluide, puis une seconde phase durant laquelle la consigne de température est fixée à 200°C. Seule la deuxième phase du cycle thermique est utilisée pour réaliser la comparaison des performances thermiques des structures. Le cycle prend fin dès lors que le point froid du composite atteint 190°C.

Les résultats mesurés pour chacun des modèles sont :

- Temps de chauffe du composite : correspond au temps nécessaire au point froid du stratifié pour atteindre 190°C ;
- Vitesse de chauffe moyenne du fluide : pour le passage de 100°C à 190°C ;
- Vitesse de chauffe moyenne de la surface moulante : pour le passage de 100°C à 190°C.

Les vitesses de chauffe sont calculées à l’aide de l’équation 3.6, avec un temps final considéré pour $T = 190^{\circ}\text{C}$ afin d’exclure l’asymptote relevée sur la courbe temps-température.

$$v = \frac{190 - 100}{t_{190^{\circ}\text{C}} - t_{100^{\circ}\text{C}}} \quad (3.6)$$

Les résultats obtenus sont présentés dans le Tableau 3.7 et la comparaison entre les deux structures de l’évolution au cours du temps des températures est présentée Figure 3.18. Les résultats observés mettent en évidence le gain de temps lors de la phase de chauffe entre les deux modèles, passant de 8419 secondes pour l’outillage de référence massif à canaux circulaires, à 1349 secondes pour l’outillage MATTE. Le gain observé est de l’ordre de 85% et correspond au gain de masse entre les deux structures. Cela confirme dans un premier temps l’intérêt de la réduction des masses à chauffer dans les outillages et cela confirme également que le passage à des canaux de chauffe de section rectangulaire n’est pas pénalisant pour les vitesses de chauffe.

	Temps de chauffe du composite (s)	Vitesse de chauffe du fluide de 100°C à 190°C ($^{\circ}\text{C}.\text{min}^{-1}$)	Vitesse de chauffe peau chauffante ($^{\circ}\text{C}.\text{min}^{-1}$)
Massif	8419	18,3	1,1
MATTE	1348	18,4	5,2

Tableau 3.7 – Résultats comparatifs outillage massif et outillage MATTE

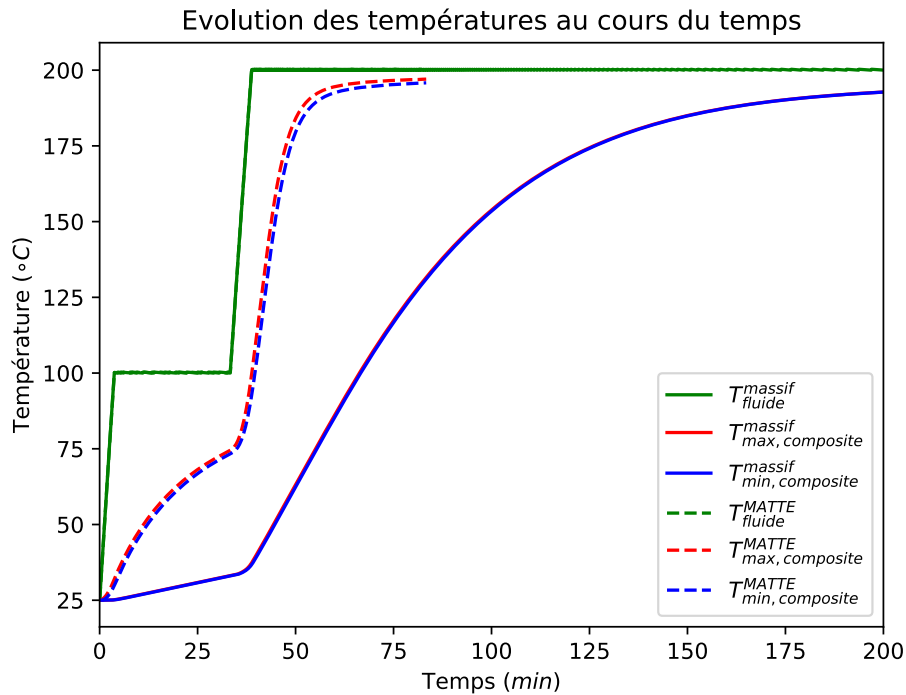


Figure 3.18 – Températures au cours du temps – étude réduction masse

Cette étude numérique a permis de comparer les performances thermiques d'une structure MATTE et d'une structure massive de référence. Il apparaît que la forte réduction de masse à chauffer couplée à un passage à des canaux à section rectangulaire, permet un gain de l'ordre de 85% sur les vitesses de chauffe. Dans cette étude, le gain thermique observé correspond essentiellement au gain sur la masse à chauffer; le gain de masse étant accru grâce aux canaux rectangulaires de faible hauteur. Le concept MATTE confirme ainsi son intérêt thermique pour les outillages destinés à la transformation des matériaux composites.

3.2.3 Aspect antagoniste entre vitesse et homogénéité

Comme démontré par l'étude précédente sur la réduction de la masse, partie 3.2.2, le concept MATTE permet de fortement accroître les vitesses de chauffe des outillages grâce à une réduction forte de l'épaisseur de la partie chauffante, rendue possible en partie par l'intégration de canaux de chauffe à section rectangulaire. Cependant, comme cela a été mis en évidence lors de la présentation des phénomènes physiques en jeu lors de la chauffe de l'outillage, partie 2.1, les performances thermiques de l'outillage dépendent également du thermorégulateur, de la pompe et du fluide caloporteur associés. Cette étude a pour objectif d'étudier numériquement avec l'outil THERM1 les réponses thermiques d'un outillage MATTE associé à différentes technologies de chauffe : thermorégulateurs conventionnels et TPC (Technologie breveté par l'entreprise SISE est présentée par la suite), ainsi que que pour différents fluides caloporteurs. Cette étude permet ainsi la mise en évidence de l'aspect antagoniste entre la vitesse de chauffe et l'homogénéité thermique.

L'outillage MATTE associé à cette étude est le démonstrateur industriel destiné à mouler des stratifiés composites de 3 mm d'épaisseur et qui sera présenté par la suite. Les données associées au moule MATTE ont été présentées Tableau 3.6 et étaient identiques au modèle étudié lors de l'étude sur l'intérêt de la réduction de la masse de la structure. La modélisation VER de l'outillage est identique au modèle VER MATTE présenté Figure 3.17. Les propriétés matériaux ont été don-

nées Tableau 3.2.

La démarche mise en place pour réaliser cette étude est la suivante :

1. Déterminer le point de fonctionnement pour chaque température et pour chaque modèle en utilisant l'outil FLUIDE1 et les données technologiques et géométriques du système ;
2. Déterminer les coefficients convectifs en fonction de la température pour chaque modèle en utilisant l'outil FLUIDE1 ;
3. Réaliser les simulations numériques avec l'outil THERM1 sur le modèle VER 2D.

Tout comme pour l'étude précédente, la plage de température conseillée pour le fluide caloporteur utilisé dans cette étude est comprise entre 100°C et 200°C. Ainsi, le cycle thermique imposé aux deux modélisations consiste en une première phase de 2000 secondes pour la mise en température du fluide, puis une seconde phase durant laquelle la consigne de température est fixée à 200°C. De même, seule la deuxième phase du cycle thermique est utilisée pour réaliser la comparaison des performances thermiques des structures. Le cycle prend fin dès lors que le point froid du composite atteint 190°C.

Pour cette étude, deux thermorégulateurs conventionnels sont étudiés :

- Le thermorégulateur actuellement utilisé dans l'entreprise CT1 - Thermorégulateur : SISE XH100 e 13 M ;
- Un second thermorégulateur aux performances plus adaptées pour l'outillage MATTE.

Le choix du second thermorégulateur conventionnel s'est ainsi porté sur un système existant et proposé par l'entreprise SISE, partenaire de CT1. La masse à chauffer dans l'outillage MATTE étant minimisée, le choix du thermorégulateur s'est porté sur un système de faible puissance thermique et possédant un faible volume d'huile afin de limiter l'inertie thermique. La référence du thermorégulateur conventionnel retenu est 210H18.

L'entreprise SISE dispose également d'une technologie de chauffe baptisée « TPC » pour « Tube à Passage de Courant » [Parmilleux2016], mettant en jeu un système à faible volume de fluide et forte puissance thermique. Avec cet objectif d'augmentation des vitesses de chauffe des outillages pour le concept MATTE, ce type de procédé présente donc un intérêt fort. Le TPC retenu pour cette étude possède une puissance de chauffe de 50 kW, 20 litres de fluide caloporteur et la référence de la pompe associée est : TOE-CY-6091.

Les propriétés du fluide caloporteur, notamment la viscosité, ont un fort impact sur l'échange convectif et donc sur les performances globales du système. Pour chaque modèle, le fluide utilisé est l'huile Therminol D12 [Solutia2017] présentant une faible viscosité permettant de diminuer les pertes de charge et donc d'accroître le coefficient convectif. Les études réalisées sont présentées Tableau 3.8.

Le traitement des résultats pour ces simulations est identique à la méthode présentée dans l'étude 3.2.2, employée pour l'étude portant sur la réduction de la masse de la structure. Pour chaque étude, le nombre de Biot moyen entre 100°C et 200°C est calculé et présenté Tableau 3.9. Ces résultats sont également confrontés à une étude de référence correspondant au modèle MATTE associé au fluide et au thermorégulateur présents dans l'entreprise CT1 et présentés dans l'étude 3.2.2.

Etude	Thermorégulateur	Puissance	Vfluide	Pompe	Huile
Ref	XH 100 e 13 M	97,2 kW	165 l	NIT 40-160	SHELL Oil S2
1	XH 100 e 13 M	97,2 kW	165 l	NIT 40-160	Therminol D12
2	210H18	18 kW	15,5 l	TOE-CY 4281	Therminol D12
3	TPC	50 kW	20 l	TOE-CY 4281	Therminol D12

Tableau 3.8 – Résultats comparatifs outillage massif et outillage MATTE

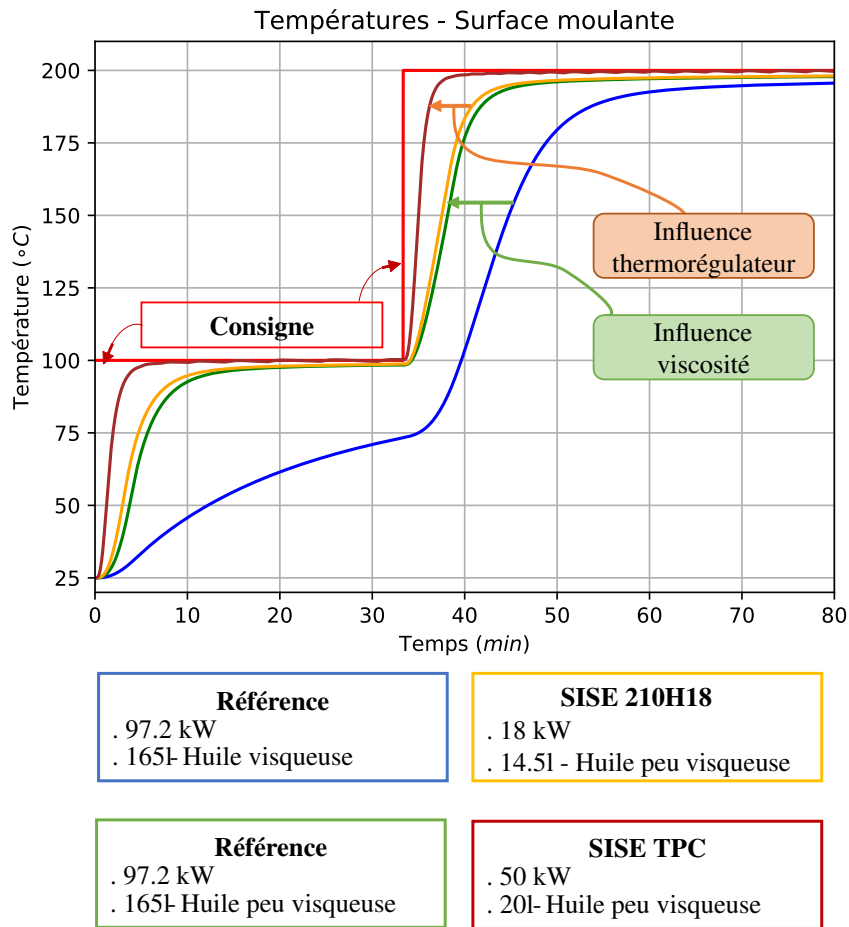
La longueur caractéristique de la partie chauffante, permettant de calculer le nombre de Biot, correspond à la demi-épaisseur de la peau mince acier, c'est-à-dire à 4 mm.

Etude	h moyen ($W.m^2.K^{-1}$)	Longueur caractéristique (m)	$\lambda_{peau\ chauffante}$ ($W.m^2.K^{-1}$)	Nombre de Biot
ref	1055	4.10^{-3}	15	0,28
1	3577	4.10^{-3}	15	0,95
2	4501	4.10^{-3}	15	1,20
3	4501	4.10^{-3}	15	1,20

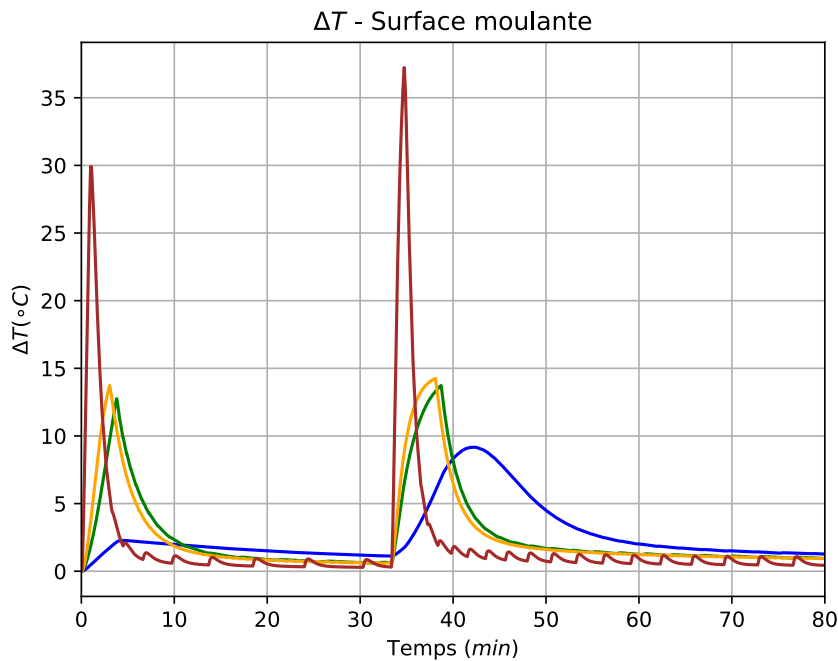
Tableau 3.9 – Nombre de Biot moyen

Le nombre de Biot correspondant au rapport entre la résistance thermique de surface d'une structure et la résistance thermique au sein de la structure, il est possible d'anticiper le comportement global de la structure avant simulation. En effet, pour un nombre de Biot très inférieur à 1, généralement de l'ordre de 0,1, il est considéré que le gradient thermique dans la structure étudiée est homogène. Cela s'explique par un échange convectif faible comparé à la conduction ayant lieu dans la matière. Dans le cas d'un outillage chauffé par un fluide circulant dans la peau chauffante, cela se traduit physiquement par une peau moulante quasi-homogène thermiquement et par l'apparition d'un déphasage entre la température du fluide et la température de l'acier. Le système n'est donc pas dans une configuration optimale et nécessiterait une pompe plus puissante pour accroître le coefficient convectif ou une réduction des pertes de charge grâce à un fluide moins visqueux ou une géométrie de canaux différente. A l'inverse, pour un nombre de Biot supérieur à 1, le gradient thermique devient non négligeable dans la peau chauffante du fait du bon échange convectif comparé à la conduction dans la matière. La pompe est donc surdimensionnée vis-à-vis des capacités d'échange thermique de la structure. Ainsi, un nombre de Biot proche de 1 permet d'obtenir un équilibre entre la résistance convective et la résistance de conduction, garantissant de bonnes performances thermiques et limitant le déphasage entre la température du fluide et de la surface moulante. Il est également primordial de noter que la vitesse de chauffe de la structure est également dépendante de la puissance thermique du thermorégulateur et n'est pas prise en compte dans le calcul du nombre de Biot.

Les résultats obtenus sont présentés dans le Tableau 3.9 et le Tableau 3.10 et les évolutions au cours du temps des températures et des ΔT sont présentées Figure 3.19a et Figure 3.19b.



(a) Evolution de la températures en surface moulante



(b) Evolution du ΔT en surface moulante

Figure 3.19 – Résultats thermiques pour différentes technologies de chauffe

Etude	Temps de chauffe du composite (s)	Vitesse de chauffe du fluide de 100°C à 190°C (°C.min ⁻¹)	Vitesse de chauffe peau chauffante (°C.min ⁻¹)	ΔT_{max}
ref	1348	18,4	5,2	9,2
1	552	18,6	10,0	13,7
2	449	21,0	12,2	14,2
3	122	71,8	44,3	37,2

Tableau 3.10 – Résultats comparatifs pour différentes technologies de chauffe

La comparaison des résultats entre l'étude de référence et l'étude 1 met en évidence l'influence du fluide dans les performances thermiques de la structure. En effet, avec son fluide de faible viscosité, l'étude 1 augmente de manière sensible l'échange convectif et par conséquent la vitesse de chauffe de la surface moulante. Comme cela était anticipé par l'observation du nombre de Biot, l'étude 1 possède un déphasage de température entre le fluide et la surface moulante plus faible que l'étude de référence.

La comparaison des résultats de l'étude 1 et de l'étude 2 porte sur le changement de puissance du thermorégulateur et du volume de fluide. Il apparaît que les vitesses de chauffe sont sensiblement les mêmes entre les deux systèmes et cela s'explique par un rapport « Puissance de chauffe/masse à chauffer » similaire. Les outillages MATTE ayant pour objectif de cycler thermiquement, il est donc judicieux de s'orienter vers des thermorégulateurs à faible volume de fluide afin de limiter les coûts et l'inertie thermique.

Enfin, les résultats de l'étude 3 confirment qu'un rapport « Puissance de chauffe/masse à chauffer » important (système TPC), permet d'accroître de manière significative les vitesses de chauffe du système.

Par ailleurs, les résultats observés sur les écarts de températures maximaux au cours du temps pour chaque étude mettent en évidence et confirment le caractère antagoniste entre la vitesse de chauffe et l'homogénéité thermique. Ainsi, l'augmentation des vitesses de chauffe provoque une augmentation de l'écart de température dans le stratifié composite. Cela peut également être observable et prévisible à l'aide du calcul du nombre de Biot. En effet, s'agissant du rapport des résistances thermiques de convection et de conduction, l'équation 3.7 permet la détermination du nombre de Biot pour un mur multi-matériaux.

$$Bi = h \cdot \sum \frac{E_{\text{paisseur}}}{\text{Conductivité}} \quad (3.7)$$

Le nombre de Biot devient respectivement : 8,2 ; 27,8 ; 35,0 ; 35,0 pour l'étude de référence ; l'étude 1 ; l'étude 2 et l'étude 3. Ainsi, l'étude du nombre de Biot permet de réaliser des comparaisons sur l'homogénéité dans la peau chauffante et dans la structure composite et de connaître l'impact de changement apporté aux paramètres : épaisseur, conductivité thermique, coefficient convectif et puissance thermique. Par exemple, pour un même nombre de Biot, l'augmentation de la puissance de chauffe provoquera une augmentation du ΔT dans le composite. Cette étude numérique a permis de comparer les performances thermiques d'une structure MATTE associée à différents thermorégulateurs. Il apparaît tout d'abord que les propriétés du fluide caloporteur, notamment sa viscosité, impacte fortement l'échange convectif et donc l'efficacité thermique de la structure. De plus, il est montré que le thermorégulateur peut être caractérisé par le rapport « masse à chauffer/puissance thermique », mettant de ce fait en évidence l'intérêt des technologies telles que le TPC possédant un faible volume de fluide associé à une forte puissance de chauffe. Par

ailleurs, cela met en exergue l'intérêt de sélectionner un thermorégulateur de plus faible puissance thermique et ayant un volume de fluide restreint, afin de limiter l'inertie thermique du système. Il apparaît également à travers ces simulations le lien fort entre la vitesse de chauffe et l'homogénéité et le caractère antagoniste de ces deux paramètres est confirmé.

Cette étude confirme ainsi le potentiel du concept MATTE en terme de performance thermique et la nécessité de considérer le système complet outillage/fluide/pompe/thermorégulateur afin de développer les outillages MATTE. Dans l'optique d'accroître les vitesses de chauffe et de refroidissement des outillages, tout en garantissant une maîtrise spatio-temporelle de l'homogénéité thermique, il apparaît nécessaire de réaliser une campagne d'optimisation sur les différents paramètres géométriques de la peau chauffante.

Etude complémentaire : dédoublement du système de chauffe

Afin d'accroître les performances thermiques du système, il est également envisageable d'utiliser deux thermorégulateurs identiques : un thermorégulateur pour la circulation dans le moule et un thermorégulateur pour la circulation dans le contre moule. Les pertes de charge par réseau de chauffe sont ainsi réduites de moitié, augmentant de ce fait le débit de fonctionnement et donc le coefficient convectif.

Deux nouvelles simulations sont réalisées sur la base d'une huile Therminol D12 de faible viscosité et la pompe TOE-CY-6091 :

- Étude 4 : Couplage de deux thermorégulateurs de 9 kW ;
- Étude 5 : Couplage de deux thermorégulateurs de 18 kW.

Les résultats obtenus pour ces deux nouvelles configurations sont présentés Tableau 3.11. Pour rappel, l'étude 2 présentée précédemment correspond à un système équivalent de chauffe, mais ne possède qu'un unique thermorégulateur de 18 kW. Le coefficient convectif, le temps de chauffe et la vitesse de chauffe de la peau chauffante sont respectivement de $4501 \text{ W.m}^2.\text{K}^{-1}$, 449 secondes et $12,2 \text{ }^\circ\text{C.min}^{-1}$.

Etude	h moyen ($\text{W.m}^2.\text{K}^{-1}$)	Temps de chauffe - Surface moulante (s)	Vitesse de chauffe ($^\circ\text{C.min}^{-1}$)
4	5940	492	11,0
5	5940	292	21,8

Tableau 3.11 – Résultats comparatifs pour un double système de chauffe

En comparaison de l'étude 2, il apparaît que le dédoublement du système de chauffe et l'utilisation de deux thermorégulateurs de 8 kW permet l'obtention de résultats thermiques semblables. Il est ainsi envisageable dans le cas de structures de grandes dimensions de favoriser l'utilisation de plusieurs thermorégulateurs de petites capacités, plutôt que de faire appel à un unique thermorégulateur possédant une importante puissance de chauffe et un fort volume de fluide caloporteur. L'utilisation de thermorégulateur de plus petite capacité peut être une solution afin de limiter les investissements périphériques : systèmes de chauffe, câblage du réseau électrique de l'atelier. . .

Par ailleurs, l'importance de la prise en compte du ratio "puissance de chauffe / masse à chauffer" est confirmée à l'aide de l'étude 5. Le passage d'un unique thermorégulateur à deux thermorégulateurs de 18kW provoque une augmentation d'un facteur 2 de la vitesse de chauffe de la peau chauffante.

Etude complémentaire : nécessité d'optimiser la géométrie des canaux

Les études précédentes ont mis en évidence l'impact du débit de fonctionnement du fluide sur le coefficient convectif. Ce débit est directement lié à la géométrie des canaux de chauffe et à la viscosité du fluide. L'huile utilisée actuellement à CT1 étant visqueuse engendre un faible échange convectif dans les canaux du démonstrateur MATTE (cf. étude de référence).

Ce complément d'étude a pour objectif d'observer quelle est l'influence du changement de dimensions des canaux rectangulaires et du passage de $30 \times 2\text{mm}$ à $30 \times 4\text{mm}$ sur les réponses thermiques.

Une nouvelle simulations est ainsi réalisée sur la base d'une huile SHELL Oil S2 et la pompe NIT 40-160 :

— Étude 6 : Canaux de section $30 \times 4\text{mm}^2$.

Le rappel des résultats thermiques pour l'outillage à canaux de chauffe de section $30 \times 2\text{mm}^2$ et les résultats obtenus pour cette nouvelle configurations sont présentés Tableau 3.12.

Etude	h moyen ($W.m^2.K^{-1}$)	Temps de chauffe - Surface moulante (s)	Vitesse de chauffe ($^{\circ}C.min^{-1}$)
ref	1055	1348	5,2
6	2032	502	12,1

Tableau 3.12 – Résultats comparatifs pour les deux sections rectangulaires

Il est confirmé par cette étude complémentaire l'importance de l'adaptation de la géométrie des canaux de chauffe au fluide utilisé et aux dimensions de l'outillage. Ainsi, le passage de canaux de section $30 \times 2\text{mm}^2$ à $30 \times 4\text{mm}^2$ a permis une diminution des pertes de charge, menant à une augmentation d'un facteur 2 du coefficient d'échange convectif. Ce meilleur échange thermique provoque une réduction sensible du temps de chauffe et limite de ce fait la chauffe de l'isolant.

3.3 Conclusion

Les études numériques réalisées à l'aide des outils FLUIDE1, THERM1 et MECA1 ont permis de confirmer le fort intérêt du concept MATTE dans l'optique d'augmenter les vitesses de chauffe et de refroidissement. Cependant, ces études ont également mis en lumière le fait que le passage de canaux circulaires à rectangulaire, outre le fait de permettre une forte réduction de l'épaisseur de la peau chauffante, engendrait une augmentation des pertes de charge du système. Il existe donc un domaine d'utilisation pour lequel l'augmentation de la surface d'échange convective est supérieure à la diminution du coefficient convectif, améliorant de ce fait le transfert de chaleur du fluide vers l'outillage. A l'inverse, pour des structures de grandes dimensions et/ou pour des fluides caloporteurs ayant une viscosité importante, l'échange convectif dans des canaux rectangulaires peut s'avérer moindre vis-à-vis des canaux circulaires. Il est donc nécessaire pour ces configurations de s'assurer que le gain obtenu par la réduction de la masse, grâce à l'intégration de canaux rectangulaires, soit supérieur à la perte issue de la diminution de l'échange convectif.

Enfin, la dernière étude numérique a permis de mettre en évidence la nécessité d'intégrer les technologies de chauffe, fluide, pompe, thermorégulateur, lors de la conception et du dimensionnement. En effet, la nature du fluide et la pompe s'avèrent être influents sur le point de fonctionnement du système et donc sur l'échange convectif dans les canaux de chauffe. La puissance du thermorégulateur rapportée à la masse totale à chauffer détermine quant à elle les performances maximales pouvant être atteintes par le système.

Ces différentes études numériques confirment ainsi le potentiel du concept MATTE et esquisser les premières règles de conception dans le but de rendre le système de mise en oeuvre efficace thermiquement.

4

Validations expérimentales du concept MATTE

L'objectif de ce chapitre est de présenter dans un premier temps les résultats thermiques obtenus lors d'une phase expérimentale sur un démonstrateur laboratoire. Dans un second temps, la présentation du démonstrateur industriel et des premiers résultats issu de la phase expérimentale sont détaillés.

Sommaire

4.1 Démonstrateur laboratoire	89
4.1.1 Outillage laboratoire	89
4.1.2 Résultats expérimentaux	93
4.1.3 Confrontation avec la simulation numérique	96
4.2 Démonstrateur industriel	101
4.2.1 Outillage industriel	101
4.2.2 Instrumentation et banc d'essai	103
4.2.3 Résultats expérimentaux	105
4.2.4 Synthèses et perspectives	109
4.3 Conclusion	110

4.1 Démonstrateur laboratoire

Dans le but de conforter les attentes vis-à-vis du concept MATTE, mais également pour valider les outils-métier développés (FLUIDE1 et THERM1), une première campagne expérimentale est réalisée sur un prototype laboratoire. Les essais visent à comparer un outillage RTM massif de référence issu de l'industrie (échelle 1) et un outillage laboratoire MATTE similaire d'un point de vue géométrique, nature des matériaux, dimensions...

Aucune cible en terme de vitesse de chauffe et d'homogénéité thermique n'est fixée pour cet outillage innovant.

4.1.1 Outillage laboratoire

Les observations menées lors des expérimentations sont :

- Détermination des temps de chauffe ;
- Détermination des écarts de température (ΔT) sur la surface moulante ;
- Détermination des écarts de température (ΔT) au plan neutre du stratifié composite.

Les caractéristiques des deux outillages sont présentées Tableau 4.1 et 4.2. L'outillage de référence et ses canaux de chauffe sont présentés Figure 4.1.

Caractéristiques		Unité
Dimensions outillage	570 x 570 x 110	mm ³
Matériau outillage	Acier – 316L	-
Épaisseur isolant extérieur	10	mm
Matériau isolant extérieur	Monolux	-
Dimensions composite moulée	400 x 400 x 3	mm ³
Matériaux composite moulé	Carbone-Epoxy	-

Tableau 4.1 – Caractéristiques outillage de référence

Acier	316L	Monolux	Composite
$\lambda (W.m^{-1}.K^{-1})$	15	0,18	0,2
$C_p (J.kg^{-1}.K^{-1})$	450	1130	1000
$\rho (kg.m^{-3})$	7900	770	1800

Tableau 4.2 – Propriétés matériaux

L'outillage innovant MATTE est conçu de sorte à conserver les mêmes caractéristiques que l'outillage de référence, c'est-à-dire : mêmes dimensions outillage, mêmes matériaux et mêmes dimensions d'empreinte de moulage.

Les modifications apportées concernent la géométrie des canaux de chauffe avec un passage à une section rectangulaire et la proportion de chaque matériau :

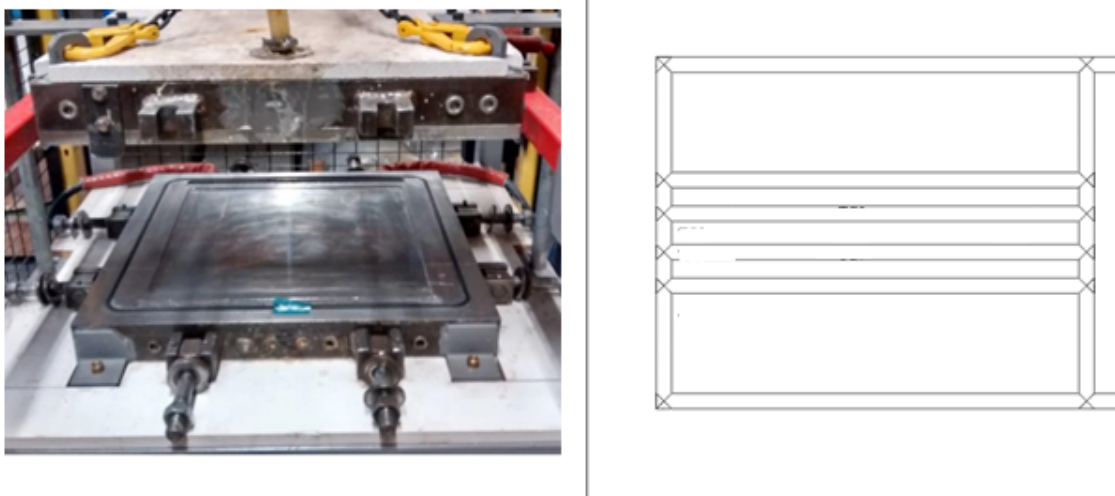


Figure 4.1 – Outillage de référence (à gauche) - Canaux de chauffe (à droite)

- Zone de moulage acier : épaisseur 8 mm avec canaux intégrés de $30 \times 2 \text{ mm}^2$ et une distance entre canaux de 15 mm ;
- Isolant Monolux : 45 mm ;
- Tôle acier extérieur : 3 mm pour le maintien de la structure.

L'épaisseur de la peau moulante a été fixée à 8 mm afin de pouvoir réaliser la fabrication à l'aide de tôles acier collées et de garantir une rigidité suffisante à la structure. Les dimensions des canaux de $30 \times 2 \text{ mm}^2$ avec une distance entre canaux de 15 mm ont été fixées de sorte à garantir un bon compromis entre la surface de chauffe, les pertes de charge et la rigidité. L'outillage innovant MATTE et ses canaux sont présentés Figure 4.2 et Figure 4.3.



Figure 4.2 – Outillage innovant MATTE (à gauche) - Canaux de chauffe (à droite)

La chauffe est réalisée à l'aide d'un thermostat SISE à eau de 12 kW.

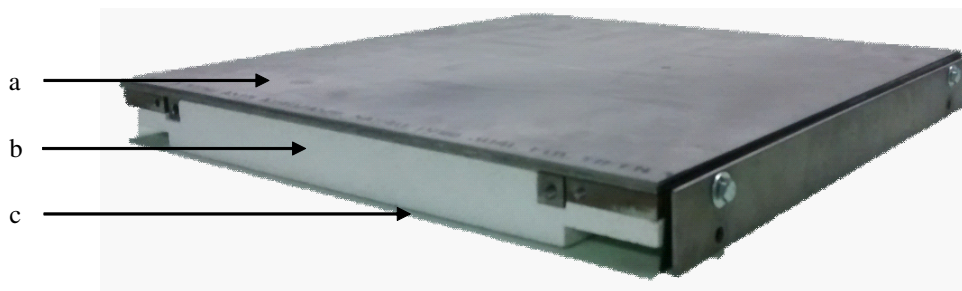


Figure 4.3 – Outillage innovant – Vue de la structure interne (a) peau chauffante, (b) isolant, (c) peau extérieure

Le cycle de température imposé pour la réalisation des essais expérimentaux est présenté Figure 4.4. Pour l'outillage innovant, une première phase de 10 minutes à 25°C est fixée afin d'homogénéiser thermiquement la structure et pour garantir une condition initiale identique entre chaque essai. Ensuite, une phase de chauffe de 15 minutes est imposée avec une consigne de température de 80°C. Concernant l'outillage de référence, un cycle de température similaire est imposé, seul la durée de chauffe à 80°C est différente du fait du caractère massif de la structure. Le temps d'homogénéisation à 25°C est quant à lui identique à l'outillage innovant.

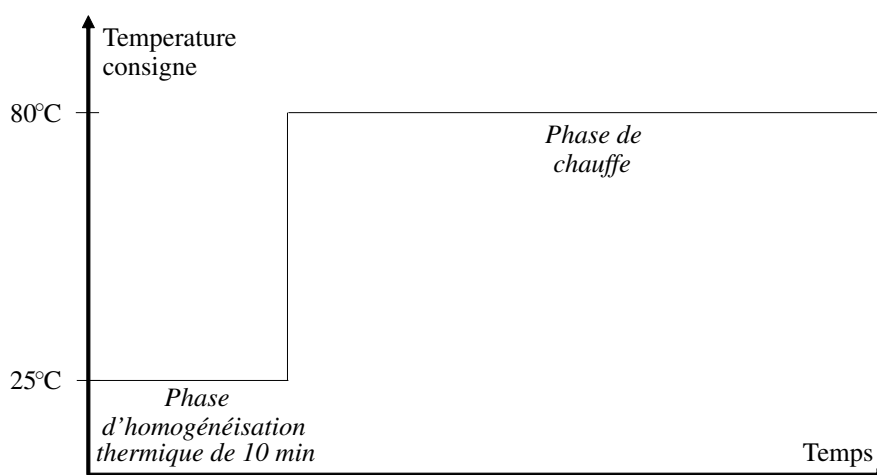


Figure 4.4 – Cycle de température

Pour réaliser les mesures de températures, 16 thermocouples de type J et K sont placés sur la zone de moulage de l'outillage étudié et la position des thermocouples est représentée Figure 4.5. Des relevés de température sont également réalisés au sein du stratifié composite, en adoptant le même positionnement que ceux présents sur la peau moulante. Les thermocouples sont positionnés de sorte à relever des températures sur l'ensemble de la surface de l'outillage et également de sorte à obtenir des mesures de température au-dessus et entre les canaux afin de les comparer aux résultats numériques. La position des thermocouples est identique pour l'outillage de référence. Le montage expérimental est présentée Figure 4.6.

Afin de garantir la répétabilité des essais et pour limiter les erreurs statistiques, les essais expérimentaux sont réalisés trois fois dans des conditions identiques. Trois relevés de température sont réalisés sur la peau moulante pour l'outillage innovant et trois relevés de température sont réalisés pour l'outillage de référence. De même dans le stratifié, soit 12 essais. Les essais étant réalisés trois fois, les valeurs relevées sont ensuite moyennées, puis un filtre de Stavitsky-Golay est appliqué afin de réduire le bruit de mesure [Savitzky1964].

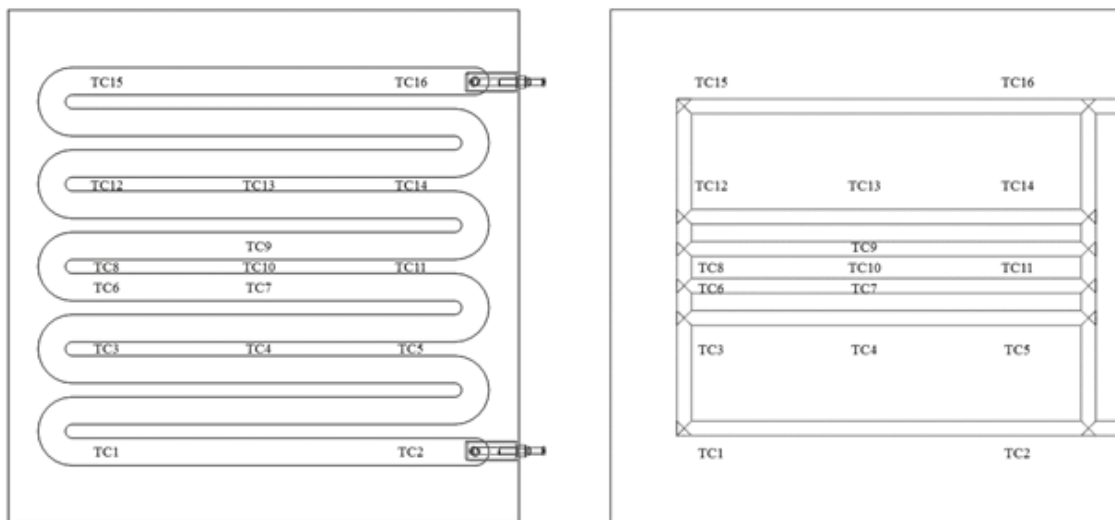


Figure 4.5 – Position des thermocouples pour l'outillage MATTE (à gauche) et l'outillage de référence (à droite)

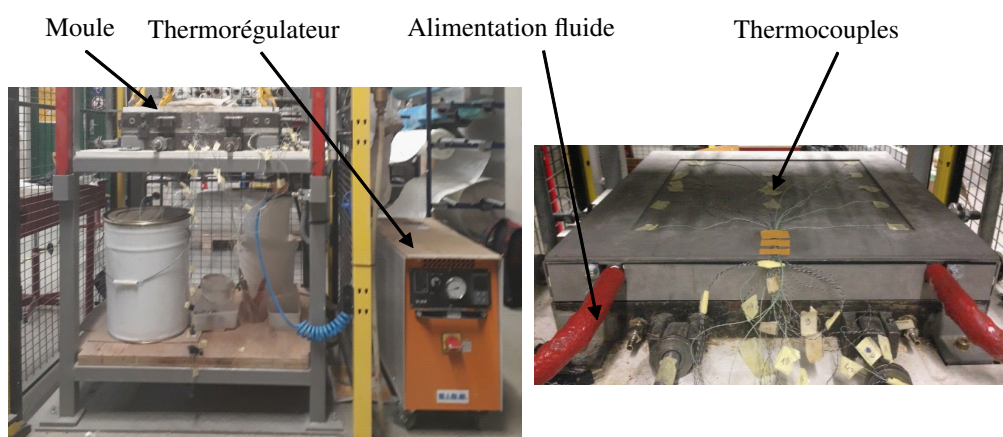


Figure 4.6 – Montage expérimental

4.1.2 Résultats expérimentaux

Pour chaque outillage, les résultats relevés et présentés Tableau 4.3 sont :

- Temps de chauffe du composite : correspond au temps nécessaire au point froid du stratifié pour atteindre 88°C ;
- Temps de chauffe du fluide : correspond au temps nécessaire au fluide pour atteindre 88°C ;
- Temps de chauffe de la surface moulante : correspond au temps nécessaire au point froid de la surface moulante pour atteindre 88°C ;
- Vitesse de chauffe moyenne du composite : pour le passage de 25°C à 88°C ;
- Vitesse de chauffe du fluide : pour le passage de 25°C à 88°C ;
- Vitesse de chauffe de la surface moulante : pour le passage de 25°C à 88°C.

Les vitesses de chauffe sont calculées à l'aide de l'équation 4.1 avec un temps final considéré pour $T = 88^{\circ}\text{C}$ car la consigne de température étant de 90°C , une asymptote est relevée sur la courbe temps-température.

$$v = \frac{85 - 25}{t_{85^{\circ}\text{C}} - t_{25^{\circ}\text{C}}} \quad (4.1)$$

Les vitesses calculées, présentées Tableau 4.3 mettent en évidence une faible réactivité du moule de référence, pouvant être expliquée par l'aspect massif de la structure. La forte épaisseur d'acier à chauffer provoque également un déphasage entre l'eau et la peau moulante concernant la chauffe et le refroidissement. A l'inverse, il apparaît une bonne réactivité du moule innovant MATTE, pouvant être expliquée par le découplage des fonctions thermiques et mécaniques et ainsi l'obtention d'une peau chauffante mince. La faible épaisseur d'acier à chauffer provoque également un faible déphasage entre l'eau et la peau moulante au niveau de la chauffe et du refroidissement. De plus, les canaux à section rectangulaire assurent également un meilleur échange convectif grâce à la surface d'échange plus importante. Le gain observé en terme de temps de chauffe pour la surface moulante est de l'ordre de 75% et confirme ainsi l'intérêt industriel du concept MATTE pour la transformation des matériaux composites.

		Temps chauffe (s)	Vitesse chauffe ($^{\circ}\text{C}/\text{min}$)	ΔT_{max} ($^{\circ}\text{C}$)
Référence	Eau	700	4,5	-
	Interface	1708	1,8	11,5
	Composite	2076	1,5	15,3
Innovant	Eau	370	8,3	-
	Interface	396	7,5	5
	Composite	462	6,6	4

Tableau 4.3 – Résultats comparatifs - outillage de référence et outillage MATTE

Concernant l'outillage de référence massif, le temps de chauffe de la surface moulante pour atteindre 78°C est de 28 minutes et 30 secondes, avec une vitesse moyenne de $1,8^{\circ}\text{C}/\text{min}$. L'évolution des 16 températures relevées sur la surface moulante et de la moyenne de ces températures

est présentée Figure 4.7. Cette évolution des températures confirme la faible réactivité thermique de l'outillage de référence due à son aspect massif et à la position de ses canaux de chauffe. Ce réseau de distribution du fluide n'étant pas réparti de manière homogène dans l'outillage, un gradient thermique de 11,5°C apparaît en surface moulante au cours de la chauffe.

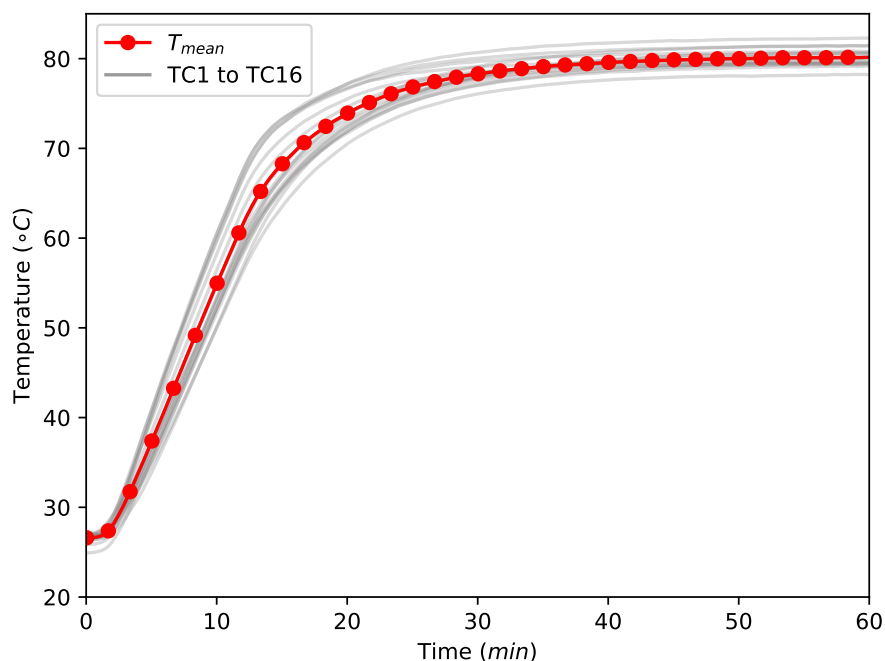


Figure 4.7 – Evolution des températures en surface moulante - Outillage de référence

Concernant l'outillage innovant, le temps de chauffe observé pour la surface moulante est de 6 minutes et 35 secondes, avec une vitesse moyenne de 7,5°C/min. L'évolution des 16 températures relevées sur la surface moulante et de la moyenne de ces températures est présentée Figure 4.8. Ces résultats confirment la très bonne réactivité de l'outillage due à sa faible inertie thermique. Le temps de chauffe de l'outillage innovant est ainsi réduit de 77% par rapport à l'outillage de référence, pour les mêmes technologies de chauffe : même puissance de chauffe, même fluide et même pompe. A cela s'ajoute une réduction du gradient de température sur la surface moulante de l'outillage grâce à l'intégration de canaux rectangulaires ayant une répartition homogène dans la structure. Comme présenté Figure 4.8, deux groupes de thermocouples apparaissent sur la surface moulante : le premier correspondant aux thermocouples positionnés au-dessus des canaux et le second correspondant aux thermocouples positionnés entre les canaux. Le gradient thermique en surface moulante est donc fortement dépendant des paramètres géométriques de réseau de distribution du fluide : distance entre les canaux et largeur des canaux.

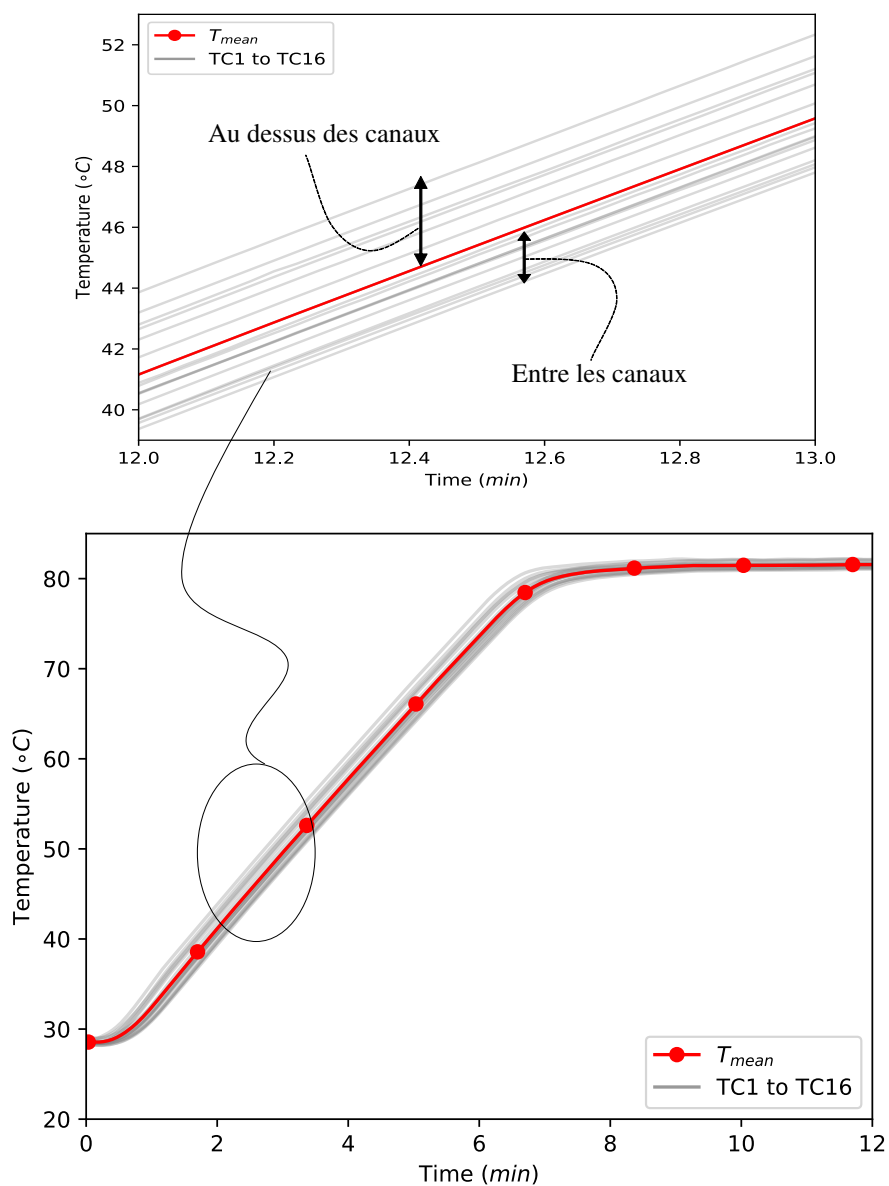


Figure 4.8 – Evolution des températures en surface moulante - Outillage innovant

4.1.3 Confrontation avec la simulation numérique

Afin de valider l'outil THERM1, une confrontation avec les résultats expérimentaux présentés juste avant est menée sur la structure VER (Volume Élémentaire Représentatif) 2D. La température initiale du modèle et du fluide est de 25°C, identique aux conditions expérimentales. Le coefficient d'échange convectif en fonction de la température est déterminé à l'aide de l'outil FLUIDE1. Sur la plage de températures étudiée, de 25°C à 80°C, le coefficient convectif varie de 8000 à 17000 $W.m^{-2}.K^{-1}$. Le modèle numérique mis en place est présenté Figure 4.9.

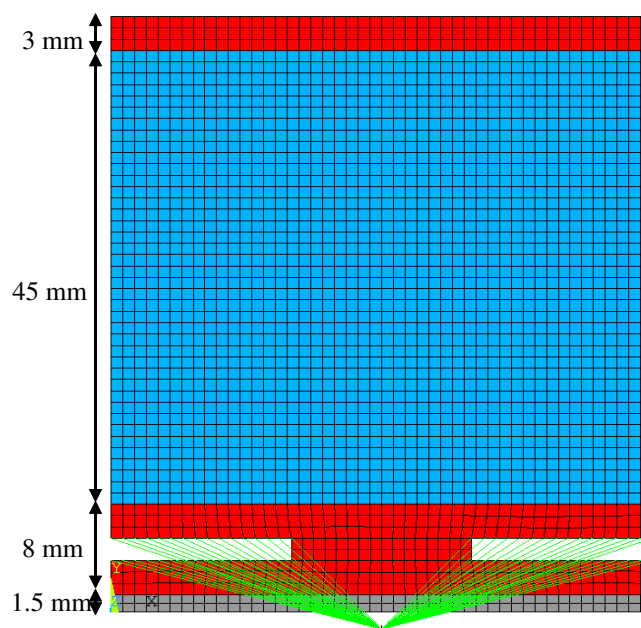


Figure 4.9 – Modélisation outillage innovant - VER 2D

La simulation éléments finis du modèle de l'outillage innovant permet d'obtenir l'évolution théorique de la température minimale et de la température maximale sur l'empreinte du moule. La température maximale se situe sur le canal de chauffe, tandis que la température minimale se situe entre deux canaux. Le modèle permet également d'obtenir la température maximale du composite (identique à la température maximale de l'empreinte) et la température minimale du composite, située entre les deux canaux, au centre de la matière.

Le Tableau 4.4 présente la comparaison des résultats obtenus numériquement à l'aide de l'outil THERM1 et expérimentalement.

La comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour les moyennes de température est présentée Figure 4.10. Nous constatons une très bonne corrélation entre les courbes moyennes de température sur la peau chauffante et sur la température du fluide. La température du fluide mesurée expérimentalement s'avère être légèrement inférieure à la température simulée (de l'ordre de 2 à 3°C) tout au long du cycle. Il apparaît que le fluide se stabilise ensuite à 80°C lors de la phase stationnaire, tandis que les thermocouples positionnés sur la peau chauffante relèvent une température de 81,5°C. Cette différence de mesure peut être due au positionnement de la sonde de température dans le réservoir du thermorégulateur et pourrait ainsi expliquer la différence observée avec la simulation lors de la phase de chauffe.

		Temps chauffe (s)	Vitesse chauffe (°C/min)
Expérimental	Eau	370	8,3
	Interface	396	7,5
	Composite	462	6,6
Simulation	Eau	354 (-4%)	8,4 (+1%)
	Interface	387 (-2%)	7,7 (+3%)
	Composite	399 (-14%)	7,4 (+12%)

Tableau 4.4 – Résultats expérimentaux et numériques – outillage innovant

Le modèle numérique ne prenant pas en compte les effets de bord, une comparaison avec les températures au centre de l’empreinte est menée afin d’observer la réponse thermique de deux thermocouples dans des conditions identiques à celles du modèle numérique. Il apparaît une très bonne corrélation entre les valeurs simulées et les valeurs mesurées expérimentalement. Les résultats sont présentés Figure 4.11.

De légères différences de vitesses de chauffe dans le composite et d’écart de température sont observées entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques. La différence de vitesse de chauffe dans le stratifié composite peut s’expliquer par l’idéalisation numérique de l’interface entre le composite et la surface moulante de l’outillage. En effet, numériquement, le contact est considéré parfait, tandis que dans la réalité, une résistance d’interface existe. Le résultat obtenu numériquement étant tout de même proche de la réalité et les travaux de développement du concept MATTE portant sur l’outillage, l’erreur est considérée comme acceptable. La différence d’écart de température est quant à elle probablement provoquée par la perte de chaleur le long du canal de circulation du fluide qui n’est pas prise en compte dans le modèle numérique. Une réflexion ultérieure pourra être menée afin de prédire cette perte de chaleur le long du canal.

Les résultats ainsi obtenus montrent tout de même une très bonne corrélation entre les données expérimentales et les données numériques. Les outils FLUIDE1 et THERM1 s’avèrent ainsi être représentatifs du système étudié et permettent d’envisager leur utilisation pour une campagne d’optimisation.

Une comparaison de l’évolution des températures moyennes en surface moulante pour l’outillage de référence massif, l’outillage innovant et la simulation thermique éléments finis sur le modèle innovant est présentée Figure 4.12. Cette comparaison met en exergue la différence de réactivité des deux structures, dont le gain observé sur le temps de chauffe s’avère être non négligeable d’un point de vue industriel, car répété un grand nombre de fois lors de la phase de chauffe et de refroidissement.

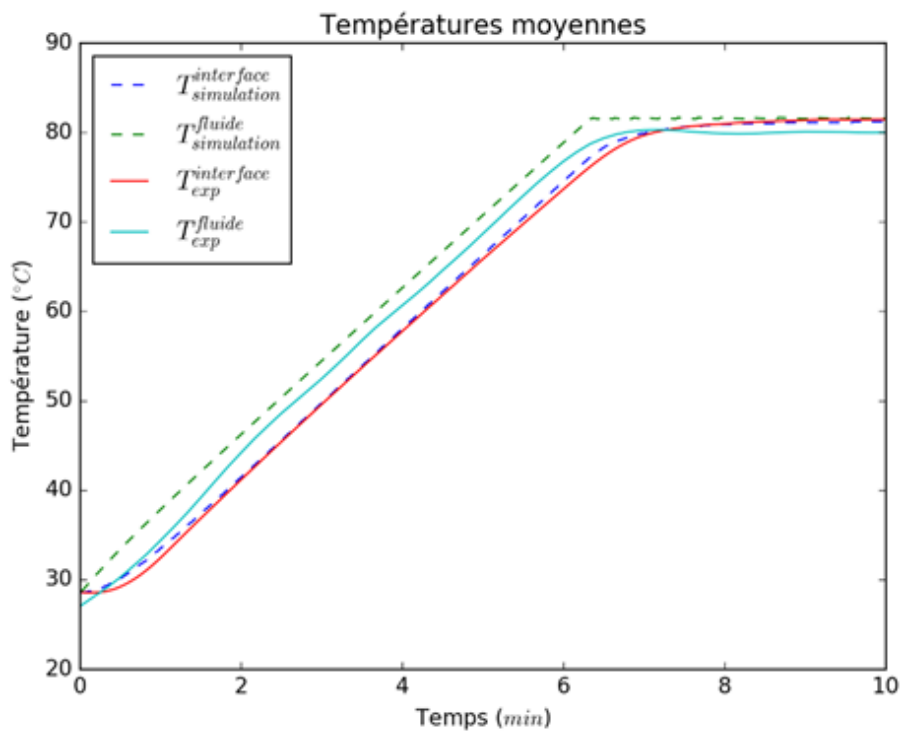


Figure 4.10 – Températures moyennes - Comparaison simulation-expérimental

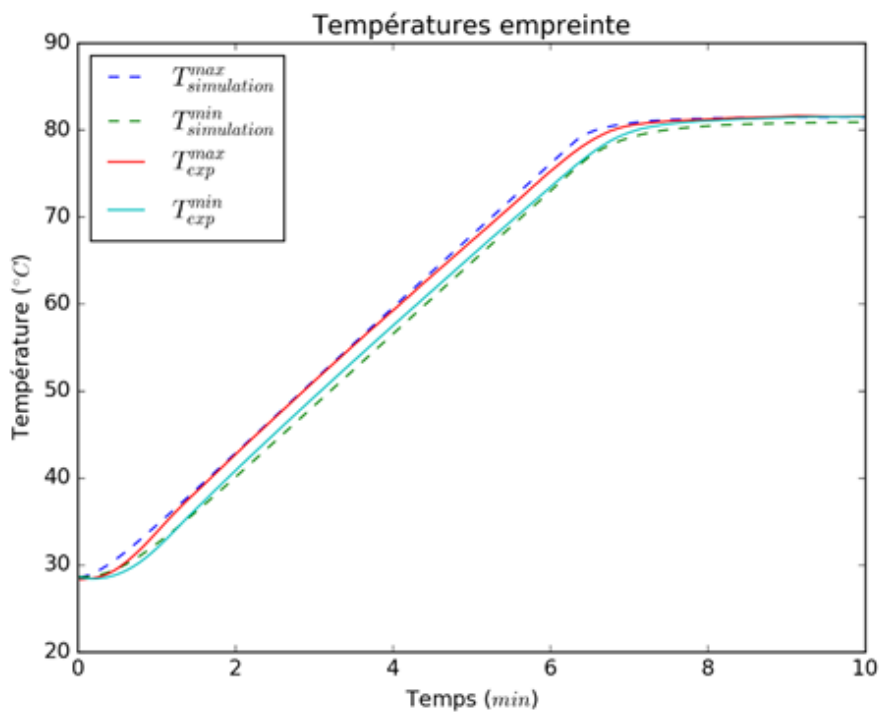


Figure 4.11 – Températures empreinte - Comparaison simulation-expérimental

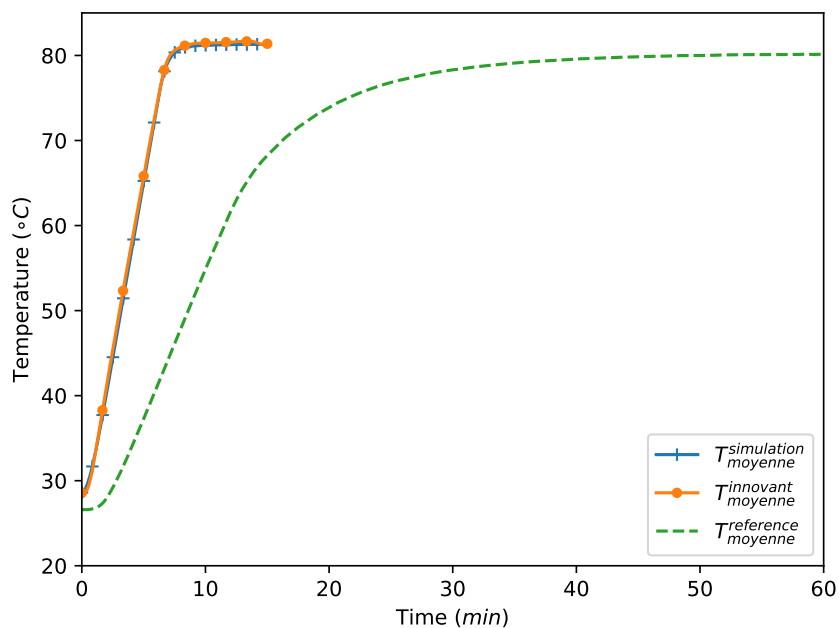


Figure 4.12 – Comparaison des températures moyennes en surface moulante - outillage de référence, innovant et simulation

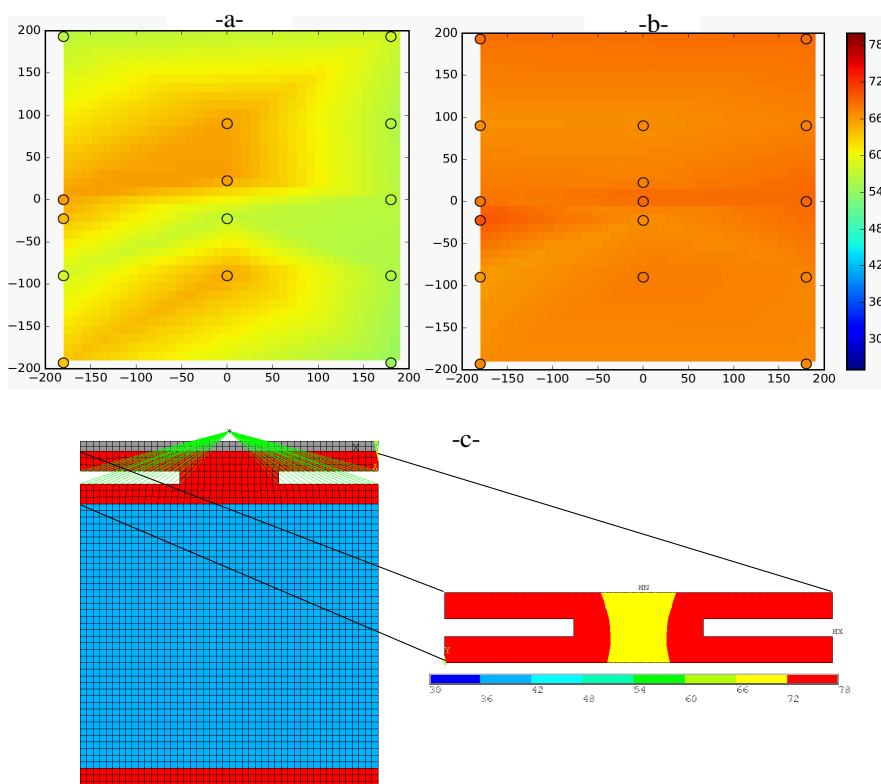


Figure 4.13 – Interpolation du champ de température expérimental typique en surface moulante -a- outillage de référence, -b- moule innovant et -c- champ de température numérique dans le moule innovant

Par ailleurs, grâce aux relevés de températures expérimentales sur la surface moulante de l'outillage de référence et de l'outillage innovant, une interpolation de ce champ est réalisée au cours du temps. Les champs typiques de températures pour ces deux structures, lorsque le gradient thermique en surface est maximal, sont présentés Figure 4.13 et comparés au champ de température issu de la simulation éléments finis. Cette comparaison confirme les résultats précédemment mis en évidence concernant l'importance du réseau de circulation du fluide caloporteur et l'importance des choix géométriques pour le réseau de canaux rectangulaires afin de maîtriser le gradient thermique.

Les résultats obtenus grâce à cette campagne expérimentale permettent de confirmer le fait que :

- Plus la masse à chauffer est importante, plus les vitesses de chauffe sont faibles ;
- Plus l'épaisseur de la partie chauffante est importante, plus le déphasage est important ;
- Meilleure est la répartition des canaux, meilleur est le champ de température sur l'empreinte de moulage et dans le composite.

Le concept MATTE obtient ainsi des résultats expérimentaux conformes aux attentes en terme de gain de performances thermiques comparé à un outillage massif de référence. Il confirme également expérimentalement que le passage à des canaux de chauffe de section rectangulaire ne pénalise pas l'échange convectif, lorsque la géométrie est étudiée de sorte à limiter les pertes de charge, et peut ainsi permettre l'obtention d'une bonne réactivité thermique.

4.2 Démonstrateur industriel

4.2.1 Outillage industriel

Le principe du concept MATTE ayant été démontré expérimentalement à l'aide du démonstrateur laboratoire, il a été décidé de concevoir un démonstrateur industriel à l'échelle 1 :1 dans le but de pouvoir :

- Valider les premiers points techniques liés à la fabrication, aux assemblages, à l'utilisation... ;
- Utiliser la structure à des températures supérieures : 180°C dans un premier temps, puis 240°C ;
- Utiliser la structure dans des configurations industrielles pour la consolidation de preg et l'injection RTM ;
- Confronter les outils-métier développés aux résultats expérimentaux.

Les dimensions principales de l'outillage, présentées Figure 4.14, sont :

- 1 : dimensions de la zone de moulage : $500 \times 500 \text{ mm}^2$;
- 2 : dimensions de la peau chauffante : $700 \times 700 \text{ mm}^2$.

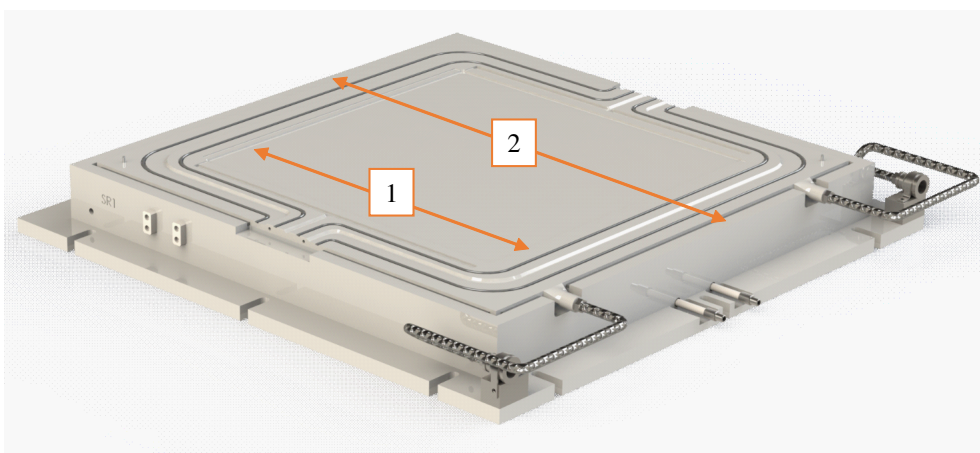


Figure 4.14 – Dimensions principales de la peau chauffante du démonstrateur industriel

La peau chauffante en 316L, présentée Figure 4.15, est constituée d'un assemblage brasé de tôles découpées :

- 1 : tôle acier – épaisseur 2 mm ;
- 2 : tôle acier – épaisseur 4 mm : découpée au laser afin de réaliser le réseau de circulation d'huile ;
- 3 : tôle acier – épaisseur 2 mm ;
- 4 : tôle acier – épaisseur pouvant être variable : découpée afin de réaliser l'entrefer de l'outillage et l'injection résine pour la phase RTM.

La CAO de l'outillage démonstrateur industriel est donnée en figure 4.16.

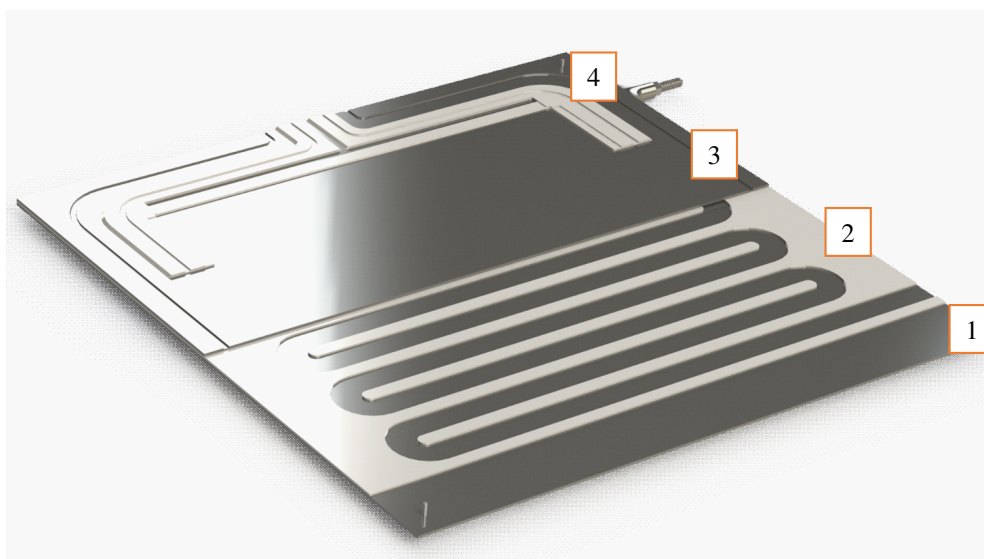


Figure 4.15 – Constitution de la peau chauffante

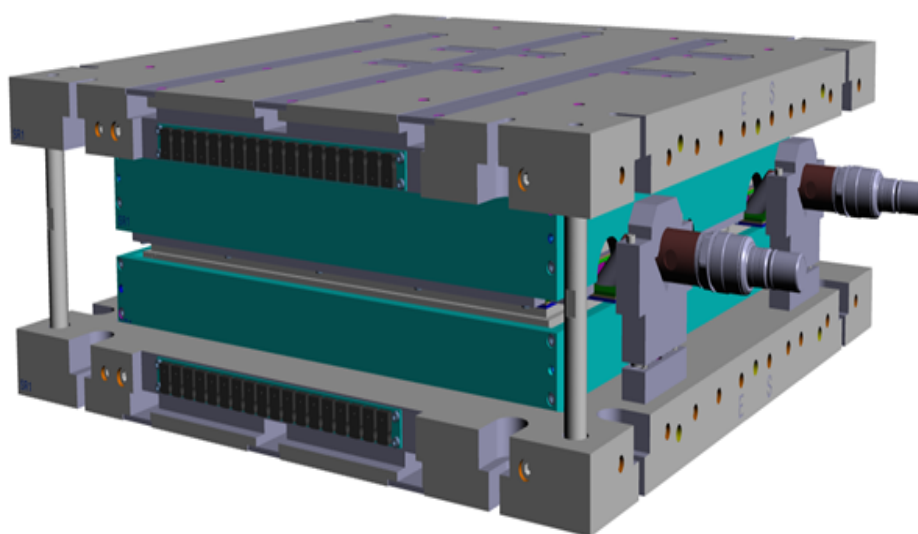


Figure 4.16 – Vues dynamiques de l’outillage démonstrateur industriel, activez les formulaires et cliquez sur l’image si nécessaire pour charger la visualisation; les zooms et translations sur la CAO sont disponibles.

4.2.2 Instrumentation et banc d'essai

L'objectif de ce démonstrateur industriel est de faire la preuve des performances thermiques du concept MATTE. Pour cela, 16 thermocouples ont été positionnés au contact de la peau chauffante du moule et 2 thermocouples au contact de la semelle acier extérieure. Cette configuration est identique pour le contre-moule, soit 36 thermocouples dans l'outillage au total. Dans le but de pouvoir relever la différence de température dans le fluide entre l'entrée et la sortie de la peau chauffante, des thermocouples plongés dans le fluide sont positionnés dans les raccords entre la peau chauffante et le thermostat. La position des thermocouples au contact de la peau chauffante est définie de sorte à pouvoir relever des températures au-dessous du canal de chauffe, entre les canaux et sur une longueur de canal. L'illustration de la position des thermocouples pour le moule est donnée Figure 4.17.

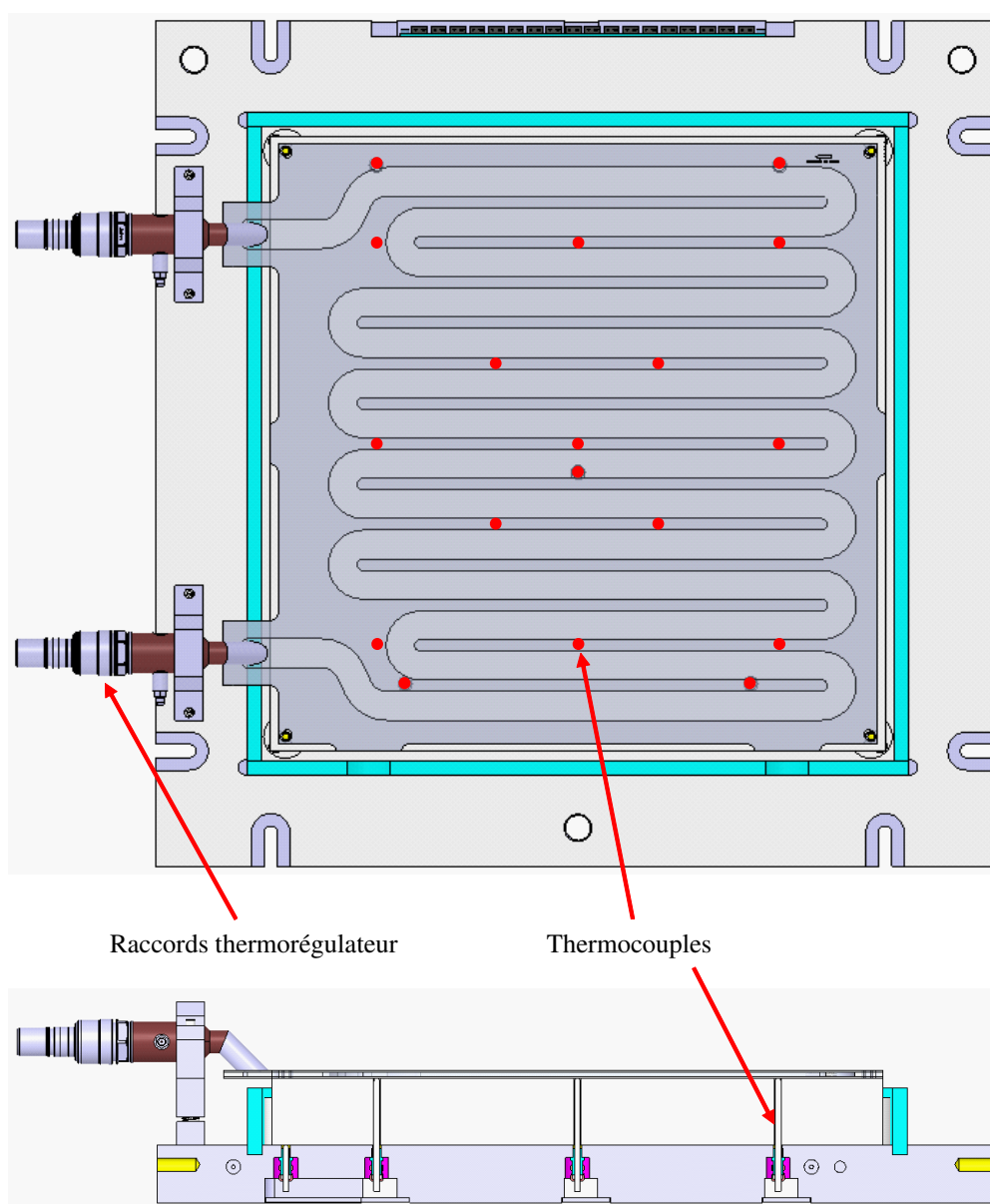


Figure 4.17 – Position des thermocouples dans le moule

Pour ces essais expérimentaux, la chauffe est réalisée à l'aide de 20 litres d'huile SHELL et d'un thermorégulateur SISE de 18 kW. Un échangeur froid à eau permet de refroidir l'huile afin de pouvoir réaliser des cycles thermiques de la structure.

Le montage expérimental est présenté Figure 4.18.

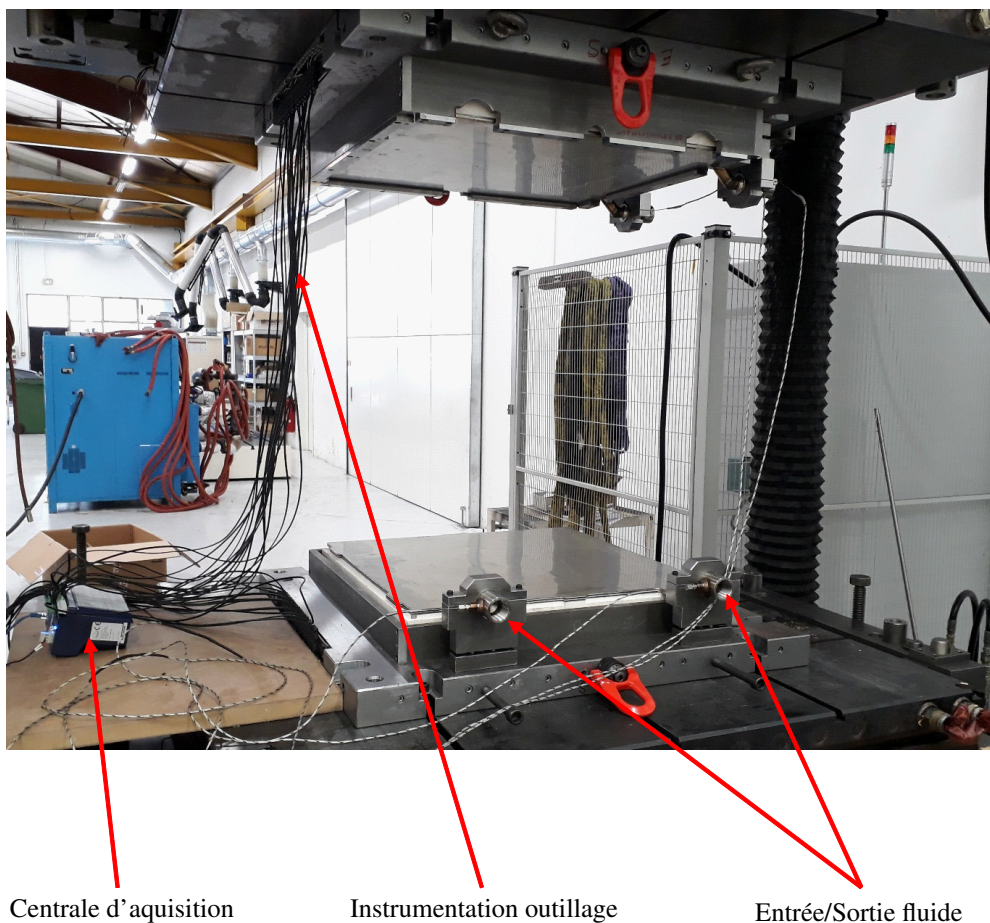


Figure 4.18 – Montage expérimental

Dans cette étude, seuls les résultats issus de la première phase expérimentale est présentée. Pour cette étude, le cycle thermique imposé à la structure est :

- palier de 30 minutes à 50°C ;
- chauffe à 180°C ;
- palier de 30 minutes à 180°C ;
- refroidissement à 50°C.

Pour cette première phase expérimentale, afin de pouvoir juger de la réactivité de l'outillage en phase de chauffe et de refroidissement, ainsi que de la perte de chaleur dans le fluide entre l'entrée et la sortie de l'outillage, les température relevées puis traitées sont :

- température entrée fluide dans le raccord outillage-thermorégulateur ;
- température sortie fluide dans le raccord outillage-thermorégulateur ;
- 4 thermocouples positionnés sur la zone centrale de la peau chauffante, au-dessus du canal de chauffe.

4.2.3 Résultats expérimentaux

Les résultats expérimentaux relevés, sont présentés Figure 4.19, Figure 4.20 et Figure 4.21, respectivement pour l'évolution des températures, l'évolution de la vitesse de chauffe et de refroidissement aux points chauds du fluide et de la surface moulante et l'évolution des écarts de température. Un filtre de Stavitzky-Golay est appliqué sur les courbes d'écarts de température afin de réduire le bruit de mesure.

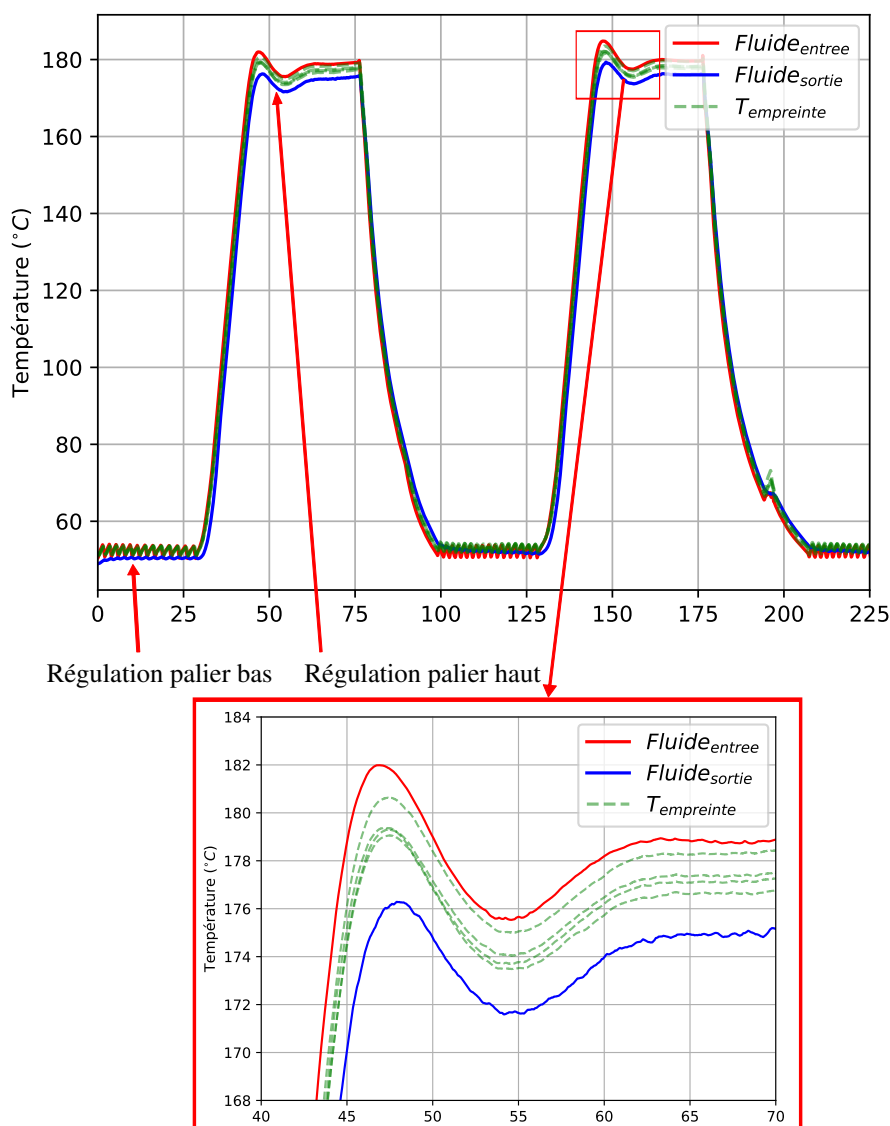


Figure 4.19 – Résultats température - démonstrateur industriel

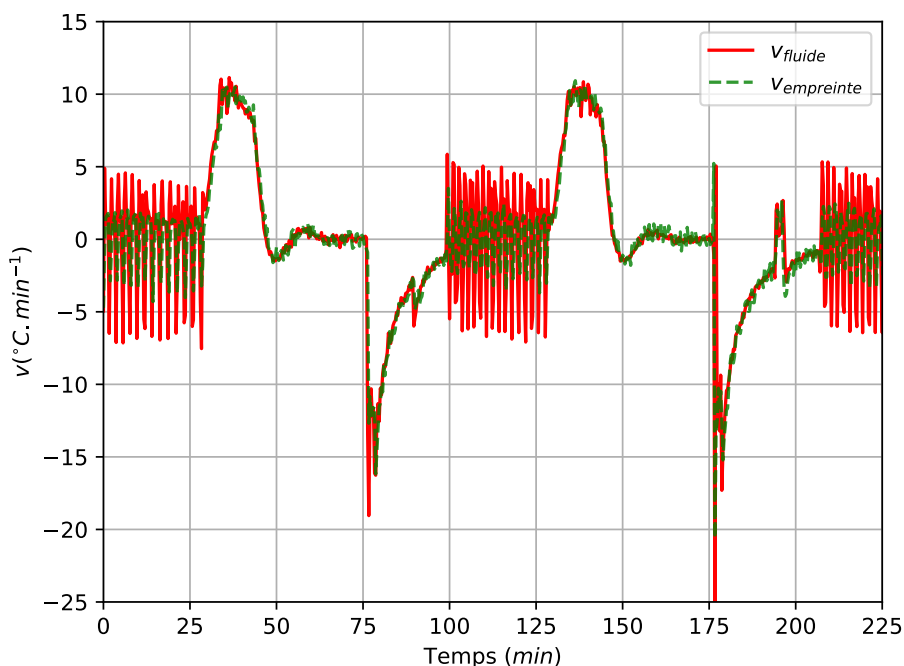


Figure 4.20 – Résultats vitesse - démonstrateur industriel

L'observation de l'évolution des températures, Figure 4.19, confirme la très bonne réactivité thermique de la structure MATTE du fait des faibles épaisseurs d'acier en jeu. Ainsi, les températures en surface moulante possèdent le même profil que les températures du fluide en entrée et sortie d'outillage. Cette observation, couplée à l'observation de l'évolution des vitesses de chauffe et de refroidissement, Figure 4.20, met en lumière la limite technologique liée au thermorégulateur. En effet, le profil de vitesse de la peau chauffante s'avère être identique au profil de vitesse du fluide : les performances de l'outillage MATTE sont donc limitées par les performances du thermorégulateur.

Le profil des vitesses pour les phases de chauffe (valeurs positives des vitesses) est constitué de 3 phases distinctes :

1. augmentation rapide et quasi-linéaire de la vitesse de 0 à $10^{\circ}\text{C} \cdot \text{min}^{-1}$;
2. stagnation de la vitesse à $10^{\circ}\text{C} \cdot \text{min}^{-1}$;
3. diminution rapide et quasi-linéaire de la vitesse de 10 à $0^{\circ}\text{C} \cdot \text{min}^{-1}$.

La première et troisième phase permettent de caractériser la réactivité de la structure et sa capacité à faire évoluer rapidement ses vitesses de chauffe et de refroidissement. Dans le cas de l'outillage démonstrateur MATTE, "l'accélération de chauffe" de la structure est de l'ordre de $1.5^{\circ}\text{C} \cdot \text{min}^{-2}$, identique à "l'accélération de chauffe" du fluide, confirmant la limite technologique du système. Cette "accélération de chauffe", caractérisant la réactivité du système est dépendante de :

- la puissance de chauffe du thermorégulateur ;
- de l'inertie thermique du thermorégulateur lui-même ;
- de l'inertie du fluide ;

- de l'inertie de l'outillage ;
- de l'échange convectif dans les canaux de chauffe.

Pour un système réactif thermiquement, c'est-à-dire possédant de fortes valeurs d'accélération de chauffe, il est donc nécessaire de prendre en compte ces cinq caractéristiques du système.

Le profil des vitesses pour les phases de refroidissement (valeurs négatives des vitesses) est constitué quant à lui de 2 phases distinctes :

1. augmentation brutale et quasi-linéaire de la vitesse de 0 à $15^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$;
2. diminution progressive de la vitesse.

La première phase présente une "accélération de refroidissement" de la structure de l'ordre de 30 à $40^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}^{-2}$, identique à "l'accélération de refroidissement" du fluide, confirmant également la limite technologique du système. Cette mesure révèle la capacité probable de l'outillage MATTE à atteindre des vitesses de chauffe et de refroidissement supérieures à $30^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$ dès lors que la technologie de chauffe associée est dimensionnée en conséquence (puissance, fluide et pompe).

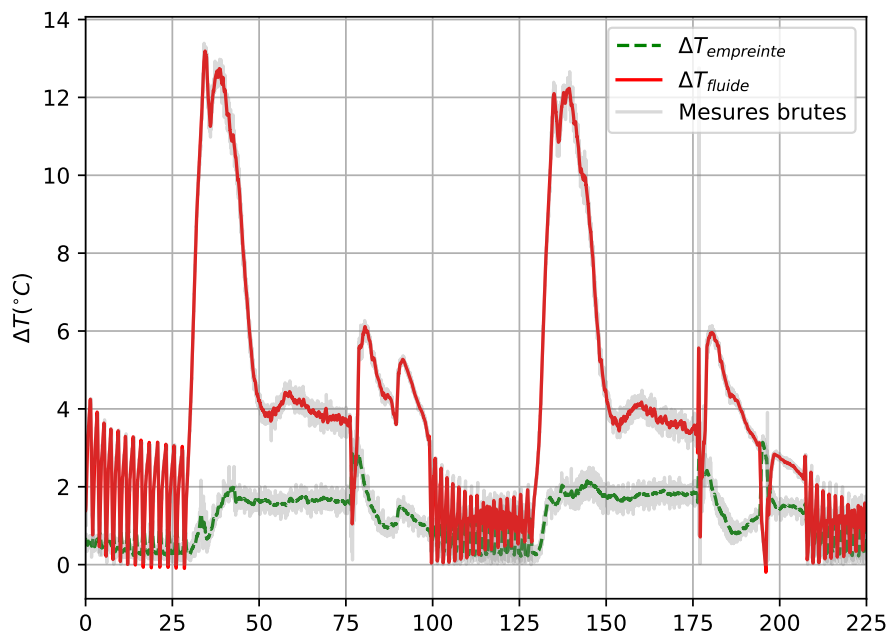


Figure 4.21 – Résultats ΔT - démonstrateur industriel

L'observation de l'évolution de l'écart de température entre l'entrée et la sortie du fluide, ainsi que sur la surface moulante, Figure 4.21, met en évidence une différence de température entre l'entrée et la sortie du fluide de $12,5^{\circ}\text{C}$ lors des phases de chauffe. Pour cette première phase expérimentale, les thermocouples étant placés sur la zone centrale de la peau chauffante et sur les canaux de chauffe, l'écart de température maximal relevé sur la surface moulante s'avère être maîtrisé et est de l'ordre de $2,5^{\circ}\text{C}$.

Il apparaît Figure 4.22, que l'écart de température entre l'entrée-sortie du fluide et la vitesse de chauffe du fluide semblent être corrélés pour les phases de chauffe du système. Cette corrélation permet, pour une structure donnée, d'estimer en amont l'écart de température entre l'entrée et la sortie du fluide lorsque les performances du thermorégulateur sont connues. Cette information peut être une donnée utile lors de la phase de conception et de dimensionnement de l'outillage, car pour des structures de grandes dimensions, un gradient thermique trop important au niveau du fluide peut générer un gradient thermique sur la surface moulante supérieur aux attentes des clients. Il est donc primordial lors de ces phases de conception et de dimensionnement de pouvoir estimer cette valeur de ΔT_{fluide} afin de pouvoir dimensionner le réseau de distribution du fluide et la pompe en conséquence. Si besoin est, il peut également être envisagé de multiplier les zones de chauffe à l'aide de plusieurs thermorégulateurs. A partir de l'équation 3.3, et en faisant l'hypothèse que l'ensemble de la chaleur fournie par le thermorégulateur est transmise par le fluide à la structure, il est possible d'obtenir une estimation de ce gradient de température, équation 4.2. Lors des prochaines phases expérimentales, de nouvelles mesures de l'écart de température du fluide ΔT_{fluide} seront réalisées dans le but de confronter les résultats expérimentaux aux résultats analytiques issus de l'équation 4.2 et de FLUIDE1. L'objectif sera également d'étudier les possibles corrélations entre ΔT_{fluide} et les relevés de température sur la peau chauffante.

$$\Delta T_{fluide} = \frac{P_{thermo} \cdot \Delta t}{m_{fluide} \cdot Cp_{fluide}} \quad (4.2)$$

Soit avec \dot{Q} le débit du fluide :

$$\Delta T_{fluide} = \frac{P_{thermo}}{\dot{Q}_{fluide} \cdot Cp_{fluide}} \quad (4.3)$$

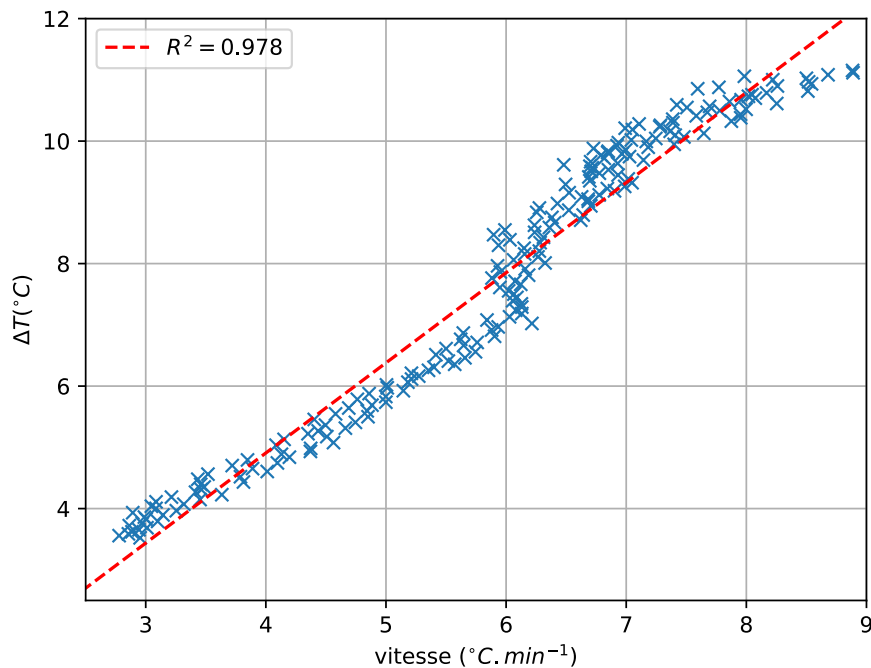


Figure 4.22 – ΔT_{fluide} en fonction de v_{fluide} - démonstrateur industriel

Une synthèse des résultats expérimentaux relevés, vitesse maximale, vitesse moyenne, ΔT_{fluide}^{max} et $\Delta T_{empreinte}^{max}$, est donnée Tableau 4.5.

	v_{max}	$v_{moyenne}$	ΔT_{fluide}	$\Delta T_{empreinte}$
Chauffe	$10^{\circ}C.min^{-1}$	$7^{\circ}C.min^{-1}$	$12,5^{\circ}C$	$2,5^{\circ}C$
Refroidissement	$15^{\circ}C.min^{-1}$	$5^{\circ}C.min^{-1}$	$6^{\circ}C$	$2,5^{\circ}C$

Tableau 4.5 – Résultats thermiques - démonstrateur industriel

4.2.4 Synthèses et perspectives

Cette première phase expérimentale dans un environnement industriel met en lumière des résultats prometteurs pour les outillages MATTE. Les vitesses de chauffe et de refroidissement relevées, de l'ordre de $10^{\circ}C.min^{-1}$, permettent d'envisager une utilisation de ce type de concept pour la mise en oeuvre des matériaux composites hautes performances à plus haute cadence. De plus, ces vitesses ont été obtenues à l'aide d'un thermorégulateur de seulement 18 kW qui s'avère être la limite technologique du système. Il est donc envisageable par la suite d'intégrer un système de chauffe et de refroidissement possédant de meilleures performances et ainsi d'accroître les vitesses de la structure pour tendre vers l'objectif initial de $50^{\circ}C.min^{-1}$.

Il est cependant important de noter que de nouvelles phases expérimentales sont en cours au sein de l'entreprise dans le but de pouvoir exploiter la totalité de l'instrumentation présente dans la structure : relevés de températures sur la totalité de la surface moulante, relevés de températures sur et entre les canaux, ...

De nouveaux essais expérimentaux sont également planifiés avec pour objectifs de :

- réaliser un grand nombre de cycles thermiques et s'assurer de la reproductibilité des essais ;
- réaliser des consolidations de pré-imprégnés ;
- réaliser des injections RTM ;
- réaliser des chauffes à des vitesses supérieures à l'aide d'un système SKID¹.

Par la suite, un modèle 2D et un modèle 3D seront mis en place en intégrant les spécificités de modélisation des outils FLUIDE1 et THERM1, puis une confrontation expérimental-numérique sera réalisée.

1. Production simultanée de fluide froid et chaud dans des réservoirs séparés et distribution du fluide à la température voulue par mélange.

4.3 Conclusion

Dans un premier temps, un démonstrateur laboratoire a été mis en place avec pour objectif de valider expérimentalement l'intérêt du concept MATTE grâce à une confrontation directe avec un outillage conventionnel équivalent tel qu'utilisé aujourd'hui dans l'industrie. Ces essais ont également permis de vérifier la fiabilité des outils numériques développés. Les résultats thermiques obtenus expérimentalement ont confirmé les gains prévus par le modèle numérique, c'est-à-dire augmentation des vitesses de chauffe de l'ordre de 75% et diminution de l'écart de température sur la surface moulante. Par ailleurs, la confrontation entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux met en évidence la bonne représentativité du modèle éléments finis et ouvre la voie à une campagne d'optimisation sur le concept MATTE.

Les résultats numériques et expérimentaux à l'échelle laboratoire ont permis de valider les choix technologiques réalisés pour le concept MATTE :

- Canaux de chauffe rectangulaire pour la réduction de l'épaisseur de la peau chauffante tout en garantissant un bon échange convectif;
- Canaux de chauffe en serpentin afin de maîtriser le champ de température sur la surface moulante;
- Nécessité de prise en compte des technologies de chauffe dans la démarche de dimensionnement numérique.

Dans un second temps, un démonstrateur industriel a été mis en place avec pour objectif de valider les premiers points techniques liés à la fabrication et de confirmer expérimentalement l'intérêt du concept MATTE dans un contexte industriel, avec des températures d'utilisation atteignant 180°C. Il a été démontré lors de cette première phase expérimentale la très bonne réactivité thermique de l'outillage en phase de chauffe et de refroidissement, la limite sur les vitesses étant due au thermorégulateur lui-même (10°C.min⁻¹ en chauffe et 15°C.min⁻¹ en refroidissement). De nouvelles campagnes expérimentales vont être menées au sein de l'entreprise CT1 afin d'observer le comportement thermique et mécanique de la structure lors de consolidation de pré-imprégnés sous 15 bars de pression, mais également pour affiner la caractérisation des performances thermiques de l'outillage à l'aide d'un système SKID. Des modèles numériques 2D et 3D seront également mis en place en intégrant les outils FLUIDE1, THERM1 et MECA1 afin de mener une confrontation numérique-expérimental.

Il apparaît désormais nécessaire de mener une campagne d'optimisation dans le but de quantifier l'influence de chacun des paramètres géométriques et technologiques vis-à-vis des objectifs thermiques et mécaniques fixés. Ces résultats permettront d'éditer des règles de conception adaptées aux différents besoins des industriels (cadence, performance pièce...) et ainsi faciliter les choix de conception par le bureau d'étude.

5

Optimisation et outil d'aide à la conception

L'optimisation de structures est courante dans les domaines de la mécanique [Roux2011, Leh2015] mais est généralement une tâche complexe et coûteuse en temps de calculs. L'optimisation thermomécanique de la structure MATTE avec la prise en compte des technologies environnantes (thermorégulateur et pompe) ajoute un degré de complexité à ces travaux de thèse. L'objectif de ce chapitre est de présenter une démarche d'optimisation permettant d'obtenir une solution optimale approchée, fiable, pour un coût minimal.

Sommaire

5.1	Optimisation thermo-mécanique du concept MATTE	113
5.1.1	Méthode, modèles et métamodèles	113
5.1.2	Résultats et discussion	120
5.1.3	Compléments d'optimisation	126
5.1.4	Synthèse	128
5.2	Outil d'aide à la conception	129
5.2.1	Démarche mise en place	129
5.2.2	Exemple d'utilisation	133
5.2.3	Principaux résultats	134
5.2.4	Synthèse	139
5.3	Conclusion	140

5.1 Optimisation thermo-mécanique du concept MATTE

Comme cela a été démontré précédemment, les paramètres géométriques de la peau chauffante et les éléments technologiques périphériques (thermorégulateur, pompe, fluide) ont une influence notable sur les performances thermiques de l'outillage en terme de temps de chauffe et d'homogénéité thermique. Cette étude consiste en l'optimisation numérique thermomécanique des paramètres géométriques de la peau chauffe : dimensions canaux, distance entre les canaux et épaisseur d'acier dans le but d'augmenter les vitesses de chauffe et de refroidissement, tout en maîtrisant le gradient thermique en surface moulante et en garantissant une tenue mécanique suffisante. Deux cas potentiels d'étude existent (i) le client possède déjà un système de chauffe, l'optimisation concerne l'outillage uniquement, (ii) le client ne possède pas de système de chauffe, l'optimisation concerne le couple outillage-système de chauffe. L'étude présentée ici correspond à un besoin industriel pour lequel le client possède les éléments technologiques H & C (thermorégulateur, pompe et fluide) et présente un besoin sur l'outillage uniquement.

L'objectif de cette étude est triple :

- Mise en place d'une démarche d'optimisation thermomécanique des paramètres géométriques de la peau chauffe pouvant être intégrée au sein du bureau d'étude de Compose Group ;
- Etude de l'influence des paramètres géométriques sur les réponses thermiques (temps et ΔT) et mécanique ;
- Comparaison des performances thermomécaniques de MATTE vis-à-vis d'un modèle à canaux circulaires.

Pour cette étude, suite à l'étude des différentes méthodes d'optimisation possibles (Annexe A), la démarche mise en place retenue consiste à :

1. Observer les réponses thermomécaniques sur le modèle d'outillage conventionnel massif ;
2. Optimiser la géométrie de cet outillage à canaux de chauffe circulaires ;
3. Optimiser la géométrie d'un outillage de même géométrie, à canaux de chauffe rectangulaires.

5.1.1 Méthode, modèles et métamodèles

Cette étude est réalisée sur la base du démonstrateur laboratoire présenté dans l'étude 4.1. Les caractéristiques de l'outillage sont présentées respectivement Tableau 4.1 et Tableau 4.2.

La modélisation numérique éléments finis, présentée Figure 5.1, est basée sur l'outil-métier THERM1 et est réalisée sur une structure VER 2D afin de négliger les effets de bords et pour se focaliser sur la zone de chauffe des outillages.

Pour les simulations thermiques, la température initiale est de 25°C et la consigne de température fixée est de 80°C. Les lignes latérales et la ligne inférieure étant des plans de symétries, une condition adiabatique est appliquée : flux thermique nul. Une convection naturelle est appliquée sur la ligne supérieure de la tôle acier extérieure : température = 25°C et $h_a = 5 \text{ W.m}^{-2}.K^{-1}$ [Müller-Steinhagen2016]. Une convection forcée est appliquée dans les canaux de chauffe par l'intermédiaire des éléments liens thermiques. Le coefficient convectif est déterminé par la méthode présentée dans les études de Collomb et al. [Collomb2017a] et avec la prise en compte des données de la pompe du thermorégulateur, de la nature du fluide et de la température. Le fluide utilisé pour la thermorégulation est dans un premier temps de l'eau, puis dans un second

temps de l'huile Therminol D12. La chauffe est quant à elle réalisée par l'application d'une puissance thermique de 12 kW régulée par PID, sur l'élément masse thermique et correspondant à la puissance du thermorégulateur. Les phénomènes liés à la réticulation de la résine (dont l'exothermie) ne sont pas pris en compte.

Pour les simulations mécaniques, les plans de symétries sont conservés. La structure est considérée comme étant sous presse : le déplacement vertical de la ligne supérieure de la tôle extérieure est bloqué. Une pression de 15 bars correspondant à l'injection de la résine est appliquée sur la surface de moulage. Une pression de 3,5 bars est appliquée sur les canaux de chauffe, correspondant à la pression du fluide mis en circulation.

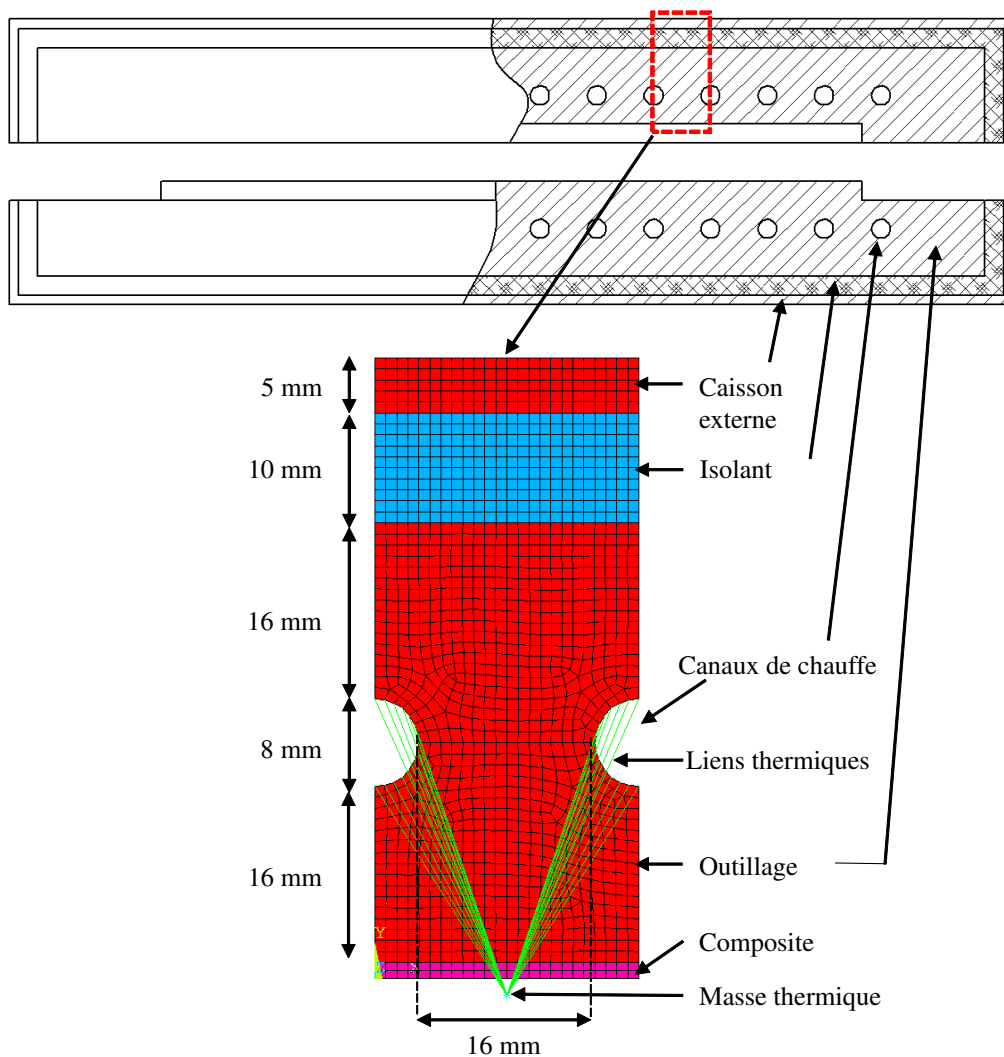


Figure 5.1 – Modélisation de l'outillage de référence massif

Les réponses thermomécaniques observées sont :

- t : Le temps de chauffe du point froid de la surface moulante pour atteindre 90% de la consigne ;
- ΔT : L'écart maximal de température sur la surface moulante au cours de la chauffe ;
- u : Le déplacement vertical maximal de la surface moulante.

Pour le modèle de référence conventionnel massif, le temps de chauffe, l'écart de température et le déplacement maximal de la surface moulante pour la chauffe à l'eau et pour la chauffe à l'huile, sont présentés Tableau 5.1.

		Eau	Huile
Référence	$t_{chauffe}(s)$	910	3659
	$\Delta T(^{\circ}C)$	0,06	0,03
	$u_{max}(mm)$	3,99	3,99

Tableau 5.1 – Résultats thermomécaniques de l'outillage de référence massif

Par la suite, une optimisation est réalisée sur le modèle circulaire, puis sur le modèle rectangulaire. L'optimisation est réalisée en deux étapes :

1. Création des métamodèles thermomécaniques à l'aide de la méthodologie des plans d'expériences [Fisher1925, Taguchi1978] et des surfaces de réponses (RSM);
2. Optimisation mono-objective sous contrainte par algorithme génétique (GA), dont la méthode a vu le jour avec les travaux de Holland [Holland1962].

La stratégie globale adoptée pour l'optimisation est donc présentée Figure 5.2.

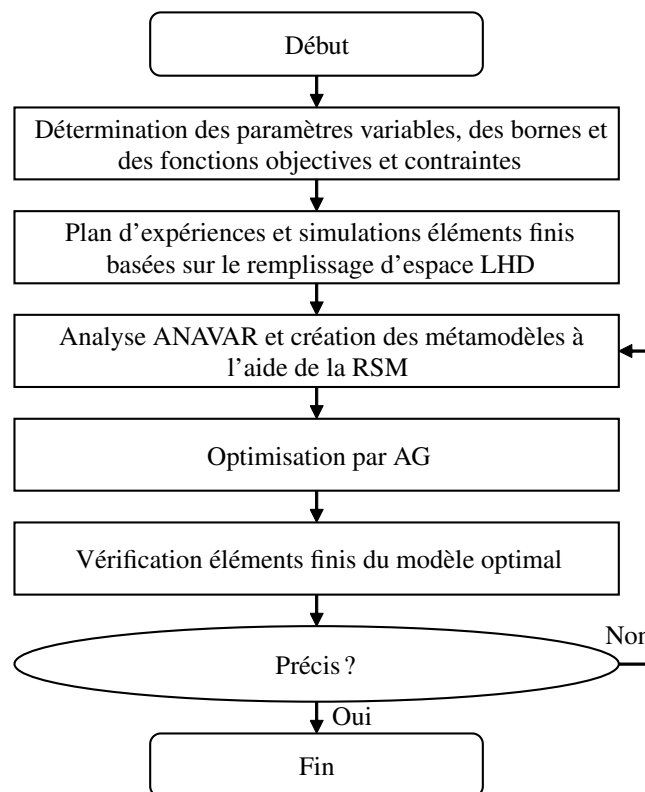


Figure 5.2 – Stratégie globale d'optimisation

La modélisation éléments finis de l'outillage à canaux de chauffe circulaire, les variables d'optimisation et les critères d'optimisation sont présentés Figure 5.3 et Tableau 5.2. La modélisa-

tion de l'outillage à canaux de chauffe rectangulaire, dont l'intérêt thermique a été montré [Colomb2017a], est basée sur un outillage démonstrateur laboratoire présenté Figure 5.4. La modélisation éléments finis de l'outillage à canaux de chauffe circulaire, les variables d'optimisation et les critères d'optimisation sont également présentés Figure 5.3 et Tableau 5.2. Les niveaux min et max de chacune des variables sont sélectionnés en fonction de contraintes de fabrication.

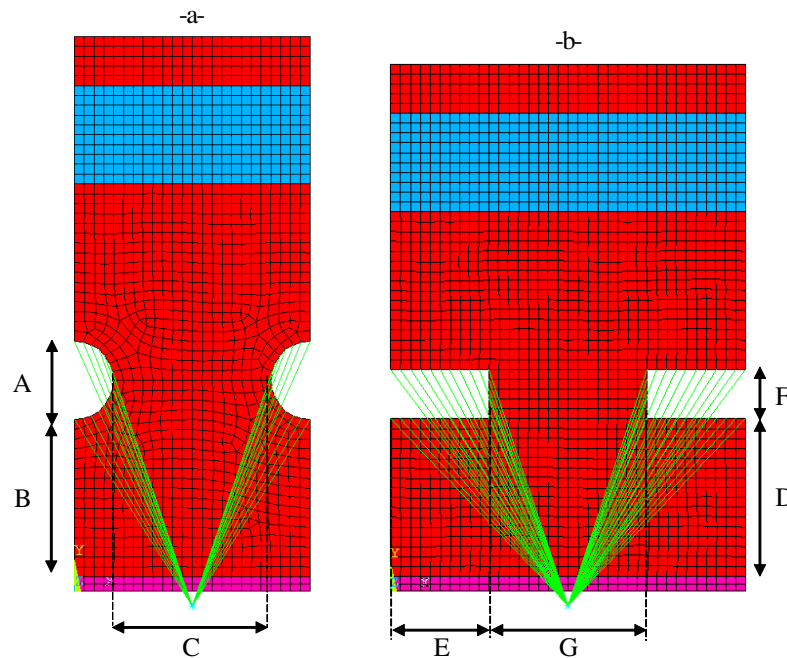


Figure 5.3 – Modèles pour l'optimisation circulaire -a- et rectangulaire -b-

Les variables pour la phase d'optimisation sont pour le modèle circulaire :

- A : le diamètre du canal ;
- B : l'épaisseur d'acier sous les canaux ;
- C : la distance entre canaux.

Et pour le modèle rectangulaire :

- D : l'épaisseur d'acier sous le canal ;
- E : la demi-largeur du canal ;
- F : la hauteur du canal ;
- G : la distance entre les canaux.

Dans le but de limiter les problématiques de dilatations différentielles, l'épaisseur d'acier située en dessous et au-dessus des canaux est identique.

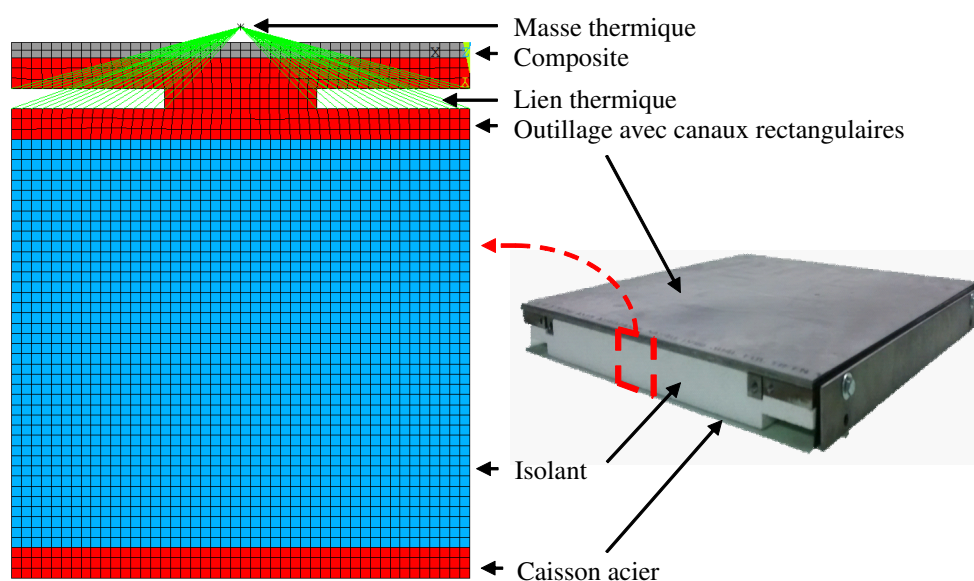


Figure 5.4 – Outillage à faible inertie thermique avec canaux de chauffe rectangulaires et modélisation VER

			Min	Max
Modèle circulaire	A	Diamètre canal	4 mm	15 mm
	B	Épaisseur acier	2 mm	15 mm
	C	Distance entre canaux	5 mm	40 mm
Modèle rectangulaire	D	Épaisseur acier	2 mm	15 mm
	E	Demi-largeur canal	5 mm	20 mm
	F	Hauteur canal	2 mm	10 mm
	G	Distance entre canaux	5 mm	40 mm
Objectif et contraintes	t	Fonction objectif	minimiser	
	ΔT	Fonction contrainte	$< 2^{\circ}\text{C}$	
	u	Fonction contrainte	$< 10\mu\text{m}$	

Tableau 5.2 – Variables et critères d'optimisation

La construction des surfaces de réponses est réalisée à l'aide du logiciel Ellistat et de la méthode de remplissage d'espace Latin Hypercube Sampling (LHD) [Tang1993]. Cette méthode permet de générer une distribution aléatoire d'expériences tout en maîtrisant le nombre d'essais, dans le but d'obtenir des métamodèles prédictifs pouvant être utilisés dans la phase d'optimisation par algorithme génétique.

Une analyse de la variance, ANAVAR, est réalisée afin de déterminer par le test d'adéquation à la loi de Fisher les facteurs et les interactions ayant de l'influence sur la réponse observée. Les métamodèles quadratiques ou cubiques pertinents construits présentent ainsi des p-values ¹ < 0,01 pour les métamodèles mécaniques et métamodèles thermiques chauffés à l'eau et des p-values comprises entre 0,01 et 0,05 pour les métamodèles chauffés à l'huile.

Les métamodèles polynomiaux pour la thermique obtenus pour le modèle circulaire sont présentés équations (5.1 ; 5.2) pour la chauffe à l'eau et équations (5.3 ; 5.4) pour la chauffe à l'huile. Le métamodèle polynomial pour la mécanique est présenté équation 5.5 et est commun pour les deux chauffes.

$$t_{circulaire}^{eau} = 1617.7 - 348.1 \times A + 59.72 \times B - 4.593 \times C + 31.46 \times A^2 - 0.891 \times A^3 - 3.016 \times AB + 0.471 \times AC \quad (5.1)$$

$$\Delta T_{circulaire}^{eau} = 0.295 - 0.182 \times B + 0.074 \times C + 0.016 \times B^2 + 0.003 \times C^2 + 0.001 \times AC - 0.013 \times BC \quad (5.2)$$

$$t_{circulaire}^{huile} = 13614 - 3183 \times A + 359 \times B - 79.2 \times C + 266 \times A^2 - 7.44 \times A^3 - 21.5 \times AB + 6.21 \times AC \quad (5.3)$$

$$\Delta T_{circulaire}^{huile} = 0.901 - 0.453 \times B + 0.056 \times B^2 + 0.0022 \times C^2 - 0.0014 \times B^3 - 0.0061 \times AB + 0.011 \times AC - 0.009 \times BC - 0.0004 \times ABC \quad (5.4)$$

$$u_{circulaire}^{max} = 3.618 + 0.0456 \times A + 0.00148 \times B^2 + 0.00231 \times AB - 0.00011 \times BC \quad (5.5)$$

Les métamodèles polynomiaux pour la thermique obtenus pour le modèle rectangulaire sont présentés équations (5.6 ; 5.7) pour la chauffe à l'eau et équations (5.8 ; 5.9) pour la chauffe à l'huile. Le métamodèle polynomial pour la mécanique est présenté équation 5.10 et est commun pour les deux chauffes.

$$t_{rectangulaire}^{eau} = 450.6 + 18.51 \times D - 10.65 \times E + 0.973 \times D^2 + 0.306 \times E^2 + 0.281 \times F^2 + 0.041 \times G^2 - 0.036 \times D^3 - 0.003 \times E^3 - 0.145 \times DE - 0.21 \times DF - 0.04 \times DG + 0.24 \times EF \quad (5.6)$$

$$\Delta T_{rectangulaire}^{eau} = -0.589 - 0.229 \times D + 0.076 \times E + 0.153 \times G + 0.015 \times D^2 - 0.002 \times E^2 + 0.003 \times G^2 + 0.007 \times DF - 0.015 \times DG - 0.002 \times EF + 0.003 \times EG - 0.006 \times F \quad (5.7)$$

$$t_{rectangulaire}^{huile} = 2273 + 141 \times D - 107 \times E - 180 \times F - 8.06 \times G + 1.33 \times E^2 + 6.3 \times F^2 - 2.18 \times DE - 1.68 \times DF - 0.45 \times DG + 3.67 \times EF + 0.36 \times EG + 0.78 \times FG \quad (5.8)$$

1. probabilité pour un modèle statistique donnée sous l'hypothèse nulle d'obtenir la même valeur

$$\Delta T_{rectangulaire}^{huile} = 1.73 - 0.59 \times D + 0.14 \times G + 0.054 \times D^2 - 0.0036 \times G^2 - 0.0086 \times DE - 0.029 \times DG - 0.009 \times EG - 0.0045 \times FG \quad (5.9)$$

$$u_{rectangulaire}^{max} = 15.86 - 5.13 \times D + 0.615 \times D^2 + 0.022 \times E^2 - 0.019 \times D^3 - 0.0002 \times E^3 - 0.051 \times DE \quad (5.10)$$

Pour chacun des métamodèle les coefficients de corrélation R^2 , R_{adj}^2 et R_{press}^2 , respectivement coefficient de corrélation multiple, coefficient de corrélation ajusté et coefficient de corrélation prédictif, ont été calculés et sont présentés Tableau 5.3. Le coefficient de corrélation multiple correspond à la variation expliquée par le métamodèle et donc à la qualité de la régression. Ce critère ayant tendance à augmenter avec le nombre d'expériences, il est préférable d'utiliser le coefficient de corrélation ajusté qui fait intervenir les degrés de liberté du métamodèle. Le coefficient de corrélation prédictif permet à l'aide d'une validation croisée « leave-one-out » de mesurer la qualité de prédiction du métamodèle [Leh2013]. Les coefficients de corrélation présentés Tableau 5.3 confirment la très bonne qualité des métamodèles mathématiques construit puisque les valeurs sont proches de 1.

Métamodèle	R^2	R_{adj}^2	R_{press}^2
$t_{circulaire}^{eau}$	0,972	0,968	0,954
$\Delta T_{circulaire}^{eau}$	0,995	0,995	0,994
$t_{circulaire}^{huile}$	0,973	0,969	0,953
$\Delta T_{circulaire}^{huile}$	0,986	0,983	0,977
$u_{circulaire}^{max}$	0,945	0,940	0,926
$t_{rectangulaire}^{eau}$	0,997	0,997	0,996
$\Delta T_{rectangulaire}^{eau}$	0,997	0,996	0,996
$t_{rectangulaire}^{huile}$	0,984	0,981	0,978
$\Delta T_{rectangulaire}^{huile}$	0,981	0,980	0,977
$u_{rectangulaire}^{max}$	0,852	0,842	0,811

Tableau 5.3 – Coefficients de corrélation des métamodèles

Pour chacun des métamodèles créés, il est possible de déterminer l'influence des paramètres du modèle vis-à-vis des réponses thermiques et mécaniques. Pour des raisons technologiques, économiques, de mise en œuvre... il est parfois plus ou moins complexe de modifier certains paramètres géométriques de l'outillage. La mise en corrélation des paramètres influents du modèle avec ces contraintes technologiques, économiques... peuvent ainsi faciliter la prise de décision lors de la phase de conception et de dimensionnement des outillages. Les trois principaux termes influents pour chacun des métamodèles créés sont résumés Tableau 5.4.

Métamodèle	Terme 1	Terme 2	Terme 3
$t_{circulaire}^{eau}$	B : 47,8%	A : 13,4%	AB : 12,1%
$\Delta T_{circulaire}^{eau}$	AC : 54,3%	C^2 : 22,4%	A^2 : 10,3%
$t_{circulaire}^{huile}$	B : 28,6%	A : 18,6%	A^2 : 10,8%
$\Delta T_{circulaire}^{huile}$	AC : 39,8%	C^2 : 30,8%	BC : 10,3%
$u_{circulaire}^{max}$	A : 61%	B^2 : 16,4%	AB : 13,8%
$t_{rectangulaire}^{eau}$	G : 35,9%	EF : 14,2%	DE : 11,2%
$\Delta T_{rectangulaire}^{eau}$	DG : 50,3%	G^2 : 13%	G : 8,35%
$t_{rectangulaire}^{huile}$	E : 27,4%	D : 22%	E^2 : 15,7%
$\Delta T_{rectangulaire}^{huile}$	E^2 : 31,8%	DG : 31%	D^2 : 14%
$u_{rectangulaire}^{max}$	DE : 26,4%	D : 13,2%	$D^2 = E^2 = 11,9\%$

Tableau 5.4 – Principaux termes influents pour chaque métamodèle

Cette étude de l'influence des paramètres révèle que pour le modèle à canaux circulaires, les trois paramètres géométriques ont de l'influence sur les réponses thermiques (temps et ΔT), tandis que seul le paramètre A (diamètre du canal) a de l'influence sur la réponse mécanique. Concernant le modèle à canaux rectangulaires, les paramètres D, E et G (épaisseur acier, demi-largeur canal et distance entre canaux) ont de l'influence sur les réponses thermiques. La réponse mécanique est pour sa part essentiellement pilotée par les paramètres D et E. Le paramètre F (hauteur canal) présente donc peu d'influence sur les réponses thermomécaniques dans le domaine étudié.

L'optimisation thermomécanique mono-objective sous contrainte est réalisée par Algorithme Génétique grâce aux métamodèles présentées équation 5.1 à équation 5.10. Comme présenté Tableau 5.2, pour cette étude la fonction objectif à minimiser est le temps de chauffe et deux fonctions contraintes sont appliquées : la maîtrise du ΔT inférieur à 2°C et la maîtrise du déplacement vertical maximal inférieur à 10 μm . Après avoir testé différents paramètres d'optimisation pour l'algorithme génétique, les valeurs retenues sont :

- nombre de générations = 500;
- nombre d'individus par génération = 150;
- nombre d'individus par tournois = 2;
- probabilité de tournois = 0,7;
- probabilité de croisement = 0,7;
- probabilité de mutation = 0,03.

5.1.2 Résultats et discussion

Après optimisation, les paramètres géométriques optimaux pour chacun des modèles : circulaire et rectangulaire chauffés à l'eau et à l'huile, sont présentés Tableau 5.5 et Figure 5.5.

	Paramètres	Eau	Huile
Référence circulaire	A : diamètre canal	8 mm	8 mm
	B : épaisseur acier sous le canal	16 mm	16 mm
	C : distance entre canaux	16 mm	16 mm
Circulaire optimisé	A : diamètre canal	9 mm	15 mm
	B : épaisseur acier sous le canal	2 mm	2 mm
	C : distance entre canaux	17 mm	5 mm
Rectangulaire optimisé	D : épaisseur acier sous le canal	2,5 mm	5 mm
	E : demi-largeur de canal	18 mm	35 mm
	F : hauteur du canal	2 mm	4,5 mm
	G distance entre les canaux	5 mm	5 mm

Tableau 5.5 – Paramètres géométriques optimaux

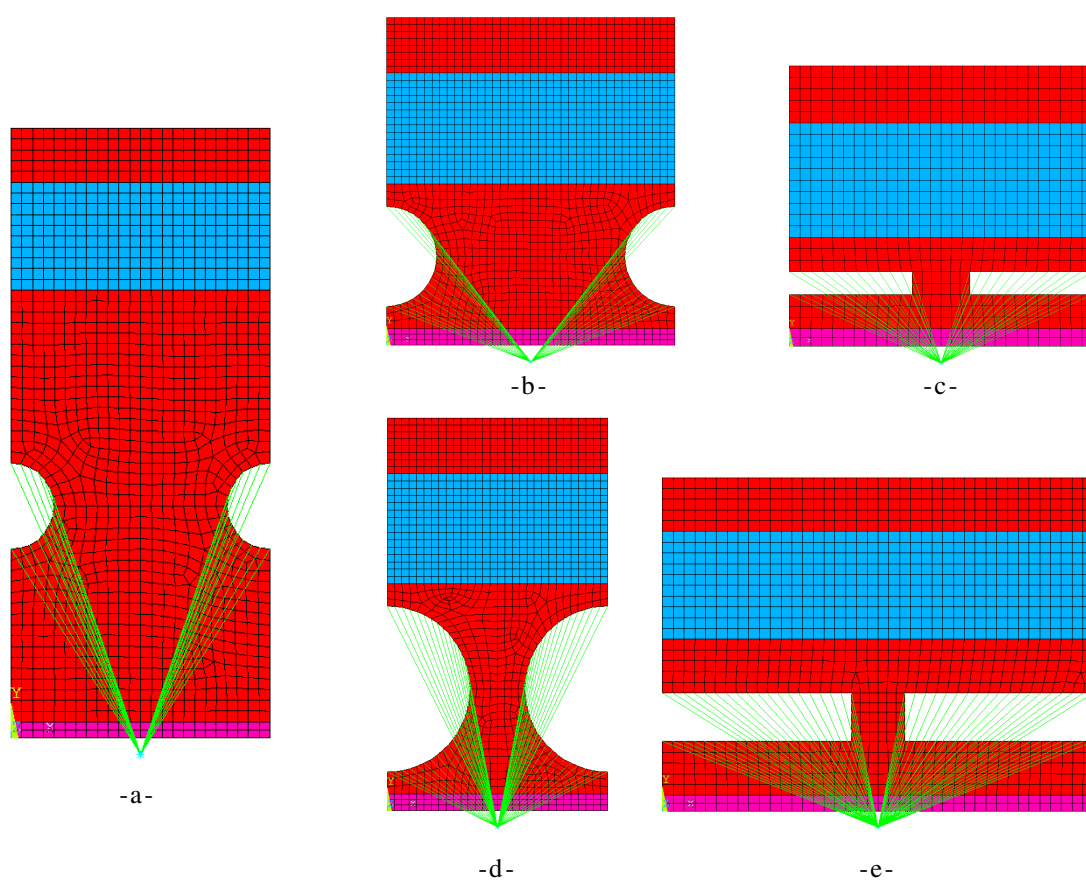


Figure 5.5 – Comparaison entre -a- la structure massive de référence et les modèles optimisés -b- circulaire eau, -c- rectangulaire eau, -d- circulaire huile et -e- rectangulaire huile

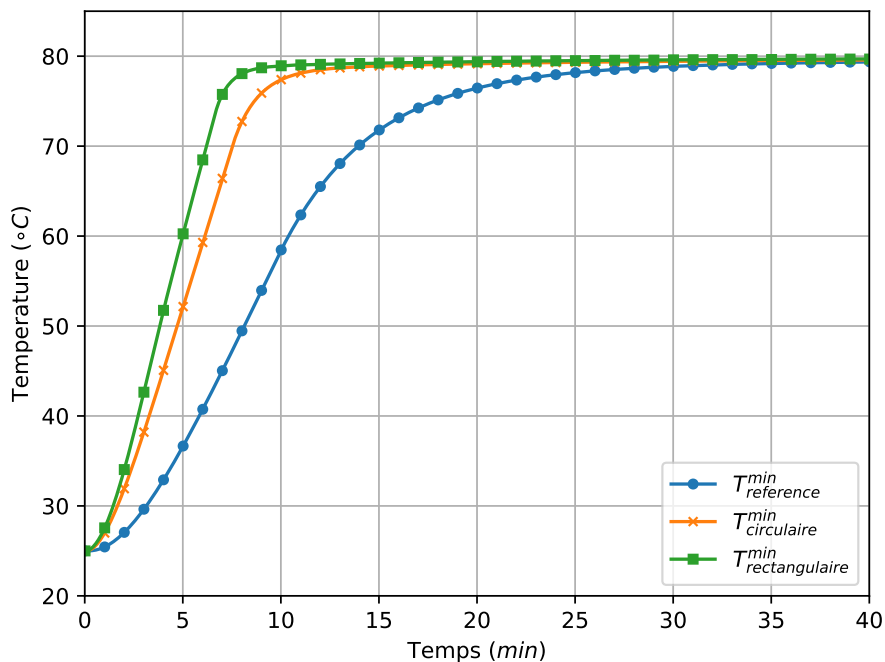
Les résultats prédictifs des modèles optimaux réalisés à l'aide des métamodèles et les résultats issus d'une vérification éléments finis sont comparés Tableau 5.6. Sur le domaine d'étude, les erreurs de prédiction sont inférieures à 5% pour les métamodèles thermiques et inférieures à 10% pour le métamodèle mécanique, ce qui confirme la qualité des métamodèles utilisés pour l'optimisation. Les comparaisons des temps de chauffe entre le modèle de référence, le modèle optimisé circulaire et le modèle optimisé rectangulaire sont présentées respectivement Figure 5.5a et Figure 5.5b pour la chauffe à l'eau et la chauffe à l'huile.

		<i>Predictions_{RSM}</i>	<i>Verifications_{MEF}</i>
<i>Eau^{opti.}_{circ.}</i>	$t_{chauffe}(s)$	442,5	472
	$\Delta T(^{\circ}C)$	1,94	1,89
	$u_{max}(\mu m)$	3,99	4,03
<i>Huile^{opti.}_{circ.}</i>	$t_{chauffe}(s)$	858	799
	$\Delta T(^{\circ}C)$	0,72	0,45
	$u_{max}(\mu m)$	4,24	4,51
<i>Eau^{opti.}_{rect.}</i>	$t_{chauffe}(s)$	395	388
	$\Delta T(^{\circ}C)$	0,62	0,64
	$u_{max}(\mu m)$	9,98	6,72
<i>Huile^{opti.}_{rect.}</i>	$t_{chauffe}(s)$	372,4	430
	$\Delta T(^{\circ}C)$	0,23	0,46
	$u_{max}(\mu m)$	10,83	8,73

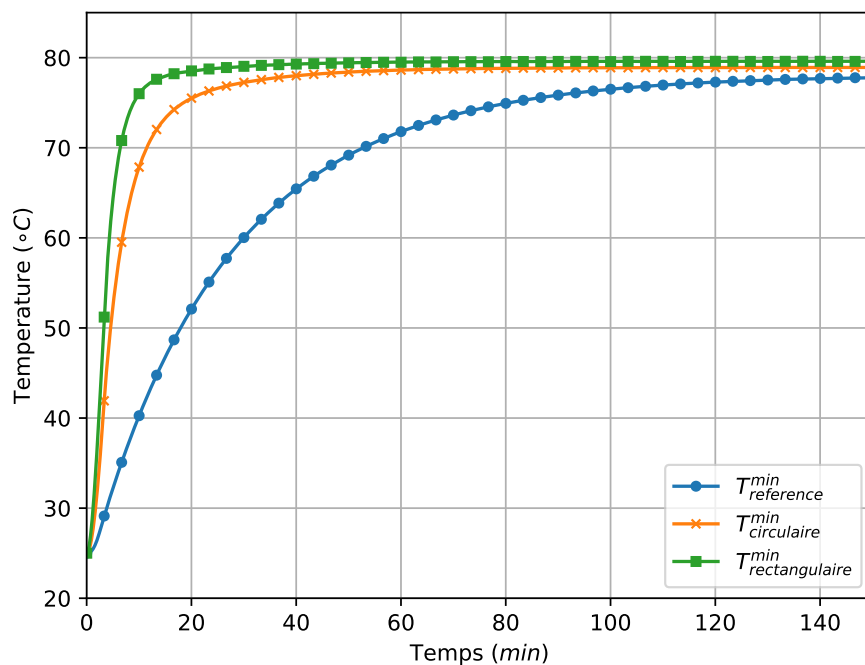
Tableau 5.6 – Résultats thermomécaniques pour les modèles optimisés

Concernant la chauffe à l'eau, le modèle circulaire optimisé, Figure 5.5b, est essentiellement piloté par les aspects thermiques car la géométrie circulaire des canaux permet une très bonne reprise des efforts mécaniques. L'optimum géométrique est donc le compromis permettant de minimiser le temps de chauffe tout en maîtrisant l'écart de température à 2°C sur la surface moulante. La prise en compte des aspects technologiques (pertes de charge, pompe et fluide) s'avère être primordiale dans cette étude car il apparaît que la solution optimale ne minimise pas totalement l'entraxe entre les canaux et le diamètre des canaux (donc la masse d'acier). En effet, dès lors que le diamètre et la distance entre les canaux diminue, il est nécessaire de multiplier le nombre de canaux, ce qui augmente les pertes de charge et donc réduit les débits de fonctionnement et l'échange convectif. La solution optimale pour ce cas d'étude est donc une géométrie qui minimise l'épaisseur d'acier de part et d'autre des canaux tout en faisant un compromis entre le diamètre des canaux et l'entraxe afin de limiter l'écart de température en surface moulante tout en minimisant la masse d'acier.

Le modèle rectangulaire, Figure 5.5c, est quant à lui piloté par la contrainte mécanique. L'optimum géométrique consiste donc pour ce cas d'étude à une géométrie qui minimise la distance entre canaux et la hauteur de ceux-ci pour minimiser la masse d'acier et qui fait un compromis entre la largeur des canaux et l'épaisseur d'acier de part et d'autre des canaux afin de satisfaire la tenue mécanique tout en limitant la masse d'acier.



(a) Chauffage à l'eau



(b) Chauffage à l'huile

Figure 5.6 – Comparaison des temps de chauffe

Il apparaît qu'avec la chauffe à l'eau, l'optimisation du modèle circulaire permet une réduction du temps de chauffe de 48% par rapport à la référence massive, tandis que le modèle rectangulaire permet la réduction du temps de chauffe de 57%. Le passage à des canaux de chauffe optimisés de section rectangulaire permet ainsi une réduction du temps de chauffe de l'ordre de 20% par rapport au modèle circulaire optimisé.

Concernant la chauffe à l'huile, les optima obtenus pour le modèle circulaire et le modèle rectangulaire, respectivement Figure 5.5d et Figure 5.5e, s'avèrent répondre aux mêmes problématiques que pour la chauffe à l'eau, à savoir :

- Modèle circulaire : contrainte mécanique peu influente, recherche d'un compromis permettant la minimisation de la masse tout en garantissant une chauffe rapide et homogène ;
- Modèle rectangulaire : contrainte d'homogénéité peu influente, recherche d'un compromis permettant la minimisation de la masse tout en garantissant une bonne tenue mécanique.

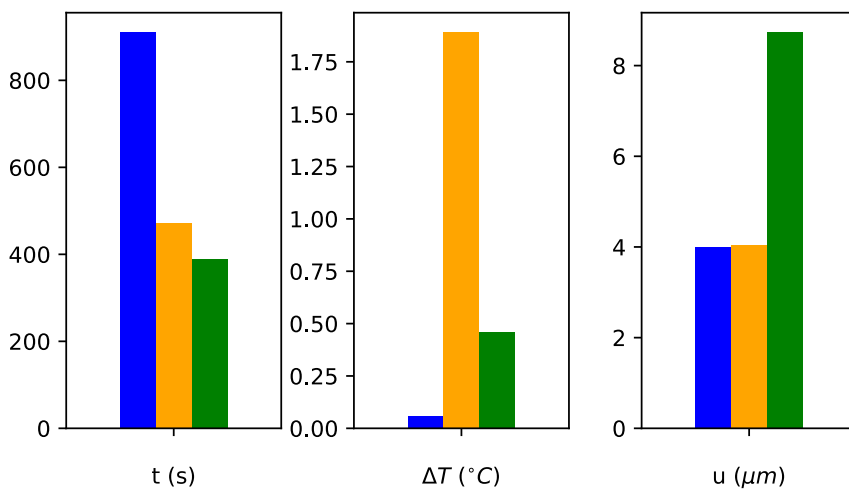
Cependant, l'huile ayant une viscosité plus importante que l'eau, les géométries de canaux obtenues pour les modèles chauffés à l'huile présentent une section d'écoulement plus importante que les géométries de canaux des modèles chauffés à l'eau afin de limiter les pertes de charge.

Il apparaît qu'avec la chauffe à l'huile, l'optimisation du modèle circulaire permet une réduction du temps de chauffe de 78%, tandis que le modèle rectangulaire permet la réduction du temps de chauffe de 88%. Le passage à des canaux de chauffe optimisés de section rectangulaire permet ainsi une réduction du temps de chauffe de l'ordre de 45% par rapport au modèle circulaire optimisé.

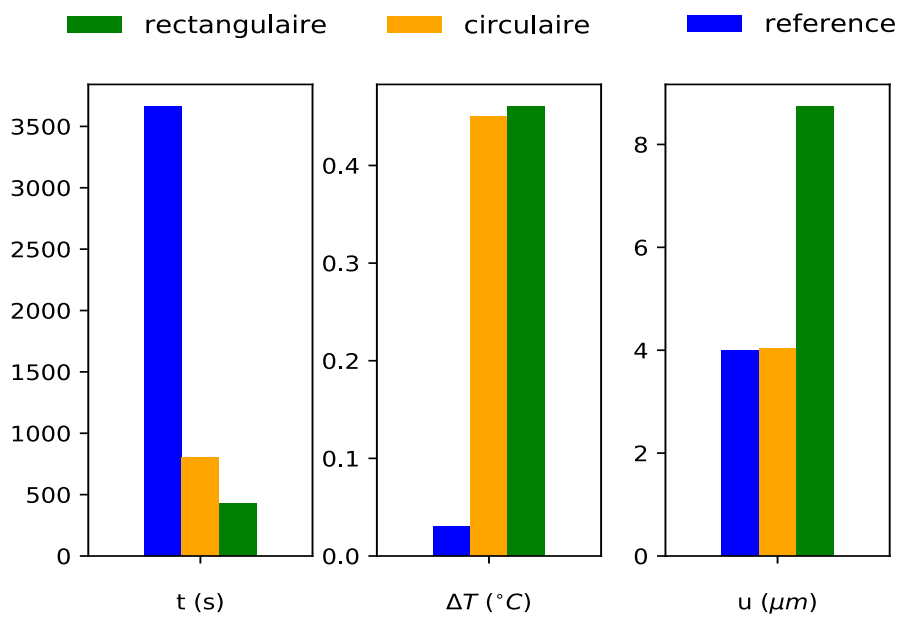
La comparaison des réponses thermiques (temps de chauffe et écart maximal de température sur la surface moulante) et mécanique (déplacement vertical maximal) est présenté Figure 5.7a pour la chauffe à l'eau et Figure 5.7a pour la chauffe à l'huile. Il apparaît pour la chauffe à l'eau que le modèle circulaire optimisé est contraint par la limite de 2°C sur le ΔT et que le modèle rectangulaire optimisé est pour sa part contraint par la limite de 10 μm sur le déplacement. Il s'agit donc de contraintes liées aux objectifs initiaux fixés lors de l'optimisation. En revanche, pour la chauffe à l'huile, le modèle circulaire optimisé ne présente aucune contrainte de ce type. L'optimisation est donc contrainte par des limites physiques liées aux propriétés du fluide et aux pertes de charge du système.

La comparaison des dimensions des blocs acier nécessaire pour la fabrication des moules et des masses estimées associées est présenté Tableau 5.7. Cette comparaison met en évidence la réduction possible de la masse d'acier dans la structure, permettant de réduire les temps de chauffe ou de réduire la consommation énergétique du système, mais également de faciliter la manutention de la structure. Cette réduction de la masse d'acier rend par ailleurs attractif les procédés de fabrication additive pour lesquels le coût de fabrication est essentiellement lié à la masse de matériau déposé et non à la complexité du produit.

Par ailleurs, les gains observés sur le temps de chauffe permettent également une réduction du coût énergétique et donc financier par pièce composite injectée. En effet, en considérant que l'essentiel du coût énergétique correspond à la phase de chauffe du système, c'est-à-dire de $t = 0$ à $t = t_{chauffe}$ et sans la prise en compte des phénomènes physicochimiques liés à la transformation du composite, le bilan énergétique du système peut être défini par l'équation 5.11, avec E_{st} l'énergie thermique stockée par le système, E_{in} l'énergie apportée par le thermorégulateur et E_{out} les pertes thermiques.



(a) Comparaison des réponses thermomécaniques pour la chauffe à l'eau



(b) Comparaison des réponses thermomécaniques pour la chauffe à l'huile

Figure 5.7 – Comparaison des temps de chauffe

	Outillage	Volume brut acier (m^3)	Masse brut acier (kg)	Masse après création canaux (kg)
Eau	Référence	2,51E-02	195,7	185,4
	Circulaire	8,15E-03	63,6	51,6
	Rectangulaire	4,39E-03	34,2	26,6
Huile	Référence	2,51E-02	195,7	185,4
	Circulaire	1,19E-02	93,0	49,7
	Rectangulaire	9,09E-03	70,9	51,7

Tableau 5.7 – Dimensions et masses des blocs acier pour les moules

$$E_{st} - E_{in} - E_{out} = 0 \quad (5.11)$$

Le coût énergétique du système correspond ainsi à l'énergie Q_{in} apportée par le thermorégulateur durant la phase de chauffe et peut être calculée à l'aide de l'équation 5.12, avec P la puissance du thermorégulateur et $t_{chauffe}$ le temps de chauffe. La comparaison des énergies thermiques de chauffe est présentée Tableau 5.8. Cette étude met donc en évidence le fait qu'après optimisation, à puissance de chauffe équivalente et à cadence équivalente, il est possible de réaliser des gains d'énergie de l'ordre de 50 à 90%, ou bien qu'à puissance équivalente et énergie équivalente, il est possible de diminuer les temps de cycle de l'ordre de 50 à 90%.

$$E = P.t_{chauffe} \quad (5.12)$$

	$E_{eau}(kJ)$	$E_{huile}(kJ)$
Référence	10920	43908
Circulaire	5664	9588
Rectangulaire	4656	5160

Tableau 5.8 – Comparaison des énergies thermiques durant la phase de chauffe

5.1.3 Compléments d'optimisation

L'optimisation réalisée avec des contraintes thermiques et mécaniques sévères ($\Delta T < 2^\circ C$ et $u < 10 \mu m$) montrent qu'il est possible d'obtenir des gains sur les vitesses de chauffe et donc sur l'énergie consommée compris entre 50% et 90% selon la nature du fluide caloporteur et de la géométrie des canaux de chauffe. Il apparaît que les fonctions contraintes imposées semblent être limitantes dans les choix de conception de l'outillage : contrainte sur le ΔT qui limite les performances de l'outillage à canaux circulaires lors de la chauffe à l'eau et contrainte sur le u_{max} qui limite les performances de l'outillage à canaux rectangulaires. Les besoins des industriels pouvant être différents, trois études supplémentaires sont réalisées afin de voir quels pourraient être les gains possibles en présence de contraintes sur le ΔT et sur le u_{max} plus relâchées. A l'aide des métamodèles déterminés précédemment, équation 5.1 à équation 5.10, trois nouvelles optimisations sont réalisées avec une chauffe à l'eau (cas le plus critique). Les fonctions contraintes associées sont les suivantes :

- Cas 1 : $\Delta T < 5^\circ C$ et $u_{max} < 10 \mu m$;

- Cas 2 : $\Delta T < 10^{\circ}\text{C}$ et $u_{max} < 10 \mu\text{m}$;
- Cas 3 : $\Delta T < 10^{\circ}\text{C}$ et $u_{max} < 20 \mu\text{m}$.

Les caractéristiques géométriques obtenues après optimisation sont présentées Tableau 5.9 et les résultats thermomécaniques associés sont présentés Tableau 5.10.

Concernant le modèle à canaux de chauffe circulaires, il s'avère que la modification de la contrainte sur le ΔT maximal sur la surface moulante n'a que peu d'influence sur le temps de chauffe de la structure. En effet, les gains théoriques sur le temps de chauffe déterminés à l'aide des métamodèles s'avèrent être inférieurs aux erreurs de prédiction des métamodèles. Après vérification éléments finis, il est confirmé que les modèles ne permettent pas d'améliorer les temps de chauffe de la structure. Les résultats optimisés obtenus pour un $\Delta T < 2^{\circ}\text{C}$ et $u_{max} < 10 \mu\text{m}$ semblent donc être la solution optimale globale sur le domaine étudié.

Concernant le modèle à canaux de chauffe rectangulaires, suite à la modification de la contrainte sur le déplacement u_{max} de la surface moulante, il apparaît que la solution optimale tend à diminuer l'épaisseur d'acier afin de réduire la masse à chauffer, tout en augmentant la largeur du canal afin de favoriser l'échange convectif. Les vérifications éléments finis confirment qu'il est ainsi possible de diminuer le temps de chauffe de la structure de 388 s à 367 s, soit un gain de 6.5%.

Cas n°	Circulaire			Rectangulaire			
	A	B	C	D	E	F	G
0	9	2	17	2,5	18	2	5
1	8,5	2	30	2,5	18	2	5
2	8	2	40	2,5	18	2	5
3	8	2	40	2	25	2	5

Tableau 5.9 – Paramètres géométriques optimisés

		Cas 0		Cas 1		Cas 2		Cas 3	
		RSM	MEF	RSM	MEF	RSM	MEF	RSM	MEF
Circulaire	$t(s)$	442,5	472	435	493	428	526	428	526
	$\Delta T(^{\circ}\text{C})$	1,94	1,89	4,7	5,1	7,5	8,6	7,5	8,6
	$u_{max}(\mu\text{m})$	3,99	4,03	3,97	3,99	3,94	3,97	3,94	3,97
Rectangulaire	$t(s)$	395	388	395	388	395	388	375	367
	$\Delta T(^{\circ}\text{C})$	0,62	0,64	0,6	0,6	0,6	0,6	0,9	0,9
	$u_{max}(\mu\text{m})$	9,98	6,72	9,97	6,72	9,97	6,72	15,27	18,00

Tableau 5.10 – Résultats thermomécaniques

5.1.4 Synthèse

En résumé, grâce à cette étude d'optimisation numérique, il apparaît que le modèle à canaux de chauffe circulaires présente une bonne reprise des efforts mécaniques et donc que l'optimisation consiste essentiellement à un compromis permettant de minimiser le temps de chauffe par la réduction de la masse, tout en maîtrisant l'écart de température sur la surface moulante et les pertes de charge. Le modèle à canaux rectangulaires quant à lui permet l'obtention d'une bonne homogénéité thermique. L'optimisation consiste donc à obtenir un compromis permettant de minimiser le temps de chauffe par la réduction de la masse, tout en garantissant une tenue mécanique suffisante. Les gains observés sur le temps de chauffe pour le modèle circulaire optimisé, vis-à-vis de la structure de référence sont de 48 et 78%, respectivement pour la chauffe à l'eau et la chauffe à l'huile. Les gains observés pour le modèle rectangulaire optimisé, vis-à-vis du modèle de référence sont de 57 et 88%, respectivement pour la chauffe à l'eau et la chauffe à l'huile. Il apparaît également dans cette étude que les résultats thermomécaniques de la structure à canaux de chauffe rectangulaires sont fortement dépendantes des contraintes, notamment mécaniques, imposées par un cahier des charges. Dans un souci d'efficacité de mise en œuvre des matériaux composites, il apparaît donc essentiel d'optimiser la partie chauffante des outillages en fonction des besoins clients afin d'obtenir un compromis entre la vitesse de chauffe, l'homogénéité et la tenue mécanique. Les gains observés pour le modèle rectangulaire optimisé, vis-à-vis du modèle circulaire optimisé sont de 20 et 47%, respectivement pour la chauffe à l'eau et la chauffe à l'huile. Ces gains de vitesse s'avèrent être non négligeables à l'échelle industrielle puisque répétés sur les phases de chauffe et de refroidissement pour un très grand nombre de cycles.

Pour conclure, cette étude confirme donc :

- l'intérêt des outillages à faible inertie thermique afin d'améliorer les performances thermomécaniques des structures ;
- la nécessité de prendre en compte la nature du fluide et les éléments technologiques pour la conception et les études d'un outillage ;
- l'intérêt que présente des canaux de chauffe de section rectangulaire pour réaliser la thermorégulation d'outillage.

5.2 Outil d'aide à la conception

Les outils-métier développés dans le cadre de ces travaux permettent le développement thermomécanique du concept MATTE avec la prise en compte de données technologiques : propriétés du fluide caloporteur, système de thermorégulation et pompe.

Un des objectifs de ces travaux de thèse consiste à la transmission de ces outils au sein du bureau d'étude afin de pouvoir par la suite faciliter les choix de conception en fonction des besoins du client et permettre les vérifications éléments finis des performances thermomécaniques.

Dans cette optique, un outil d'aide à la conception est développé. Son objectif consiste à proposer au bureau d'étude des solutions géométriques pour la peau chauffante et l'estimation des performances thermomécaniques associées en fonction des données technologiques transmises par le client.

5.2.1 Démarche mise en place

La démarche de conception de l'outil consiste à :

- Générer une base de données de simulations thermomécaniques ;
- Développer un outil d'aide à la décision exploitant la base de données.

La démarche mise en place pour la création de la base de données des simulations thermomécanique est présentée Figure 5.8. Le processus repose sur l'exploitation des outils-métier FLUIDE1, THERM1 et MECA1, ainsi que le logiciel Ellistat pour la génération des surfaces de réponses.

Pour cette phase de création de la base de données, les variables géométriques de la peau chauffante MATTE sont identiques aux variables utilisées pour l'étude d'optimisation 5.1 et sont présentées Tableau 5.2. Les surfaces de réponses sur le temps de chauffe t , l'écart de température maximal sur la surface moulante ΔT et le déplacement maximal u_{max} de la peau chauffante sont construites après la réalisation des simulations thermomécaniques, dont les expérimentations sont déterminées à l'aide du logiciel Ellistat et de la méthode de remplissage d'espace Latin Hypercube Sampling (LHD). Cette démarche est appliquée pour différents thermorégulateurs, différents fluides caloporteurs et différentes dimensions de surfaces moulantes :

- Thermorégulateurs à eau SISE : 180E40P ;
- Thermorégulateur à huile SISE : 210H18 et XH40 ;
- Eau ;
- Huile Therminol ADX10 ;
- Huile SHELL ;
- Surface moulante de $0,5 \text{ m}^2$;
- Surface moulante de 1 m^2 ;
- Surface moulante de 2 m^2 .

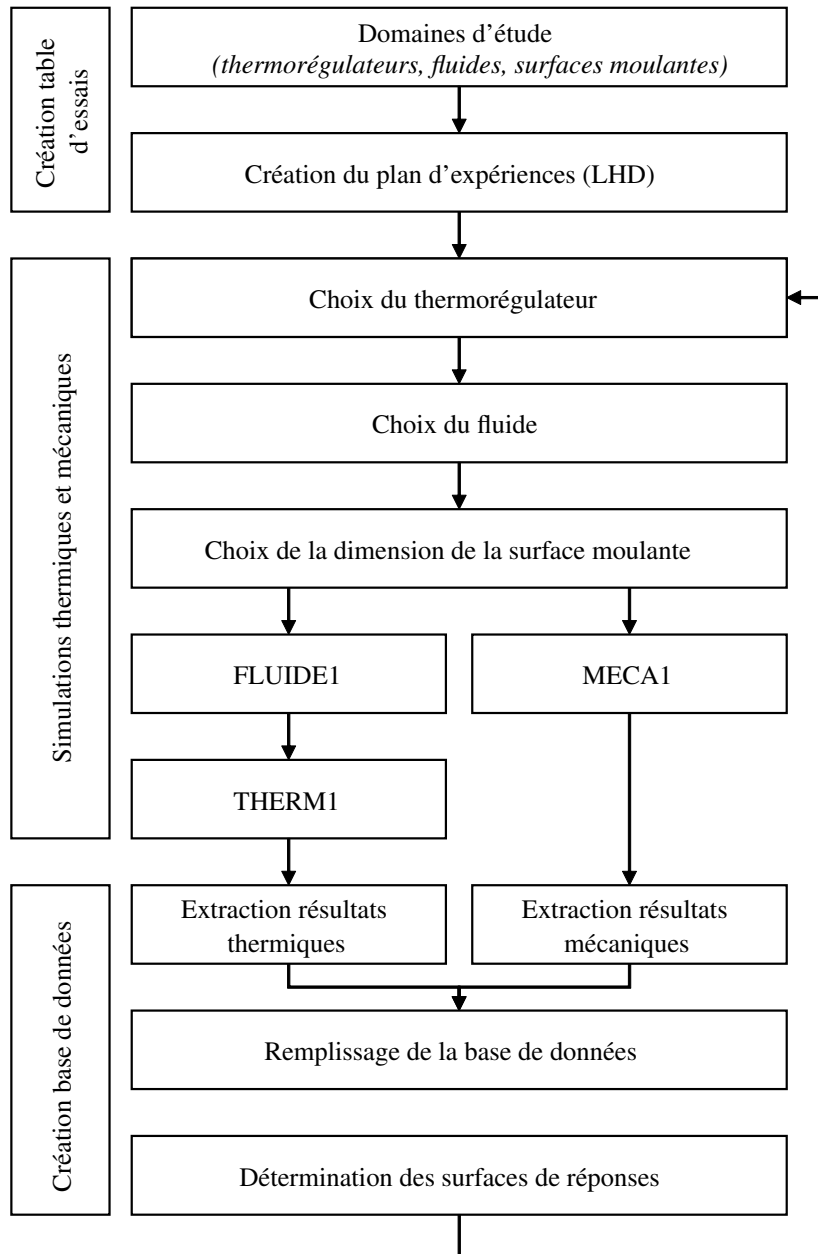


Figure 5.8 – Processus pour la création de la base de données

Par la suite, il sera possible de compléter cette base de données par de nouveaux couples thermorégulateur-fluide-surface et par l'exploitation du processus de construction de la base de données présenté Figure 5.8. Ce processus pourra également être exploité sur de nouvelles géométries, telles que des outillages à canaux de chauffe circulaires.

Concernant l'outil d'aide à la décision, la démarche de fonctionnement est présentée Figure 5.9. Le fonctionnement de l'outil consiste à :

1. Renseigner les besoins du client en terme de performances thermomécaniques : temps de chauffe t , écart de température ΔT , déplacement u ;
2. Renseigner les données technologiques : surface de la pièce moulée et technologies de chauffe si existante ;
3. Une sélection automatique est réalisée par l'outil afin d'extraire de la base de données les configurations répondant aux besoins clients et aux technologies de chauffe du client (si existantes) ;
4. Des figures sont générées automatiquement par l'outil, en positionnant les solutions retenues vis-à-vis de leurs performances afin de faciliter les décisions de conception ;
5. Le bureau d'étude peut par la suite renseigner une nouvelle configuration sur la base de dimensions géométriques réelles, pilotées par des contraintes de mise en oeuvre par exemple. L'outil calcule à l'aide des surfaces de réponses en mémoire les réponses thermomécaniques prédictives pour cette nouvelle configuration.

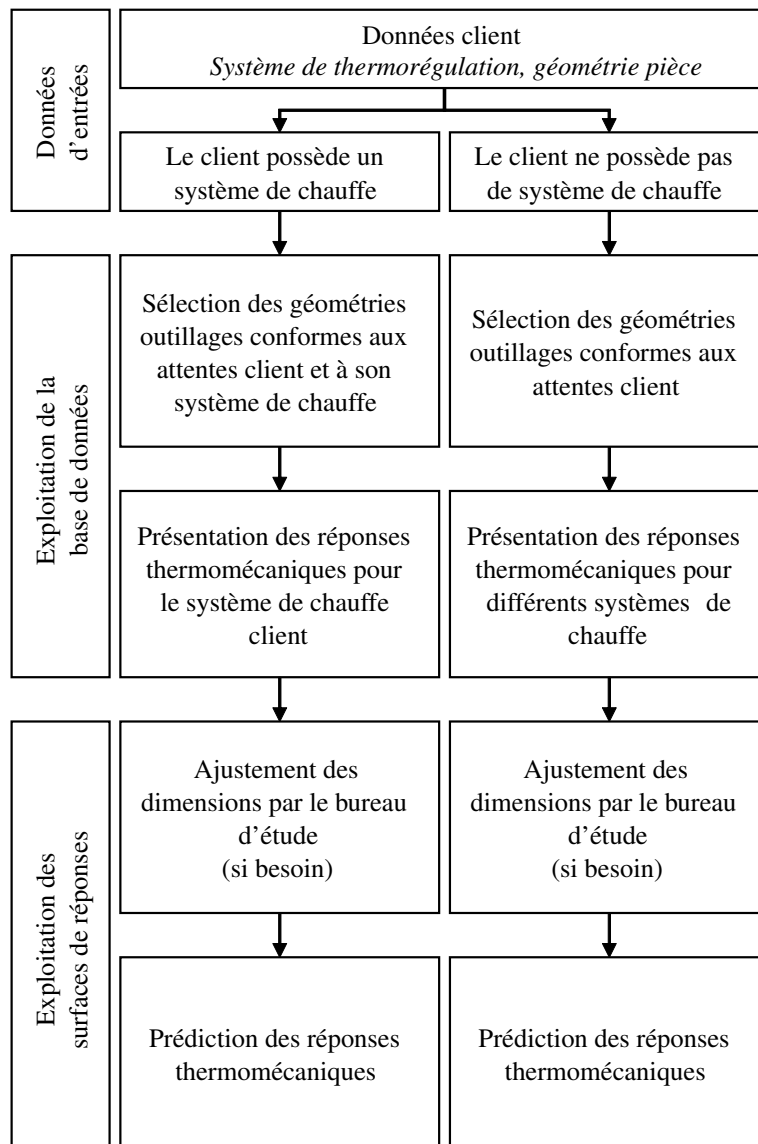


Figure 5.9 – Principe de fonctionnement de l'outil d'aide à la décision

5.2.2 Exemple d'utilisation

Pour cet exemple, nous considérons un client :

1. sans système de chauffe et imposant une chauffe à l'huile ;
2. souhaitant un écart de température en surface moulante inférieur à $0,2^{\circ}\text{C}$;
3. souhaitant réaliser une chauffe de 120°C à 180°C en moins de 20 minutes ;
4. souhaitant un déplacement maximal au niveau des canaux de 0,01 mm.

L'outil génère une figure comparative des différentes solutions présentes dans la base de données, Figure 5.10, et répondant aux critères du client.

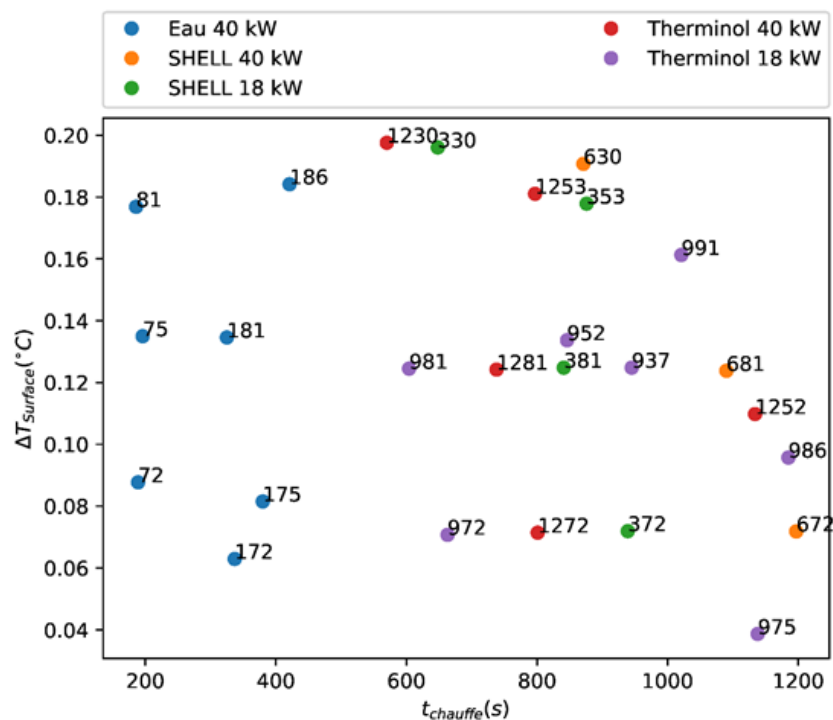


Figure 5.10 – Principe de fonctionnement de l'outil d'aide à la décision

Toutes les contraintes industrielles n'étant pas intégrées à l'outil, il est nécessaire de faire appel à l'expertise d'un ingénieur du bureau d'étude pour le choix de la configuration. Après étude des différentes solutions proposées, nous considérons que le bureau d'étude sélectionne la configuration n°972 et décide de réaliser des ajustements sur les données géométriques de la peau chauffante afin de satisfaire des contraintes technologiques liées à la mise en oeuvre. Les données géométriques de la peau chauffante sont présentées Tableau 5.11.

Après vérification éléments finis à l'aide des outils THERM1 et MECA1, nous obtenons les réponses thermomécaniques présentées Tableau 5.11. Ces résultats permettent ainsi au bureau d'étude d'obtenir de manière simple et rapide un ordre de grandeur des dimensions de la peau chauffante pouvant être utilisées pour la conception de l'outillage MATTE, ainsi qu'un aperçu des performances thermomécaniques sur la base des hypothèses fixées dans les modèles.

	Géométrie configuration 972	Géométrie adaptation BE
Epaisseur tôle (mm)	11,455	11
Largeur canal (mm)	22,939	24
Hauteur canal (mm)	8,626	9
Distance entre canaux (mm)	6,414	6

Tableau 5.11 – Géométrie issue de la base de données et ajustements du bureau d'étude (BE)

	Prédiction	Vérification	Erreur (%)
t (s)	636	606	1,5
ΔT (°C)	0,11	0,07	0,5
u_{max} (mm)	< 0,01	0,004	-

Tableau 5.12 – Prédications et vérifications thermomécaniques

5.2.3 Principaux résultats

La base de données créée possède un grand nombre de configurations différentes en terme de dimensions de peau chauffante et des technologies de chauffe associées : thermorégulateur et fluide.

La Figure 5.11 présente la puissance du thermorégulateur rapportée à la masse totale à chauffer en fonction du temps de chauffe, pour les différents fluides caloporteurs, les différents thermorégulateurs et les différentes surfaces moulantes.

La masse totale est calculée à l'aide de l'équation 5.13 en considérant que seuls le fluide et la peau moulante chauffent. La masse du fluide présent dans le thermorégulateur est déterminée à l'aide de la fiche technique, tandis que la masse de fluide dans les canaux est calculée pour chacune des configurations en fonction de la géométrie de la peau chauffante.

$$m_{totale} = m_{fluide}^{totale} + m_{peau\ chauffante} \quad (5.13)$$

Avec :

$$m_{fluide}^{totale} = m_{fluide}^{thermo.} + m_{fluide}^{canaux} \quad (5.14)$$

Les configurations qui ont un temps de chauffe supérieurs à 10000 secondes sont exclues de la figure car elles correspondent à des géométries de peaux chauffantes provoquant un écoulement laminaire du fluide caloporteur. Ces configurations nécessiteraient un nouveau domaine d'étude pour la géométrie de la peau chauffante.

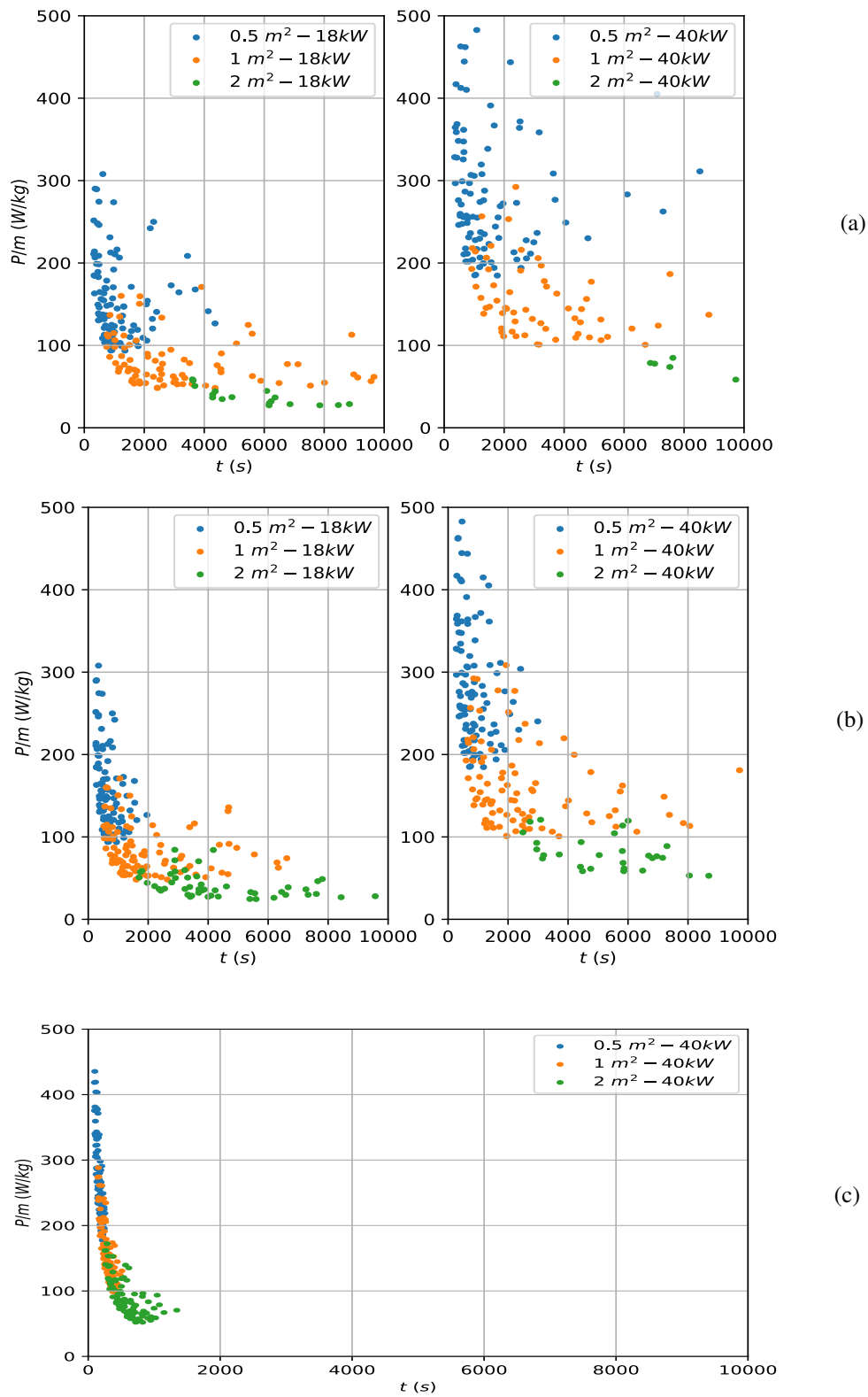


Figure 5.11 – Puissance thermorégulateur rapportée à la masse totale à chauffer en fonction du temps de chauffe, -a- SHELL, -b- Therminol et -c- Eau

Influence de la viscosité du fluide et de la dimension de la surface moulante

Il apparaît sur la Figure 5.11 que la nature du fluide et la dimension de la surface moulante sont deux facteurs influents sur le temps de chauffe du système.

En effet, concernant la nature du fluide, à l'inverse des sous-Figures 5.11b correspondant à l'huile Therminol de plus faible viscosité, nous constatons une densité de points plus faible sur les sous-Figures 5.11a qui correspondent à l'huile SHELL de forte viscosité. Une densité de points plus faible correspond à un nombre de configurations affichées plus faible du fait de l'exclusion des configurations ayant un temps de chauffe supérieur à 10000 secondes. Concernant la Figure 5.11c, l'ensemble des configurations simulées sont affichées sur la figure grâce à la très faible viscosité de l'eau qui permet de limiter les pertes de charge dans le système et d'obtenir un régime turbulent.

Concernant la dimension de la surface chauffante, deux conséquences peuvent être observées du fait de l'augmentation des dimensions de la structure :

- Tout d'abord, l'augmentation des dimensions nécessite une longueur supérieure de canal de chauffe et un nombre plus important de singularités géométriques. Les pertes de charge sont donc accrues et le coefficient d'échange convectif amoindri.
- Par ailleurs, une augmentation de la surface provoque une augmentation de la masse à chauffer et donc une diminution du ratio P/m , correspondant à la puissance du thermorégulateur rapportée à la masse totale à chauffer. Cette diminution du ratio P/m provoque une augmentation quasi-linéaire et modéré du temps de chauffe t jusqu'à un ratio P/m de 100 W.kg^{-1} , correspondant à un temps de chauffe $t < 2000 \text{ s}$ pour l'huile et $t < 1000 \text{ s}$ environ pour l'eau (Figure 5.11). Pour les ratio P/m inférieurs à 100 W.kg^{-1} , un second comportement quasi-linéaire apparaît avec une augmentation brutale du temps de chauffe lorsque le ratio P/m décroît. Ce changement de comportement peut s'expliquer en partie par le fait que plus le temps de chauffe est important, moins l'hypothèse de départ est vérifiée. Cette hypothèse étant que le ratio P/m est calculé pour une masse totale chauffée correspondant à la masse du fluide et la masse de la peau chauffante. Pour des temps de chauffe importants, l'isolant présent dans l'outillage MATTE est également amené à chauffer et les pertes par convection avec le milieu extérieur peuvent apparaître dans la balance énergétique du système.

Influence de la géométrie des canaux de chauffe de la surface moulante

Par ailleurs, l'observation sur la Figure 5.11 du positionnement des différents systèmes simulés laisse apparaître une dispersion des configurations d'autant plus grande que la viscosité du fluide est importante. Ce résultat peut s'expliquer par le fait que pour une même plage de ratio P/m , il existe différentes configurations géométriques de la peau chauffante : différentes sections de canaux, distances entre les canaux... Ainsi, pour un système de chauffe avec une huile visqueuse telle que la SHELL, les variations de pertes de charge et de la surface d'échange d'une configuration à une autre peuvent être importantes et donc affecter l'échange convectif, provoquant une augmentation du temps de chauffe. A l'inverse, pour un système de chauffe à l'eau, la viscosité étant faible, les variations de pertes de charge d'une configuration à une autre s'avère limitées, réduisant la dispersion sur les résultats.

Influence du thermorégulateur

Il apparaît sur la Figure 5.11 que le passage d'une configuration 18 kW à 40 kW, Figure 5.11a pour l'huile SHELL et Figure 5.11b pour l'huile Therminol, provoque une augmentation du ratio

P/m . Cependant, cette augmentation s'accompagne d'une diminution de la densité de configuration affichée, autrement dit, une augmentation du nombre de configurations ayant un temps de chauffe supérieur à 10000 secondes. Cette baisse de performance thermique peut probablement s'expliquer par le fait que la chauffe du système est réalisée en 2 étapes :

1. le thermorégulateur chauffe dans un premier temps le fluide par l'intermédiaire de sa puissance de chauffe (élément MASS71 dans le modèle THERM1) ;
2. puis le fluide transmet lors de son passage dans l'outillage de la chaleur à la peau chauffante.

Ainsi, après calcul du ratio $P/m_{thermo.}$, avec $m_{thermo.}$ la masse du fluide présent dans le thermorégulateur, nous obtenons des ratios de $1,2 \text{ kW.l}^{-1}$ et de $0,9 \text{ kW.l}^{-1}$, respectivement pour le thermorégulateur de 18 kW et de 40 kW. Le thermorégulateur de 18 kW a donc une capacité de chauffe du fluide dans la chaudière plus importante que le thermorégulateur de 40 kW. Le fluide chauffe donc de manière plus rapide, permettant une chauffe de l'outillage plus rapide également.

Lien entre le temps de chauffe et l'écart de température en surface moulante

La Figure 5.12 présente l'écart de température maximal sur la peau chauffante en fonction du temps de chauffe, pour les différents fluides caloporteurs, les différents thermorégulateurs et les différentes surfaces moulantes. De même que pour la Figure 5.11, la Figure 5.12 exclut les configurations qui ont un temps de chauffe supérieur à 10000 secondes.

L'observation des résultats Figure 5.12 met en évidence le lien existant entre le temps de chauffe et l'écart de température sur la surface chauffante. L'affichage des différentes configurations simulées laisse apparaître un front limite, similaire à un front de Pareto, correspondant aux limites liées à l'outillage, aux technologies de chauffe et aux physiques en jeu (fluidique et thermique).

Par ailleurs, comme observé Figure 5.11, il est également mis en évidence Figure 5.12 l'influence des pertes de charge sur les performances thermiques du système. En effet, le passage d'un fluide peu visqueux à un fluide visqueux, et/ou l'augmentation de la surface moulante, provoque une translation de la position des configurations vers des temps de chauffe plus longs. Par exemple, pour une chauffe à 40 kW à l'aide de l'huile Therminol, après passage d'une surface moulante de $0,5 \text{ m}^2$ à une surface de 2 m^2 , il apparaît que les configurations restantes pour 2 m^2 ne permettent que l'obtention de performances thermiques du type : temps de chauffe important et écart de température faible, là où pour $0,5 \text{ m}^2$ il était possible d'obtenir de faible temps de chauffe et où des précautions devaient être prises sur la géométrie de la peau chauffante pour limiter l'écart de température.

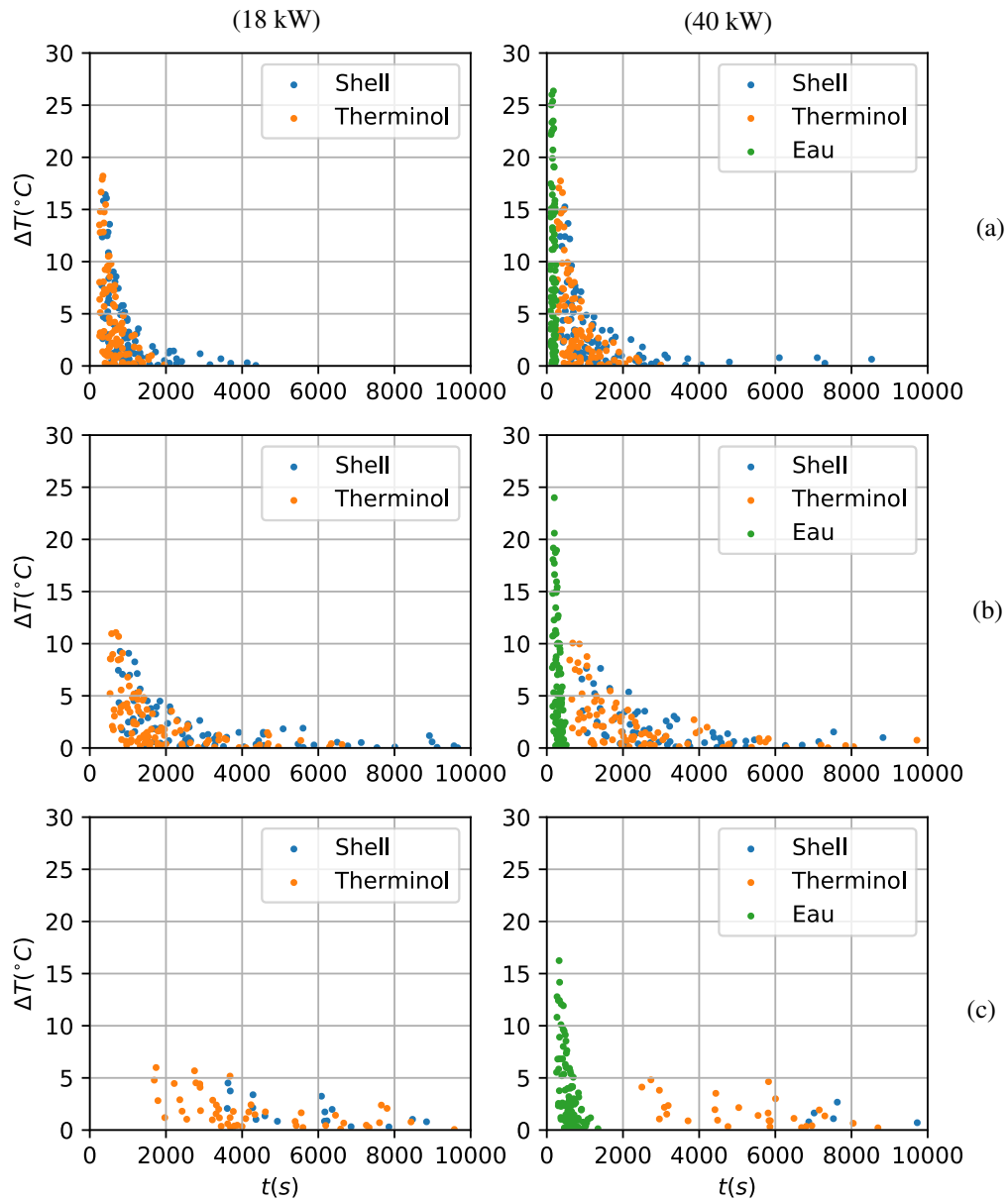


Figure 5.12 – Ecart de température ΔT en fonction du temps de chauffe t , -a- surface = 0,5 m², -b- surface = 1 m² et -c- surface = 2 m²

5.2.4 Synthèse

Ce travail de construction d'une base de données regroupant différentes configurations outillage-système de chauffe, grâce à l'exploitation des outils FLUIDE1, THERM1 et MECA1 développés au cours de la thèse, a permis de :

- confirmer la forte influence des pertes de charge sur les réponses thermiques des systèmes ;
- confirmer le lien fort entre le temps de chauffe t et l'écart de température ΔT ;
- mettre en évidence la nécessité de mettre en place un nouveau domaine d'étude pour les configurations générant de fortes pertes de charge (surface de la peau chauffante importante et/ou fluide visqueux) ;
- mettre en évidence une potentielle limite technologique liée au thermorégulateur et à sa capacité à chauffer le fluide caloporteur ;
- confirmer la grande disparité de résultats concernant le couple $(\Delta T, t)$ et donc la nécessité d'une recherche d'optima, notamment pour les systèmes à forte réactivité thermique.

Le développement d'un outil d'aide à la décision exploitant la base de données a pour objectif de faciliter les choix de conception au bureau d'étude dans le but d'obtenir une conception quasi-optimale en fonction des données et demandes des clients.

Afin de rendre l'implémentation de l'outil au sein du bureau d'étude efficace et pertinente, de nouvelles phases de simulations sont à prévoir dans le but de compléter la base de données avec de nouvelles configurations de chauffe : nouveaux fluides, nouveaux thermorégulateurs, nouvelles dimensions de la peau chauffante pour les configurations à fortes pertes de charge, mais également avec des canaux de chauffe à section circulaire.

Enfin, il pourrait être envisagé par la suite d'implémenter un algorithme d'apprentissage automatique supervisé sur la base de données afin de pouvoir obtenir les prédictions des réponses thermomécaniques sans le passage préalable par une phase subjective de création des surfaces de réponses.

5.3 Conclusion

Ces travaux d'optimisation et de création d'un outil d'aide à la conception reposant sur une base de données de différents systèmes outillages-systèmes de chauffe ont permis de mettre en évidence la nécessité d'évolution des règles de conception dans le but de concevoir des systèmes efficaces thermiquement et mécaniquement. Il apparaît essentiel de considérer l'ensemble du système outillage-fluide-thermorégulateur afin d'estimer au plus juste les pertes de charge générées et donc les performances thermiques pouvant être atteintes, plutôt que de considérer ces différents constituants de manière séparée.

De cette manière, selon le type de fluide caloporteur utilisé, il a été mis en évidence des réductions de temps de chauffe de l'ordre de 50 à 80% pour des structures à canaux de chauffe circulaires et de l'ordre de 60 à 90% pour des structures à canaux de chauffe rectangulaires. Les gains pouvant être atteints après optimisation correspondent à la configuration géométrique garantissant le compromis optimal entre : la réduction de la masse à chauffer, la maîtrise des pertes de charge pour garantir un échange convectif suffisant et l'obtention d'une rigidité suffisante, dans le but de répondre aux besoins thermomécaniques des clients.

La mise en place de l'outil d'aide à la décision a pour sa part permis de mettre en place un processus complet, simple et rapide permettant de définir les variables du modèle et le domaine d'étude, puis de générer et de simuler automatiquement les différentes modélisations en exploitant les outils FLUIDE1, THERM1 et MECA1. Pour finir, le processus permet une extraction des résultats thermomécaniques et un remplissage de la base de données de manière automatisée. Ce processus a été mis en place de sorte à pouvoir par la suite compléter la base de données avec de nouvelles configurations (nouveaux couples outillage-système de chauffe, section de canaux circulaire), mais également en laissant la possibilité aux outils FLUIDE1, THERM1 et MECA1 d'évoluer individuellement si besoin.

Conclusion générale

Ce travail de recherche a pour objectif le développement et l'optimisation d'un nouveau concept d'outillage à faible inertie thermique, reposant sur le découplage des fonctions thermiques et mécaniques dans la structure et sur l'intégration de canaux de chauffe à section rectangulaire. Les objectifs thermiques pour ce concept sont : l'augmentation des vitesses de chauffe et de refroidissement jusqu'à $50\text{ }^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$, tout en garantissant une bonne maîtrise spatio-temporelle du champ de température en surface moulante et en limitant la consommation énergétique du système global. Ce nouveau concept d'outillage a pour objectif d'accroître les performances thermomécaniques afin de pouvoir répondre aux besoins des industries consommatrices de matériaux composites hautes performances.

La méthode employée, dont la démarche globale est présentée Figure 5.13, peut-être résumée en trois étapes clés :

1. Mise en place des outils numériques et d'une chaîne complète et automatisée pour le dimensionnement et l'optimisation thermomécanique.
2. Validations numériques et expérimentales du concept MATTE
3. Optimisation thermomécanique et création d'une base de données de simulations permettant de mettre en lumière l'influence des paramètres géométriques de la peau chauffante et des technologies de chauffe sur les réponses thermiques et mécaniques.

Concernant la mise en place des outils numériques, dans l'optique du développement du concept MATTE, puis par la suite du transfert des outils au sein du bureau d'étude de Compose, le choix a été fait d'utiliser une modélisation éléments finis thermique. Les modélisations éléments finis couplant la fluide et la thermique étant jugé trop coûteuses en temps de modélisation et temps de calcul, et présentant une complexité de modélisation supérieure aux modèles thermiques. Cependant, les conditions thermiques de chauffe (température fluide et coefficient convectif) étant évolutives au cours d'un cycle de cuisson et étant fortement dépendantes du système outillage-fluide-pompe-thermorégulateur, un processus automatisé a été mis en place pour l'estimation du coefficient convectif en fonction de la température et avec la prise en compte des données technologique liées au fluide et à la pompe. Suite à l'estimation de la table des coefficients convectifs, une modélisation thermique éléments finis est automatiquement mise en place et intègre les caractéristiques liées au thermorégulateur : puissance de chauffe, régulation PID et volume de fluide.

Ce processus a été mis en place et exploité sur la base d'un modèle VER 2D, mais peut facilement être utilisé sur des modèles 2D quelconques, ainsi que sur des modélisations 3D. Concernant ces dernières, il serait envisageable d'implémenter des éléments "tube fluide-thermique" sur la longueur des canaux de chauffe dans le but de simuler l'écoulement du fluide et ainsi prendre en compte la perte de chaleur dans le fluide sur la longueur du canal. Ce processus tolère également des modifications dans les outils FLUIDE1, THERM1 et MECA1. Ainsi, par la suite il serait intéressant de compléter l'outil THERM1 avec une option permettant l'intégration de la cinétique de

polymérisation lors du cycle de transformation du matériau.

Suite au développement de ces outils de calculs, une option a été ajoutée au processus dans le but de pouvoir réaliser une optimisation thermomécanique sur la base de surfaces de réponses issues d'un plan d'expériences et d'un algorithme génétique. L'exploitation de ces outils a permis la mise en évidence des facteurs influents vis-à-vis des réponses thermomécaniques du système, ainsi que des gains potentiels pouvant être obtenus. Suite à ces simulations, il apparaît nécessaire de faire évoluer les règles de conception des outillages afin de tendre vers des structures à plus faible inertie thermique. L'importance de la prise en compte des technologies de chauffe lors des phases de conception et de dimensionnement a également été mise en évidence. Ainsi, dans le but d'améliorer les performances thermomécaniques du système, la conception et le dimensionnement d'un outillage devrait s'effectuer de manière conjointe au choix du thermorégulateur, de sa pompe et du fluide caloporteur.

En parallèle aux simulations éléments finis, des campagnes expérimentales ont été menées, au niveau laboratoire dans un premier et au niveau industriel dans un second temps. Le démonstrateur laboratoire avait pour objectif de confirmer expérimentalement l'intérêt thermique du concept MATTE grâce à une confrontation avec un outillage de référence conventionnel. Il a ainsi été mis en lumière une réduction du temps de chauffe de l'ordre de 75% pour des technologies de chauffe identiques. Cette campagne a également permis de vérifier la fiabilité des outils numériques développés à l'aide d'une confrontation directe entre les résultats expérimentaux et les résultats issus du calcul éléments finis.

La seconde campagne expérimentale avait pour objectif la confirmation à l'échelle industrielle des bonnes performances thermiques du concept MATTE, mais également d'étudier le comportement mécanique de l'outillage, ainsi que de valider les premiers points technologiques liés à la fabrication de celui-ci. Les premiers résultats thermiques relevés pour une chauffe de 50°C à 180°C laissent apparaître une excellente réactivité de l'outillage lors des phases de chauffe et de refroidissement, avec respectivement des vitesses de 10°C.min⁻¹ et de 15°C.min⁻¹. Les performances thermiques de l'outillage s'avèrent cependant être limitées aux performances du thermorégulateur lui-même. De nouvelles campagnes expérimentales vont être réalisées au sein de l'entreprise CT1 dans le but d'observer le comportement thermomécanique de la structure lors de consolidations de préimprégnés et d'injections RTM sous 15 bars de pression. De nouveaux essais thermiques sont envisagés à l'aide d'un système SKID dans le but d'affiner la caractérisation des performances thermiques de l'outillage. Enfin, une confrontation expérimental-numérique sera également réalisé sur des modèles 2D et 3D intégrant les outils FLUIDE1, THERM1 et MECA1, afin de confirmer la qualité de prédiction des modèles pour des températures et des efforts mécaniques représentatifs d'un fonctionnement de l'outillage dans un contexte industriel.

Pour conclure, ces travaux ont permis de mettre en place une chaîne complète et automatisée d'outils permettant le dimensionnement thermique et mécanique d'un outillage, avec la prise en compte des technologies de chauffe. L'exploitation de ces outils, les campagnes d'optimisation, ainsi que les campagnes expérimentales, ont permis de confirmer l'intérêt du concept MATTE pour l'augmentation des performances thermiques. Par ailleurs, il apparaît essentiel d'intégrer les technologies de chauffe lors des phases de conception et de dimensionnement des outillages. En effet, l'augmentation des performances thermiques passe par une réduction de la masse à chauffer, mais également par une optimisation des dimensions des canaux de chauffe et de leur position, dans le but de contrôler les pertes de charge du système afin de conserver un échange convectif suffisant. Une conception et un dimensionnement prenant en compte le système global outillage-système de chauffe, conduisent ainsi à une conception équilibrée et au plus juste vis-à-vis des besoins clients. Il est ainsi possible d'envisager avec un tel système, une augmentation des vitesses de chauffe et

de refroidissement, tout en maîtrisant le champ de température en surface moulante, en réduisant la consommation énergétique globale du système et en réduisant les investissements sur les technologies de chauffe.

L'intérêt du concept MATTE a été mis en évidence numériquement et expérimentalement, mais le concept reste à ce jour en phase de développement. Les principales perspectives pouvant être étudiées à l'avenir sont :

- La réalisation d'une campagne expérimentale complète sur le démonstrateur industriel dans le but de : (i) valider le fonctionnement et les performances thermomécaniques de l'outillage pour des utilisations réelles de transformation des composites, (ii) confronter les prédictions des outils numériques développés avec les données expérimentales ;
- La confrontation entre les données expérimentales et numériques sur des outillages quelconques afin de s'assurer de la robustesse des outils numériques et de leur capacité à être exploitée sur diverses géométries d'outillages ;
- Poursuivre le développement du système de gestion des dilatations thermiques différentielles en (i) affinant l'outil numérique de dimensionnement, (ii) réalisant des essais expérimentaux complémentaires pour la validation du concept dans des conditions thermomécaniques représentatives ;
- Poursuivre l'investigation des solutions de fabrication des peaux chauffantes minces ;
- Poursuivre l'investigation concernant les isolants de coulée dans le but de faciliter la fabrication de l'outillage et de limiter les coûts.

Par ailleurs, les études et les développements plus généraux suivants pourraient également être envisagés à l'avenir :

- Poursuivre la généralisation des outils-métier afin de faciliter l'exploitation sur des modèles quelconques. Ce travail peut être réalisé en deux étapes : (i) automatisation de la modélisation sous Ansys Workbench à l'aide de scripts Python appelant les outils FLUIDE1 et THERM1, (ii) création d'une extension ACT intégrée à Ansys Workbench pour la création d'un workflow graphique, automatisée et encapsulant les scripts Ansys et Python développés à l'étape (i) [[Ansys2016](#)] ;
- La généralisation des outils FLUIDE1 et THERM1 pour réaliser l'intégration des éléments FLUIDE116 dans le but de pouvoir prendre en compte la perte de chaleur dans le canal de chauffe au cours du cycle thermique ;
- Permettre l'intégration dans le modèle éléments finis de la cinétique de polymérisation, puis étudier l'influence de celle-ci sur les réponses thermiques du système ;
- Généraliser à différents systèmes de chauffe l'étude sur le profil du coefficient convectif, puis développer un outil permettant d'automatiser la modélisation de la convection sur les parois des canaux ;
- Étudier l'influence de l'ajout de charges thermiques dans le composite afin d'accroître les vitesses de chauffe, tout en garantissant un gradient thermique. Une phase numérique puis une confrontation expérimentale à l'aide du démonstrateur MATTE pourraient être réalisées et porter sur : (i) les gains potentiels sur les performances de chauffe grâce à l'amélioration de la conductivité thermique dans l'épaisseur (vitesses et gradients thermiques), (ii) l'impact sur les propriétés mécaniques de la pièce finale.

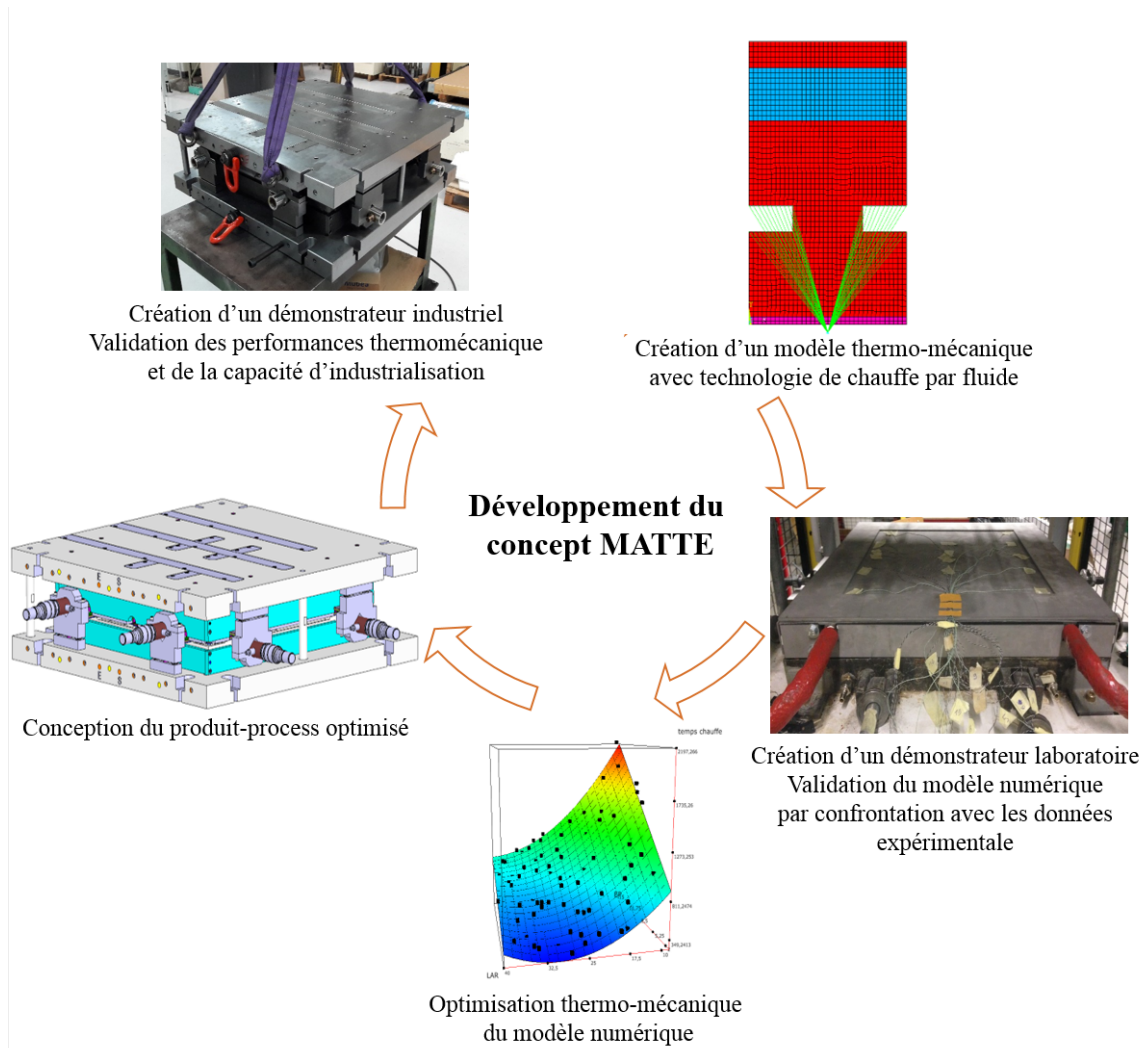


Figure 5.13 – Démarche globale

Bibliographie

- [Agazzi2013] Alban Agazzi, Vincent Sobotka, Ronan LeGoff et Yvon Jarny. *Optimal cooling design in injection moulding process – A new approach based on morphological surfaces*. Applied Thermal Engineering, vol. 52, no. 1, pages 170–178, 2013.
- [Altaf2011] Khurram Altaf, V. R. Raghavan et A. M A Rani. *Comparative thermal analysis of circular and profiled cooling channels for injection mold tools*. Journal of Applied Sciences, vol. 11, no. 11, pages 2068–2071, 2011.
- [Ansys2016] Ansys. *Using ACT to Customize ANSYS Products and Simulation Workflows : A User ' s Guide to Creating Business-Specific Apps*. Rapport technique, Ansys, 2016.
- [Arkema2016a] Arkema. *HexFlow RTM6*. Rapport technique, Arkema, 2016.
- [Arkema2016b] Arkema. *Jarytherm Heat transfer fluids*. Rapport technique, Arkema, 2016.
- [Arkema2016c] Arkema. *The innovative resins for thermoplastic composites*. Rapport technique, Arkema, 2016.
- [Asker2014] Mustafa Asker, Oguz Emrah Turgut et Mustafa Turhan Coban. *A Review of Non Iterative Friction Factor Correlations for the Calculation of Pressure Drop in Pipes*. Bitlis Eren University Journal of Science and Technology, vol. 4, no. 1, pages 1–8, 2014.
- [Asproiu2007] Sorin Asproiu et Eugen Strajescu. *Influence of mold properties on the quality of molded parts*. UPB Scientific Bulletin, Series D : Mechanical Engineering, vol. 69, no. 3, pages 39–46, 2007.
- [Boinot1991] Boinot Boinot et Alain Gurliat. *Moulage par injection de résine à basse pression ou procédé RTM*. Rapport technique, Institut National Supérieur de Chimie Industrielle de Rouen, 1991.
- [Bonte2008] M. H.A. Bonte, A. H. Van Den Boogaard et J. Huétink. *An optimisation strategy for industrial metal forming processes : MModelling, screening and solving of optimisation problems in metal forming*. Structural and Multidisciplinary Optimization, vol. 35, no. 6, pages 571–586, 2008.
- [Clemente2018] Miguel R. Clemente et Miguel R. Oliveira Panão. *Introducing flow architecture in the design and optimization of mold inserts cooling systems*. International Journal of Thermal Sciences, vol. 127, no. December 2017, pages 288–293, 2018.

- [Collomb2017a] Jean Collomb, Pascale Balland, Pascal Francescato, Yves Gardet, David Leh et Philippe Saffré. *Thermo-mechanical simulations for the comparison of heating channels geometries for composite material injection tools*. Applied Thermal Engineering, vol. 126, pages 204–211, 2017.
- [Collomb2017b] Jean Collomb, Pascale Balland, Pascal Francescato, Philippe Saffré, David Leh, Jean Collomb, Pascale Balland, Pascal Francescato et Philippe Saffré. *Comparaison topologique de canaux de chauffe d'outillages d'injection pour les matériaux composites*. In Journées Nationales sur les Composites, page 10, Champs-sur-Marne, 2017.
- [Collomb2018a] Jean Collomb, Pascale Balland, Pascal Francescato, Yves Gardet, David Leh et Philippe Saffré. *Thermomechanical Optimization of an Innovative Low Mold with rectangular heating channels*. In ECCM18 - 18th European Conference on Composite Materials, page 8, Athens, 2018.
- [Collomb2018b] Jean Collomb, Pascale Balland, Pascal Francescato, Yves Gardet, David Leh et Philippe Saffré. *Validation of a low inertia mold with rectangular heating channels for injection process*. In FPCM14 - 14th International Conference on Flow Processes in Composite Materials, page 2, Lulea, 2018.
- [CT12017] CT1. *FlexCell*, 2017.
- [David2013] Louis David. *Stratégie Matériaux Automobile pour les années à venir-Enjeux et perspectives des nouveaux matériaux*. Rapport technique, PSA Peugeot Citroën, 2013.
- [Davis1999] Lawrence David Davis, Kenneth De Jong, Michael D. Vose et L. Darrell Whitley, editeurs. Evolutionary Algorithms, volume 111 of *The IMA Volumes in Mathematics and its Applications*. Springer New York, New York, NY, 1 edition, 1999.
- [El Becaye Maiga2005] Sidi El Becaye Maiga, Samy Joseph Palm, Cong Tam Nguyen, Gilles Roy et Nicolas Galanis. *Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows*. International Journal of Heat and Fluid Flow, vol. 26, no. 4 SPEC. ISS., pages 530–546, 2005.
- [Elend2016] Lutz-Eike Elend. *The use of carbon composites for automotive applications - Opportunities and challenges*. Rapport technique, BMW group, 2016.
- [Elit2001] Elit. *Monolux 500*. Rapport technique, ELIT, 2001.
- [Feigenblum2012] José Feigenblum. *Chauffage de moule par induction . Quelles améliorations pour l' injection des TP ?* Rapport technique, Roctool, 2012.
- [Fernandes de Mello2018] Rodrigo Fernandes de Mello et Moacir Antonelli Ponti. *Machine Learning*. Springer International Publishing, Cham, 2018.
- [Ferreira2003] J. C. Ferreira et A. Mateus. *Studies of rapid soft tooling with conformal cooling channels for plastic injection moulding*. Journal of Materials Processing Technology, vol. 142, no. 2, pages 508–516, 2003.

-
- [Fisher1925] R.A. Fisher. *Statistical methods for research workers*. Edinburgh Oliver & Boyd, 1925.
- [Geiger2011] Oliver Geiger et Dennis Schmidt. *Compression RTM - A new process for manufacturing high volume continuous fiber reinforced composites*. Rapport technique, Fraunhofer KIT, 2011.
- [Guilong2010] Wang Guilong, Zhao Guoqun, Li Huiping et Guan Yanjin. *Analysis of thermal cycling efficiency and optimal design of heating/cooling systems for rapid heat cycle injection molding process*. *Materials and Design*, vol. 31, no. 7, pages 3426–3441, 2010.
- [Hexcel2013] Hexcel. *HexPly Prepreg Technology*. Rapport technique, Hexcel, 2013.
- [Hill1963] R. Hill. *Elastic Properties of Reinforced Solids : Some Theoretical Principles*, 1963.
- [Holland1962] John H. Holland. *Outline for a Logical Theory of Adaptive Systems*. *Journal of the ACM*, vol. 9, no. 3, pages 297–314, 1962.
- [Hollister1992] S. J. Hollister et N. Kikuchi. *A comparison of homogenization and standard mechanics analyses for periodic porous composites*. *Computational Mechanics*, vol. 10, no. 2, pages 73–95, 1992.
- [Idel'cik1986] I.E. Idel'cik. *Mémento des pertes de charges*. Eyrolles, 3^e édition, 1986.
- [INPI2010] INPI. *Bulletin officiel de la propriété industrielle*. Rapport technique, Institut national de la propriété industrielle, 2010.
- [INPI2014] INPI. *Bulletin officiel de la propriété industrielle*. Rapport technique, Institut national de la propriété industrielle, 2014.
- [International Energy Agency2016] International Energy Agency. *Key World Energy Statistics 2016*. Rapport technique, International Energy Agency, 2016.
- [Internationale2017] Organisation de l'Aviation Civile Internationale. *Le Conseil de l'OACI adopte une nouvelle norme d'émissions de CO₂ pour les avions*. Rapport technique, OACI, 2017.
- [Jacquinet2001] Pierre Jacquinet. *Moulage par compression des SMC polyesters et phénoliques*. Rapport technique, Legrand SA, 2001.
- [Jahan2017] Suchana A. Jahan, Tong Wu, Yi Zhang, Jing Zhang, Andres Tovar et Hazim Elmounayri. *Thermo-mechanical Design Optimization of Conformal Cooling Channels using Design of Experiments Approach*. *Procedia Manufacturing*, vol. 10, pages 898–911, 2017.
- [James2014] Allan James, Rainer Koeniger, Ali Siddiqui, Dave Bank, Hein Koelman et Peter Cate. *High Speed RTM Materials and processing technology advancements for affordable lightweight composites*. Rapport technique, Dow, 2014.
- [Juras2010] Laurent Juras. *Les composites thermoplastiques - Une opportunité de matériaux légers, performants, durables et recyclables*. Rapport technique, CETIM, Technocampus, 2010.
-

- [Kitayama2017] Satoshi Kitayama, Hiroyasu Miyakawa, Masahiro Takano et Shuji Aiba. *Multi-objective optimization of injection molding process parameters for short cycle time and warpage reduction using conformal cooling channel*. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, vol. 88, no. 5-8, pages 1735–1744, 2017.
- [Kitayama2018] Satoshi Kitayama, Kanako Tamada, Masahiro Takano et Shuji Aiba. *Numerical optimization of process parameters in plastic injection molding for minimizing weldlines and clamping force using conformal cooling channel*. Journal of Manufacturing Processes, vol. 32, no. July 2017, pages 782–790, 2018.
- [Kozaczuk2016] Konrad Kozaczuk. *Automated Fiber Placement Systems Overview*. Transactions of the Institute of Aviation, vol. 245, no. 4, pages 52–59, 2016.
- [Largarde2012] Arnaud Largarde. *Fiche Technique Thermorégulateur SISE XH100*. Rapport technique, SISE, 2012.
- [Leahy2017] John Leahy. *Growing Horizons-Global market forecast*. Rapport technique, Airbus, 2017.
- [Leh2013] D. Leh. *Optimisation du dimensionnement d'un réservoir composite type IV pour stockage très haute pression d'hydrogène*. Thèse de Doctorat, Grenoble Alpes, 2013.
- [Leh2015] D. Leh, B. Magneville, P. Saffré, P. Francescato, R. Arrieux et S. Villalonga. *Optimisation of 700 bar type IV hydrogen pressure vessel considering composite damage and dome multi-sequencing*. International Journal of Hydrogen Energy, vol. 40, no. 38, pages 13215–13230, 2015.
- [Lévy1988] E Lévy et F L Lionnais. *Dictionnaire de physique*. Les Grands Dictionnaires des Presses Universitaires de France. Presses universitaires de France, 1988.
- [Li2009] Xi Ping Li, Guo Qun Zhao, Yan Jin Guan et Ming Xing Ma. *Optimal design of heating channels for rapid heating cycle injection mold based on response surface and genetic algorithm*. Materials and Design, vol. 30, no. 10, pages 4317–4323, 2009.
- [Li2018] Jiquan Li, Taidong Li, Xiang Peng, Feng Liu, Hangchao Zhou et Shaofei Jiang. *Optimal design of heating system for electrical rapid heat cycle mold based on multi-objective optimization, multiple-attribute decision-making, and conformal design theory*. Advances in Mechanical Engineering, vol. 10, no. 8, page 168781401878950, 2018.
- [Liraut2014] Gérard Liraut. *Composite Materials : A future for Automotive Industries ?* Rapport technique, Renault, 2014.
- [long Wang2014] Gui long Wang, Guo qun Zhao et Xiao xin Wang. *Heating/cooling channels design for an automotive interior part and its evaluation in rapid heat cycle molding*. Materials and Design, vol. 59, pages 310–322, 2014.
- [M2P2016] IRT M2P. *IRT M2P - Projets composites*, 2016.

-
- [Marzano2014] Marc Marzano. *Les Matériaux Composites*. Rapport technique, Association Nationale pour la Formation Automobile, 2014.
- [Massol2009] Jerome Massol. *Comment intégrer design industriel et contraintes mécaniques dans le développement de vos boîtiers électroniques ?* Rapport technique, Ecole des mines d'Ales, Ales, 2009.
- [Mikael2007] Chailly Mikael. *Influence des traitements de surface de moule dans le procédé d'injection - moulage. Application aux défauts d'aspect*. Thèse de Doctorat, Université de Lyon, 2007.
- [Morini2005] Gian Luca Morini. *Viscous heating in liquid flows in micro-channels*. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 48, no. 17, pages 3637–3647, 2005.
- [Müller-Steinhagen2016] H. Müller-Steinhagen. *HEAT TRANSFER COEFFICIENT. A-to-Z Guide to Thermodynamics, Heat and Mass Transfer, and Fluids Engineering*, page 2016, 2016.
- [Nian2015] Shih-Chih Nian, Chih-Yang Wu et Ming-Shyan Huang. *Warpage control of thin-walled injection molding using local mold temperatures*. International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 61, pages 102–110, 2015.
- [Paris2011] Christophe Paris. *Etude et Modélisation de la Polymérisation Dynamique de Composites à Matrice Thermodurcissable*. Thèse, page 168, 2011.
- [Park1998] S J Park et T H Kwon. *Optimal cooling system design for the injection molding process*. Polymer Engineering & Science, vol. 38, no. 9, pages 1450–1462, 1998.
- [Park2014] Hong Seok Park et Trung Thanh Nguyen. *Optimization of injection molding process for car fender in consideration of energy efficiency and product quality*. Journal of Computational Design and Engineering, vol. 1, no. 4, pages 256–265, 2014.
- [Park2017] Hong Seok Park et Xuan Phuong Dang. *Development of a Smart Plastic Injection Mold with Conformal Cooling Channels*. Procedia Manufacturing, vol. 10, pages 48–59, 2017.
- [Parmilleux2016] Parmilleux. *Fiche Technique TPC SISE*. Rapport technique, SISE, 2016.
- [Pistoresi2015] Cyril Pistoresi, Yilin Fan et Lingai Luo. *Numerical study on the improvement of flow distribution uniformity among parallel mini-channels*. Chemical Engineering and Processing : Process Intensification, vol. 95, pages 63–71, 2015.
- [Polak1997] Elijah Polak. Optimization, volume 124 of *Applied Mathematical Sciences*. Springer New York, New York, NY, 1^e édition, 1997.
- [Qiao2006] H. Qiao. *A systematic computer-aided approach to cooling system optimal design in plastic injection molding*. International Journal of Mechanical Sciences, vol. 48, no. 4, pages 430–439, 2006.
-

- [Quickstep2015] Quickstep. *Quickstep : An Out-of-Autoclave Innovation for Advanced Composites Fabrication*. Rapport technique, Quickstep, 2015.
- [Raatikainen2011] R Raatikainen, R Nousiainen, K Österberg, G Riddone, A Samochkine et D Gudkov. *APPLYING ONE -DIMENSIONAL FLUID THERMAL ELEMENTS INTO A 3D CLIC ACCELERATING STRUCTURE*. Rapport technique August 2010, CERN, Geneva, 2011.
- [Rosato2000] D.V. Rosato et Marlene G. Rosato. *Injection Molding Handbook*. Springer US, 3 edition, 2000.
- [Roux2011] Emile Roux. *Assemblage mécanique : stratégies d'optimisation des procédés et d'identification des comportements mécaniques des matériaux*. Thèse de Doctorat, Paris Tech, 2011.
- [Ruder2016] Sebastian Ruder. *An overview of gradient descent optimization algorithms*. CoRR, sep 2016.
- [Sachs2016] Emanuel Sachs, Samuel Allen, Michael Cima, Edward Wyllon et Honglin Gu. *Production of Injection Molding Tooling With Conformal Cooling Channels Using the Three Dimensional Printing Process Production of Injection Molding Tooling with Conformal Cooling Channels using The Three Dimensional Printing Process*. POLYMER ENGINEERING AND SCIENCE, vol. 40, no. MAY 2000, 2016.
- [Savitzky1964] Abraham Savitzky et Marcel J.E. Golay. *Smoothing and Differentiation of Data by Simplified Least Squares Procedures*. Analytical Chemistry, vol. 36, no. 8, pages 1627–1639, 1964.
- [SFIP2016] SFIP. *L'IRT M2P déploie ses plateformes pour la mise en forme de composites à haute cadence*. Rapport technique, Société Française des Ingénieurs des Plastiques, 2016.
- [Shayfull2013] Z. Shayfull, S. Sharif, Azlan Mohd Zain, R. Mohd Saad et M. A. Fairuz. *Milled groove square shape conformal cooling channels in injection molding process*. Materials and Manufacturing Processes, vol. 28, no. 8, pages 884–891, 2013.
- [Shayfull2014] Z. Shayfull, S. Sharif, Azlan Mohd Zain, M. F. Ghazali et R. Mohd Saad. *Potential of conformal cooling channels in rapid heat cycle molding : A review*. Advances in Polymer Technology, vol. 33, no. 1, 2014.
- [SHELL2015] SHELL. *Fiche Technique SHELL OIL S2*. Rapport technique, SHELL, 2015.
- [SISE2017] SISE. *Thermorégulation outillages*, 2017.
- [Solutia2017] Solutia. *Fiche Technique Therminol D12*. Rapport technique, Solutia, 2017.
- [Taguchi1978] G Taguchi. *Off-Line and On-line Quality Control Systems*. proceedings of International Conference on Quality Control, 1978.
- [Tang1993] Boxin Tang. *Orthogonal array-based latin hypercubes*. Journal of the American Statistical Association, vol. 88, no. 424, pages 1392–1397, 1993.

-
- [Tang1997] Li Q. Tang, Constantin Chassapis et Souran Manoochehri. *Optimal cooling system design for multi-cavity injection molding*. Finite Elements in Analysis and Design, vol. 26, no. 3, pages 229–251, 1997.
- [Theodore L.2011] Bergman Theodore L. et Incropera Frank P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. John Wiley & Sons, 7 edition, 2011.
- [Thévenin2015] Roland Thévenin. *Composites in Airbus-A long story of innovations and experiences*. Rapport technique, Airbus, 2015.
- [Thome2004] J. R. Thome, V. Dupont et A. M. Jacobi. *Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part I : Presentation of the model*. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 47, no. 14-16, pages 3375–3385, 2004.
- [Tinsson2010] Walter Tinsson. Plans d'expérience : constructions et analyses statistiques, volume 67 of *Mathématiques et Applications*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2010.
- [TKM2016] TKM. *TKM 1.2311*. Rapport technique, ThyssenKrupp Materials France, 2016.
- [UE Commission2012] UE Commission. *Further CO 2 emission reductions from cars and vans : a win-win for the climate , consumers , innovation and jobs*. Rapport technique July, Union Européenne, 2012.
- [UE Commission2016] UE Commission. *RÈGLEMENT (UE) 2016/646 DE LA COMMISSION du 20 avril 2016 portant modification du règlement (CE) n.* Rapport technique, Union Européenne, 2016.
- [Wang2007] G. Gary Wang et S. Shan. *Review of Metamodeling Techniques in Support of Engineering Design Optimization*. Journal of Mechanical Design, vol. 129, no. 4, page 370, 2007.
- [Wang2011] Guilong Wang, Guoqun Zhao, Huiping Li et Yanjin Guan. *Multi-objective optimization design of the heating/cooling channels of the steam-heating rapid thermal response mold using particle swarm optimization*. International Journal of Thermal Sciences, vol. 50, no. 5, pages 790–802, 2011.
- [Wang2012] Jian Wang et Qianchao Mao. *Methodology Based on the PVT Behavior of Polymer for Injection Molding*. Advances in Polymer Technology, vol. 32, no. 2013, pages 474–485, 2012.
- [Wang2014] Guilong Wang, Guoqun Zhao et Xiaoxin Wang. *Development and evaluation of a new rapid mold heating and cooling method for rapid heat cycle molding*. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 78, pages 99–111, 2014.
- [Wang2015] Yu Wang, Kai Min Yu et Charlie C L Wang. *Spiral and conformal cooling in plastic injection molding*. CAD Computer Aided Design, vol. 63, pages 1–11, 2015.
- [Warrier2002] Gopinath R. Warrier, Vijay K. Dhir et Leslie A. Momoda. *Heat transfer and pressure drop in narrow rectangular channels*. Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 26, no. 1, pages 53–64, 2002.
-

- [Wei2015a] Min Wei, Yilin Fan, Lingai Luo et Gilles Flamant. *CFD-based evolutionary algorithm for the realization of target fluid flow distribution among parallel channels*. Chemical Engineering Research and Design, vol. 100, pages 341–352, 2015.
- [Wei2015b] Min Wei, Yilin Fan, Lingai Luo et Gilles Flamant. *CFD-based evolutionary algorithm for the realization of target fluid flow distribution among parallel channels*. Chemical Engineering Research and Design, vol. 100, pages 341–352, 2015.
- [Xia2015] Chenhui Xia, Jianzhong Fu, Jintao Lai, Xinhua Yao et Zichen Chen. *Conjugate heat transfer in fractal tree-like channels network heat sink for high-speed motorized spindle cooling*. Applied Thermal Engineering, vol. 90, pages 1032–1042, 2015.
- [Xiao2016] Cheng Long Xiao, Han Xiong Huang et Xing Yang. *Development and application of rapid thermal cycling molding with electric heating for improving surface quality of microcellular injection molded parts*. Applied Thermal Engineering, vol. 100, pages 478–489, 2016.
- [Xu2009] Ronald Xu et Emanuel Sachs. *Rapid thermal cycling with low thermal inertia tools*. Polymer Engineering & Science, vol. 47, pages 21–25, 2009.
- [Xuan2000] Y Xuan et Q Li. *Heat transfer enhancement of nanofluids*. International Journal of heat and fluid flow, vol. 21, no. 1, pages 58–64, 2000.
- [Yao2002] Donggang Yao et Byung Kim. *Development of rapid heating and cooling systems for injection molding applications*. Polymer Engineering & Science, vol. 42, no. 12, pages 2471–2481, 2002.
- [Yu2010] Xinjie Yu et Mitsuo Gen. *Introduction to Evolutionary Algorithms*. Decision Engineering. Springer London, London, 1 edition, 2010.

Table des figures

1.1	Prévisions nouveaux avions [Leahy2017]	8
1.2	Principaux leviers pour la réduction du CO_2 dans l'automobile [Leahy2017]	9
1.3	Consommation de Pétrole [International Energy Agency2016]	10
1.4	Comparaison des procédés de mise en œuvre des matériaux composites	11
1.5	Schéma de principe SMC-BMC (gauche), RTM (centre) et Autoclave (droite)	12
1.6	Principales technologies Heat & Cool	14
1.7	Illustration du principe d'outillage MATTE	16
1.8	Principaux travaux de recherche pour la mise en œuvre des composites [Liraut2014]	17
1.9	Domaines de recherche et principaux acteurs [Liraut2014]	17
1.10	FlexCell - Ligne automatisée [CT12017]	19
1.11	Comparaison entre des canaux conventionnels et des canaux conformables	23
1.12	Démarche de recherche	26
2.1	Thermorégulateur SISE et schéma de principe	35
2.2	Système outillage-thermorégulateur	36
2.3	Détermination du point de fonctionnement	36
2.4	Coudes à parois concentriques	38
2.5	Démarche pour la détermination du coefficient convectif \bar{h}	40
2.6	Régulation typique d'un PID	41
2.7	Fonctionnement PID	41
2.8	Fonction du double PID	42
2.9	Démarche outils-métier	44
2.10	Exemples de résultats issus de FLUIDE1	45
2.11	Démarche de fonctionnement de FLUIDE1	46
2.12	Modélisation VER - THERM1	48
2.13	Exemples de résultats issus de THERM1	49
2.14	Démarche de fonctionnement de THERM1	50
2.15	Modélisation VER - THERM2	51
2.16	Exemple animé de résultats thermiques issus de THERM2 (Adobe reader 10 minimum requis)	52
2.17	Modèle MECA1	54
3.1	Exemple d'outillage plan MATTE	58
3.2	Canaux droits traditionnels (gauche) - Canaux conformables (droite)	59
3.3	Exemple de réseau de canaux pour la circulation du fluide caloporteur	60
3.4	Exemple de géométrie de canaux	60
3.5	Exemple peau chauffante plane (vue en coupe)	61
3.6	Mise en œuvre de l'isolant par usinage (gauche) et par coulée (droite)	63
3.7	VER MATTE – a : outillage MATTE – b : Motif – c : VER avec symétrie	64
3.8	Modélisation VER MATTE - THERM1	65
3.9	Comparaison des modèles circulaire (a) et rectangulaire (b) avec $H = 20, 16, 12$ ou 8 mm	67

3.10	Processus pour la détermination des dimensions des canaux rectangulaires	68
3.11	Comparaison des temps de chauffe en fonction de l'altitude des canaux	71
3.12	Comparaison du ΔT en fonction de l'altitude des canaux	72
3.13	Evolution typique des température dans le composite (Ici : Modèle rectangulaire - H = 20 mm)	72
3.14	Comparaison des champs de températures pour les altitudes H égales de 20 mm, 16 mm, 12 mm, 8 mm	73
3.15	Comparaison du déplacement de l'empreinte du moule entre le modèle circulaire et le modèle rectangulaire pour différentes altitudes des canaux	75
3.16	Champs de déplacements dans les modèles circulaires et rectangulaires pour les altitudes H égales de 20 mm, 16 mm, 12 mm, 8 mm	75
3.17	Modèle de référence (à gauche) et modèle MATTE (à droite)	77
3.18	Températures au cours du temps – étude réduction masse	79
3.19	Résultats thermiques pour différentes technologies de chauffe	82
4.1	Outillage de référence (à gauche) - Canaux de chauffe (à droite)	90
4.2	Outillage innovant MATTE (à gauche) - Canaux de chauffe (à droite)	90
4.3	Outillage innovant – Vue de la structure interne (a) peau chauffante, (b) isolant, (c) peau extérieure	91
4.4	Cycle de température	91
4.5	Position des thermocouples pour l'outillage MATTE (à gauche) et l'outillage de référence (à droite)	92
4.6	Montage expérimental	92
4.7	Evolution des températures en surface moulante - Outillage de référence	94
4.8	Evolution des températures en surface moulante - Outillage innovant	95
4.9	Modélisation outillage innovant - VER 2D	96
4.10	Températures moyennes - Comparaison simulation-expérimental	98
4.11	Températures empreinte - Comparaison simulation-expérimental	98
4.12	Comparaison des températures moyennes en surface moulante - outillage de référence, innovant et simulation	99
4.13	Interpolation du champ de température expérimental typique en surface moulante -a- outillage de référence, -b- moule innovant et -c- champ de température numérique dans le moule innovant	99
4.14	Dimensions principales de la peau chauffante du démonstrateur industriel	101
4.15	Constitution de la peau chauffante	102
4.16	Vues dynamiques de l'outillage démonstrateur industriel, activez les formulaires et cliquez sur l'image si nécessaire pour charger la visualisation; les zooms et translations sur la CAO sont disponibles.	102
4.17	Position des thermocouples dans le moule	103
4.18	Montage expérimental	104
4.19	Résultats température - démonstrateur industriel	105
4.20	Résultats vitesse - démonstrateur industriel	106
4.21	Résultats ΔT - démonstrateur industriel	107
4.22	ΔT_{fluide} en fonction de v_{fluide} - démonstrateur industriel	108
5.1	Modélisation de l'outillage de référence massif	114
5.2	Stratégie globale d'optimisation	115
5.3	Modèles pour l'optimisation circulaire -a- et rectangulaire -b-	116
5.4	Outillage à faible inertie thermique avec canaux de chauffe rectangulaires et modélisation VER	117

5.5	Comparaison entre -a- la structure massive de référence et les modèles optimisés -b- circulaire eau, -c- rectangulaire eau, -d- circulaire huile et -e- rectangulaire huile	121
5.6	Comparaison des temps de chauffe	123
5.7	Comparaison des temps de chauffe	125
5.8	Processus pour la création de la base de données	130
5.9	Principe de fonctionnement de l’outil d’aide à la décision	132
5.10	Principe de fonctionnement de l’outil d’aide à la décision	133
5.11	Puissance thermorégulateur rapportée à la masse totale à chauffer en fonction du temps de chauffe, -a- SHELL, -b- Therminol et -c- Eau	135
5.12	Ecart de température ΔT en fonction du temps de chauffe t , -a- surface = $0,5 m^2$, -b- surface = $1 m^2$ et -c- surface = $2 m^2$	138
5.13	Démarche globale	145
A.1	Exemples d’extrema globaux et locaux	XXVIII
A.2	Principales méthodes d’optimisation	XX
A.3	Illustration de gradients associés à une fonction	XXI
A.4	Illustration méthode du gradient	XXII
A.5	Exemple type de fonctionnement d’un algorithme évolutionnaire	XXIV
A.6	Démarche de fonctionnement général du machine learning	XXV
A.7	Exemple de métamodèle	XXVIII
B.1	Modélisation de l’outillage et du composite	XXXI
B.2	Diffusion de la chaleur jusqu’à point froid du composite	XXXIII
B.3	évolution -a- du temps de chauffe, -b- de la vitesse de chauffe dans le composite, -c- de l’écart de température dans l’épaisseur du composite entre les canaux	XXXV
B.4	Profils de vitesse et profils de coefficient convectifs associés	XXXVIII
B.5	Profil elliptique du coefficient convectif	XXXIX
B.6	Modélisation éléments finis - VER 2D thermique	XL
B.7	Evolution typique de la température du point froid de la surface moulante – Ici : acier 1.2312	XLII
B.8	Evolution typique du ΔT de la surface moulante – Ici : acier 1.2312	XLIV
B.9	Evolution de l’erreur relative - temps de chauffe	XLIV
B.10	Evolution de l’erreur relative - ΔT	XLV
C.1	Exemple de système câble	L
C.2	Géométrie d’étude	LII
C.3	Eprouvettes de traction - Isolants techniques	LIV
C.4	Banc d’essai - Contrôle du déplacement par caméra	LV
C.5	Exemple de fonctionnement sur un modèle d’outillage 3D	LVI
C.6	Exemple de modèle 3D intégrant un élément FLUID116 - Cas d’un échangeur thermique	LVII

Liste des tableaux

1.1	Caractéristiques SMC-BMC, RTM et Autoclave	12
1.2	Comparatif des technologies de chauffe d'outillages	13
1.3	Principales technologies Heat & Cool	14
1.4	Principales technologies Heat & Cool	15
1.5	Solutions potentielles aux inconvénients de la chauffe par fluide caloporteur	22
2.1	Nombre de Nusselt en régime laminaire – tube rectangulaire de section a.b	39
2.2	Action double PID - Phase de chauffe	42
3.1	Comparaison méthodes de mise en œuvre de la peau mince	62
3.2	Propriétés matériaux et épaisseurs	66
3.3	Comparaison des temps de chauffe pour différentes altitudes H de canaux	70
3.4	Comparaison des écarts de température pour différentes altitudes H de canaux	70
3.5	Comparaison des déplacements de la surface moulante pour différentes altitudes H de canaux	74
3.6	Caractéristiques outillages pour une empreinte de moulage de 500 x 500 x 3 mm ³	77
3.7	Résultats comparatifs outillage massif et outillage MATTE	78
3.8	Résultats comparatifs outillage massif et outillage MATTE	81
3.9	Nombre de Biot moyen	81
3.10	Résultats comparatifs pour différentes technologies de chauffe	83
3.11	Résultats comparatifs pour un double système de chauffe	84
3.12	Résultats comparatifs pour les deux sections rectangulaires	85
4.1	Caractéristiques outillage de référence	89
4.2	Propriétés matériaux	89
4.3	Résultats comparatifs - outillage de référence et outillage MATTE	93
4.4	Résultats expérimentaux et numériques – outillage innovant	97
4.5	Résultats thermiques - démonstrateur industriel	109
5.1	Résultats thermomécaniques de l'outillage de référence massif	115
5.2	Variables et critères d'optimisation	117
5.3	Coefficients de corrélation des métamodèles	119
5.4	Principaux termes influents pour chaque métamodèle	120
5.5	Paramètres géométriques optimaux	121
5.6	Résultats thermomécaniques pour les modèles optimisés	122
5.7	Dimensions et masses des blocs acier pour les moules	126
5.8	Comparaison des énergies thermiques durant la phase de chauffe	126
5.9	Paramètres géométriques optimisés	127
5.10	Résultats thermomécaniques	127
5.11	Géométrie issue de la base de données et ajustements du bureau d'étude (BE)	134
5.12	Prédictions et vérifications thermomécaniques	134
A.1	Principaux types de problème d'optimisation	XIX

A.2	Caractéristiques et possibilités pour chaque catégorie d'optimisation	XXV
B.1	Chargements thermiques	XXXI
B.2	Moyennes et écarts-types - 12 kW	XXXII
B.3	Moyennes et écarts-types - 40 kW	XXXII
B.4	Résultats thermiques	XLI
B.5	Erreurs relatives - modèle h elliptique vs h constant	XLIII
C.1	Comparaison des différentes technologies de mise en œuvre étudiées	LIII



Annexe 1 : Bibliographie optimisation

L'optimisation de structure est une tâche généralement coûteuse et complexe en temps de calculs. L'objectif de cette annexe est de présenter de manière synthétique les principales méthodes d'optimisation, leurs avantages et inconvénients, vis-à-vis de la problématique et du modèle. Suite à cela, il a été retenu pour l'optimisation du concept MATTE de faire appel à une méthode de métamodélisation et d'un algorithme génétique.

A.1 Définitions

Un rappel des principales définitions liées au domaine de l'optimisation est présenté ci-après.

Heuristique :

Qui procède par approches successives en éliminant progressivement les alternatives et en ne conservant qu'une gamme restreinte de solutions tendant vers celle qui est optimale.

Méta-heuristique :

Dans le cadre des algorithmes d'optimisation, le terme « méta » a pour objectif de préciser le fait que la méthode est multi-heuristiques, c'est-à-dire qu'elle permet de réaliser une approche multi-optima.

Stochastique :

Qui relève du domaine de l'aléatoire, du calcul des probabilités.

Optimisation :

D'après le Centre National de Ressources Textuelles et Lexicales, l'optimisation peut être définie comme étant : « Le raisonnement ou calcul permettant de trouver les valeurs d'un ou plusieurs paramètres qui correspondent au maximum d'une fonction. » « Rendre optimal, donner à quelque chose les meilleures conditions d'utilisation, de fonctionnement, de rendement. »

Optima globaux et locaux : Pour un domaine d'étude défini, une fonction peut posséder des extrema globaux et locaux. Les extrema globaux sont les valeurs maximales ou minimales de la fonction sur le domaine d'étude, tandis que les extrema locaux sont les valeurs maximales ou minimales de la fonction sur un domaine d'étude restreint. Une illustration d'extrema locaux et globaux est présentée Figure A.1.

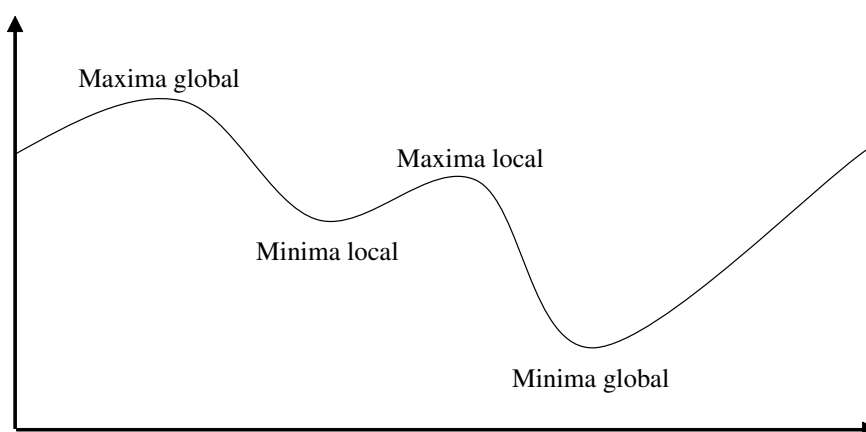


Figure A.1 – Exemples d'extrema globaux et locaux

Fonction objectif :

La fonction objectif d'un problème correspond à la réponse du produit/concept comme par exemple la consommation en carburant d'un véhicule en fonction de ses paramètres géométriques. L'objectif de l'optimisation est la minimisation ou la maximisation de la fonction objectif.

Fonction contrainte :

L'optimisation d'un problème peut également se voir imposer des conditions d'admissibilités de la

solution : des fonctions contraintes. Dans ce cas, l'optimisation consiste à minimiser ou maximiser la fonction objectif tout en garantissant le respect des contraintes fixées. Dans le cas d'une optimisation de la géométrie d'un véhicule, cela peut par exemple être : minimiser la consommation de carburant, avec pour contrainte de garantir une vitesse maximale du véhicule d'au moins 150 km/h.

A noter qu'il existe des contraintes explicites permettant de rejeter une solution sans avoir recours à la simulation de l'étude, comme par exemple : une étude avec le mélange de deux gaz explosifs n'est pas possible et pas acceptable. Il existe d'autre part des contraintes implicites nécessitant le calcul de la solution avant de statuer sur l'acceptabilité de l'étude, comme par exemple : une étude sur des paramètres géométriques d'une structure avec pour réponse le coefficient de traînée du produit.

Coût d'une étude :

L'optimisation d'un produit/concept est généralement réalisée analytiquement ou numériquement afin de minimiser ou de maximiser la réponse de la fonction objectif. Cette résolution peut être coûteuse en terme de : moyen humain, moyen matériel, moyen logiciel, temps de résolution, ... L'optimisation de la géométrie d'une poutre sous un chargement donné est par exemple peu coûteuse car il n'y a aucun besoin matériel et humain et le temps de résolution est court du fait qu'il s'agisse d'un problème analytique simple. En revanche, l'optimisation de la géométrie d'un véhicule est coûteuse car il est nécessaire de réaliser des simulations longues et complexes nécessitant des logiciels spécifiques et des ingénieurs qualifiés.

Types de problème :

Le Tableau A.1 présente une synthèse des différents types de problème d'optimisation en fonction du nombre de fonctions objectifs et contraintes.

Mono-objectif	Multi-objectif
Sans contrainte	Avec contraintes
Variables continues	Variables discrètes
Étude non coûteuse	Étude coûteuse

Tableau A.1 – Principaux types de problème d'optimisation

Il est possible pour des problèmes multi-objectif de ramener l'étude à une problématique mono-objective sous contraintes. Par exemple, la redéfinition du cahier des charges et l'affinement des objectifs peut permettre de passer d'un problème tel que : « minimiser la masse d'une poutre IPN et maximiser la rigidité de la poutre », à un problème tel que : « minimiser la masse d'une poutre IPN tout en ayant une flèche de moins de 1 mm ».

A.2 Principales méthodes d'optimisation

Les méthodes d'optimisation peuvent être classées en trois catégories principales présentées Figure A.2a, Figure A.2b et Figure A.2c dont la sélection doit être effectuée selon le type de problème rencontré. Pour de plus amples informations, de nombreuses reviews comparatives des

méthodes d'optimisation sont disponibles dans la bibliographie [Wang2007, Bonte2008].

Optimisation mathématique (méthodes du gradient)		
Newton	Pente la plus forte	Gradient conjugué
Quasi-Newton	Gauss-Newton	Sous-gradient

Méthodes itératives Solutions «exactes» Modèles haute fidélité
--

(a) Exemples de méthodes mathématiques

Algorithmes évolutionnaires et d'intelligence distribuée	
Algorithme génétique	Essaims particuliers (PSO)
Abeilles	Fourmi (ACO)

Méthodes heuristiques Solutions approchées Métamodèles
--

(b) Exemples d'algorithmes évolutionnaires

Machine Learning	
Supervisé	Non supervisé
Classification	Régression

Méthode d'apprentissage Solutions approchées Métamodèles par apprentissage
--

(c) Exemples de méthodes par machine learning

Figure A.2 – Principales méthodes d'optimisation

A.2.1 Optimisation mathématique

Les méthodes d'optimisation mathématiques sont généralement basées sur le calcul du gradient [Ruder2016, Polak1997], rappelées Figure A.3.

Ces méthodes fonctionnent généralement de manière itérative et dont la démarche consiste à estimer la fonction objectif $f(x)$ liée au système, puis à calculer le gradient $\nabla f(x)$ de cette dernière, c'est-à-dire les variations de la fonction objectif en fonction de la variation de ses paramètres. Ce type de méthode par gradient admet ainsi une condition d'optimalité qui est définie par l'équation A.1 suivante :

$$\nabla f(x) = 0 \tag{A.1}$$

Ainsi, l'optimisation consiste à faire tendre le gradient de la fonction objectif vers 0. Pour ce faire, le calcul du gradient permet de déterminer la direction de minimisation de la fonction objectif et donc de déterminer les études à réaliser par la suite pour minimiser $f(x)$. La direction de descente d en x est définie par l'équation A.2 suivante :

$$d \cdot \nabla f(x) < 0 \tag{A.2}$$

Après développement de Taylor à l'ordre 1 de l'équation A.2, il apparaît l'équation A.3 qu'il

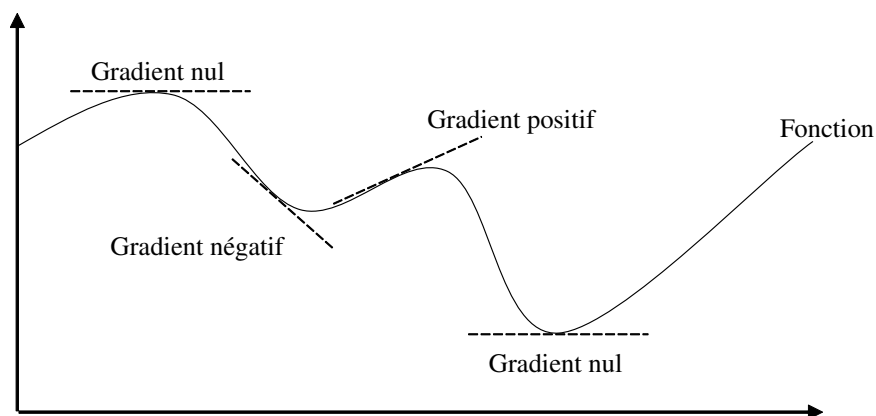


Figure A.3 – Illustration de gradients associés à une fonction

est possible de tendre vers la solution optimale par itération, avec $\lambda > 0$ et suffisamment petit.

$$f(x + \lambda \cdot d) < f(x) \quad (\text{A.3})$$

Pour résumer, la démarche qui est classiquement mise en place par ces méthodes est présentée ci-dessous et illustrée Figure A.4 :

1. Réalisation d'essais d'initialisation ;
2. Estimation de la fonction objectif notée : $f(x)$;
3. Calcul du gradient (ou de la matrice Hessienne pour certaines méthodes) noté : $\nabla f(x)$;
4. Détermination de la direction de minimisation ;
5. Réalisation de la nouvelle étude minimisant la fonction objectif ;
6. Répétition des actions 3 à 5 jusqu'à la convergence de la solution.

Ces méthodes consistent donc à l'évaluation du gradient de la fonction coût, nécessitant donc une fonction coût dérivable à l'ordre 1 et parfois aux ordres supérieurs pour le calcul de la matrice Hessienne par exemple.

Les différentes méthodes d'optimisation mathématiques se différencient essentiellement sur la manière de choisir la direction de descente d et du pas de descente λ .

Les algorithmes mathématiques de gradient présentent toutefois quelques limitations. La détermination du gradient de la fonction objectif peut s'avérer difficile et coûteuse en temps de calcul. De plus, ces algorithmes ne garantissent pas l'obtention d'une solution optimale et peuvent être piégés dans des optima locaux.

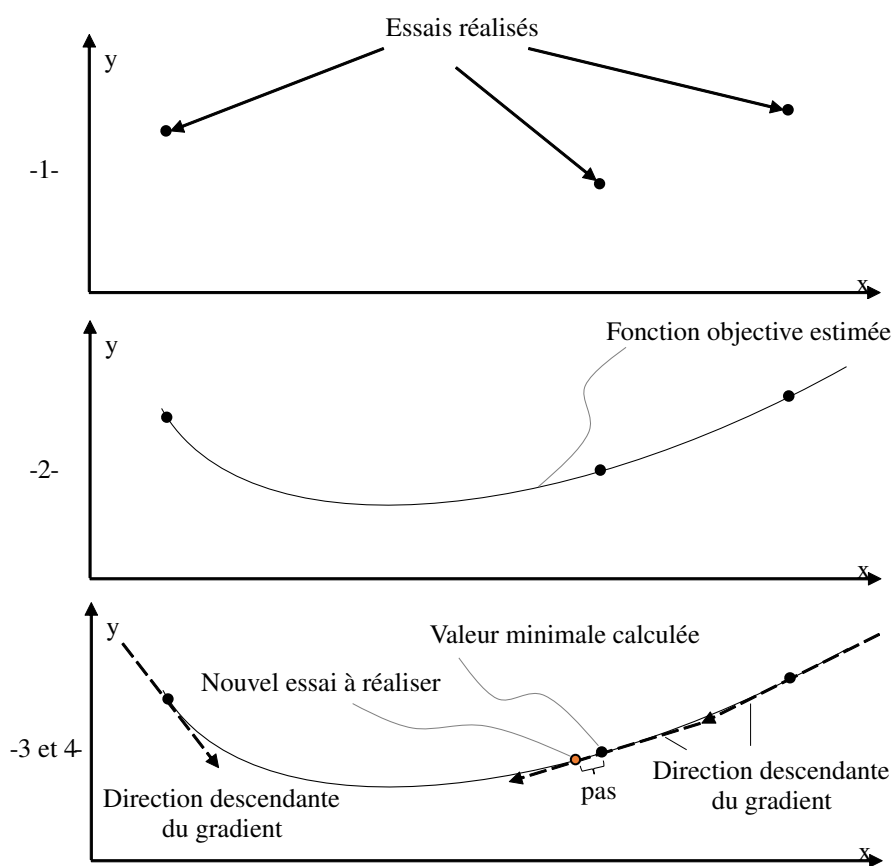


Figure A.4 – Illustration méthode du gradient

A.2.2 Algorithmes évolutionnaires et d'intelligence distribuée

La deuxième catégorie de méthode d'optimisation est considérée comme appartenant au domaine de l'intelligence artificielle et consiste en l'optimisation par des algorithmes généralement stochastiques et métaheuristiques. Les principaux algorithmes utilisés sont les algorithmes évolutionnaires et les algorithmes d'intelligence distribuée [Yu2010, Davis1999].

Algorithmes évolutionnaires (AE) :

Les algorithmes évolutionnaires sont basés sur les principes biologiques de l'évolution que sont : la reproduction, les mutations, la sélection, ... En biologie, il est admis que l'évolution d'une espèce résulte de modifications génétiques au cours des générations et de la transmission de ces informations génétiques d'une génération à l'autre. Les modifications du génome peuvent intervenir principalement de deux manières :

- Croisement du code génétique de deux individus : reproduction ;
- Changement aléatoire du code génétique d'un individu : mutation.

Généralement, les individus les mieux adaptés à leur environnement sont les plus résilients et leur reproduction est favorisée.

Le principe général de ce type d'algorithme est présenté à l'aide d'un exemple Figure A.5 dans lequel chaque individu (chaque solution potentielle au problème) présente des caractéristiques qui sont : le volume et la densité. Les étapes principales de l'optimisation par algorithme évolutionnaire sont :

- Création de manière aléatoire d'une population initiale i constituée de n individus ;
- Évaluation de la fonction objectif pour chaque individu ;
- Création de la nouvelle génération $i + 1$ avec des individus, issus de la reproduction des meilleurs individus de la génération i et d'individus ayant mutés ;
- Répétition des deux étapes précédentes jusqu'à la convergence vers une solution optimisée.

Algorithmes d'intelligence distribuée (ID) :

Les algorithmes d'intelligence distribuée consistent à étudier le comportement cohérent et parfois complexe d'une population, dans laquelle chaque individu est régi par des règles simples. Ce type de comportement peut s'avérer très efficace pour le développement d'une espèce et peut-être observé par exemple dans la nature avec l'étude des colonies de fourmis ou d'abeilles.

Par exemple, dans le cas de la recherche de nourriture par des fourmis, chaque individu cherche dans un premier temps de manière individuelle. Lors de la découverte de nourriture par un individu, celui-ci dépose sur son chemin des phéromones permettant d'indiquer aux autres individus la direction à suivre pour atteindre la source et qui laisseront par la suite eux aussi des phéromones. Une boucle de rétroaction positive est ainsi mise en place.

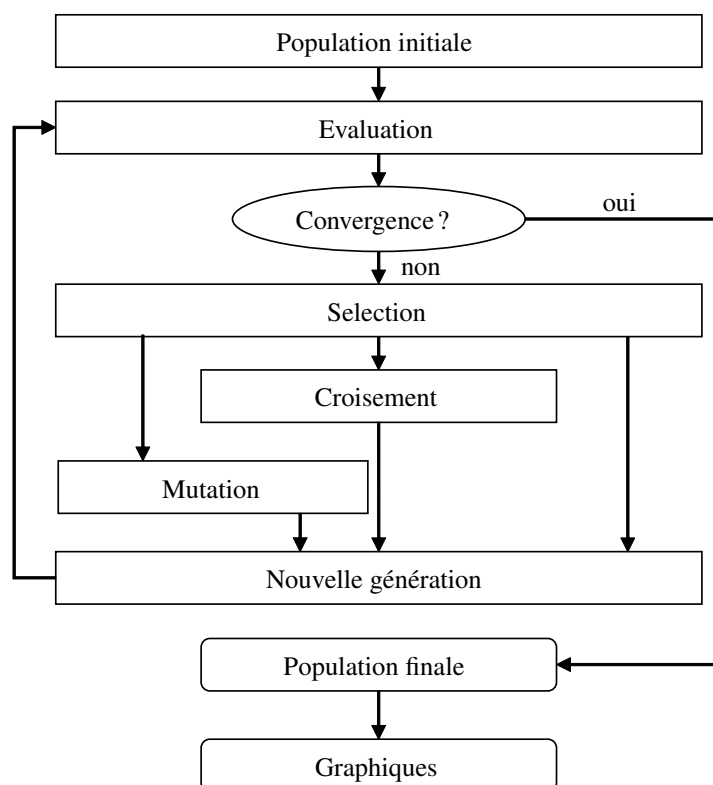


Figure A.5 – Exemple type de fonctionnement d’un algorithme évolutionnaire

A.2.3 Machine learning

La troisième catégorie de méthode d’optimisation, appartenant elle aussi au domaine de l’intelligence artificielle, repose sur l’apprentissage du script informatique pour une étude donnée, sans avoir été explicitement programmé pour cette tâche. Le machine learning consiste en l’étude d’un jeu de données conséquent réalisé en amont dans le but de mettre en évidence de manière autonome les caractéristiques principales de l’étude et les liens/interactions entre chacun des paramètres. Le but final est de pouvoir, selon la méthode employée, classer les données dans des catégories prédéfinies ou non (supervisées ou non supervisées), mettre en place un modèle de prédiction ou pouvant permettre l’optimisation. Cet apprentissage peut être réalisé par diverses méthodes : réseau de neurones, arbres de décision, . . . Les algorithmes d’optimisation peuvent faire appel aux méthodes mathématiques présentées précédemment : méthode du gradient, Newton. . . ou à des algorithmes spécifiques au machine learning : Surface Vector Machine, Stochastic Gradient Descent . . . [Fernandes de Mello2018]

La démarche générale du machine learning est présentée Figure A.6.

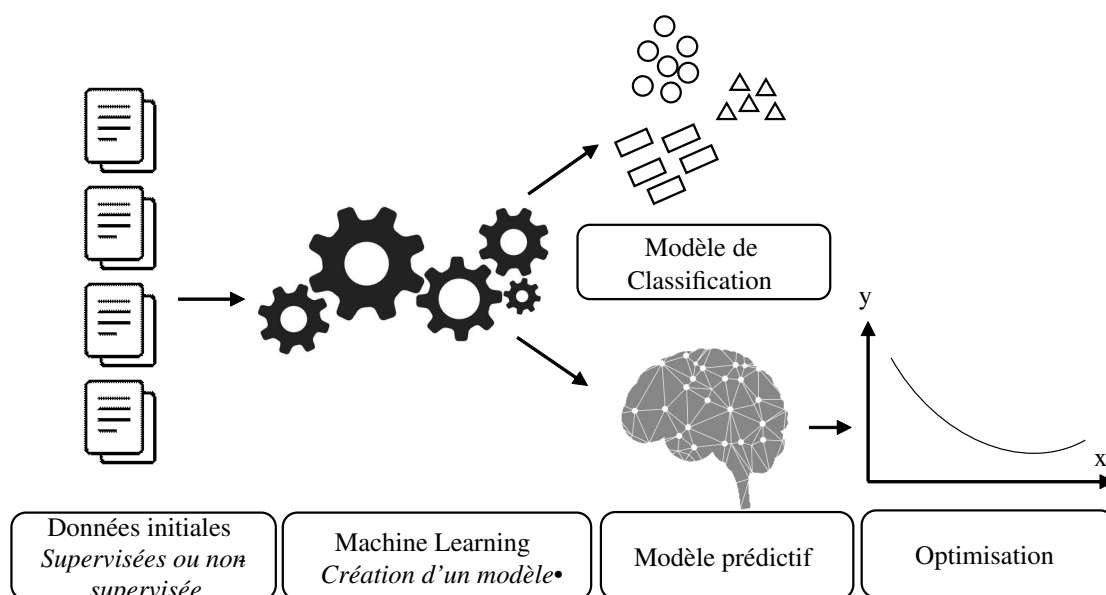


Figure A.6 – Démarche de fonctionnement général du machine learning

A.2.4 Synthèse

Une synthèse comparative des différentes méthodes d'optimisation et de leurs caractéristiques est présentée Tableau A.2.

	Mathématiques	AE et ID	Machine learning
Gestion multi-objectif	Possible	Possible	Possible
Gestion des contraintes	Possible	Possible	Possible
Sensibilité au maillage EF	Oui	Non	Non
Type de variables	Continues	Continues/Discrètes	Continues/Discrètes
Nature fonction coût	Dérivable - Continue	Quelconque	Quelconque
Précision résultat	Haute fidélité	Appoché	Appoché
Maxima locaux/globaux	Locaux	Globaux/Locaux	Globaux/Locaux
Avantages propres	Améliore la solution à chaque itération	Exploration et exploitation	Pas de programmation subjective par le programmeur
Inconvénients propres	Convergence parfois difficile	Création métamodèle fiable	Taille jeu de données initial Mise en oeuvre

Tableau A.2 – Caractéristiques et possibilités pour chaque catégorie d'optimisation

A.3 Les plans d'expériences

L'étude d'un produit/process peut faire intervenir de nombreux paramètres, parfois liés entre eux, rendant de ce fait l'analyse et l'optimisation complexes. Par exemple, la tenue d'un réservoir composite sous pression peut être dépendante : de la nature du renfort, du nombre de plis, de l'orientation de chacun des plis, de la pression interne au réservoir. . . Pour cet exemple d'étude et dans une optique d'optimisation, il n'est pas possible de réaliser l'ensemble des combinaisons possibles car cela s'avérerait trop coûteux en temps [Tinsson2010].

La méthodologie des plans d'expériences est particulièrement adaptée aux problématiques coûteuses car elle a pour objectif de caractériser au mieux le système avec un nombre limité d'essais. La réalisation d'une campagne par plan d'expériences permet :

- De déterminer les variables ayant un effet significatif sur la réponse du système ;
- De déterminer les interactions entre les variables ;
- De quantifier ces effets ;
- De classer les variables en fonction de leurs effets.

Différentes méthodes de plan d'expériences existent (plans de Taguchi, Plans fractionnaires, Plans optimaux . . .), mais toutes reposent sur une démarche similaire qui consiste à :

- Définir les paramètres variables et leur domaine d'étude ;
- Mise en place du plan d'expériences ;
- Réalisation des essais ;
- Analyse des résultats : facteurs influents. . . ;
- Validation du modèle à l'aide d'un ou plusieurs essais supplémentaires.

La méthode des plans d'expériences n'est pas une méthode d'optimisation permettant de minimiser la fonction objectif d'un système. Cet outil permet de caractériser au mieux le système (paramètres influents. . .) avec un minimum d'essais, le tout reposant sur une méthodologie mathématique rigoureuse.

Après construction du plan d'expériences et réalisation des essais associés, un modèle mathématique, généralement polynomial, est construit afin de modéliser la réponse Y du système. Le modèle polynomial sous forme matricielle est présenté équation A.4, avec Y le vecteur de réponses mesurées, X la matrice d'essais, β le vecteur colonne des coefficients de régression du polynôme et ε le vecteur des erreurs résiduelles.

$$Y = X \cdot \beta + \varepsilon \tag{A.4}$$

Le vecteur β des coefficients de régression peut être estimé comme étant $\hat{\beta}$ à l'aide de l'équation A.5, avec X^T la matrice transposée de X .

$$\hat{\beta} = (X^T \cdot X)^{-1} \cdot X^T \cdot Y \tag{A.5}$$

La régression multi-linéaire utilisée pour la détermination des coefficients $\hat{\beta}$ du modèle implique certaines hypothèses qu'il est nécessaire de vérifier a posteriori par une analyse de la variance ANOVA :

- La distribution normale et centrée de l'erreur (diagramme Q-Qplot);
- L'homogénéité de la variance résiduelle (résidus en fonction des prédictions);
- L'indépendance des résidus (résidus en fonction du numéro de l'expérience).

La qualité de la régression peut être évaluée par les coefficients de corrélation R^2 , R_{adj}^2 et R_{press}^2 , respectivement coefficient de corrélation multiple, coefficient de corrélation ajusté et coefficient de corrélation prédictif. Le coefficient de corrélation multiple correspond à la variation expliquée par le métamodèle et donc à la qualité de la régression. Ce critère ayant tendance à augmenter avec le nombre d'expériences, il est préférable d'utiliser le coefficient de corrélation ajusté qui fait intervenir les degrés de liberté du métamodèle. Le coefficient de corrélation prédictif permet, à l'aide d'une validation croisée « leave-one-out », de mesurer la qualité de prédiction du modèle polynomial [Leh2013].

La validation croisée est une méthode ayant pour objectif de déterminer la qualité de prédiction d'un métamodèle, afin de s'assurer de l'acceptabilité de l'erreur introduite lors de la construction du modèle. Le principe générale de la validation croisée est de :

- Séparer le jeu de données en deux groupes : un groupe d'apprentissage et un groupe de validation;
- Entraîner le groupe d'apprentissage : création d'un métamodèle à l'aide des données de ce groupe;
- Validation de la pertinence du métamodèle à l'aide de vérifications sur les prédictions comparées aux données du groupe de validation;
- Répéter l'opération un nombre de fois défini en changeant les groupes d'apprentissage et de validation;
- Réaliser une combinaison (moyennation) des métamodèles créés afin d'obtenir un métamodèle global permettant l'obtention d'une meilleure capacité de prédiction.

A.4 Métamodélisation

Un objet physique réel peut être simplifié sous la forme d'un modèle numérique dit « haute fidélité », pouvant lui aussi être simplifié sous forme de modèle, appelé « métamodèle ». La Figure A.7 présente l'exemple d'une poutre IPN (à gauche - réalité), modélisée par la méthode des éléments finis (au centre – modèle haute-fidélité), dont le métamodèle est présentée à droite (équations de la RDM).

L'intérêt des métamodèles est mis en exergue dans le cas d'optimisation de problèmes coûteux pour lesquels les méthodes classiques d'optimisations mathématiques ne sont pas envisageables. La création du métamodèle permet l'utilisation par la suite de méthodes d'optimisation nécessitant un plus grand nombre d'essais tels que les algorithmes évolutionnaires ou les algorithmes d'intelligence distribuée. La métamodélisation permet ainsi de réaliser l'évaluation de la fonction objectif de manière plus rapide et donc de diminuer le temps d'optimisation, mais ajoute en contrepartie une perte de précision du fait de la simplification du modèle haute-fidélité.

Différents types de métamodèles existent, dont les trois méthodes les plus couramment utilisées (hors machine learning) sont :

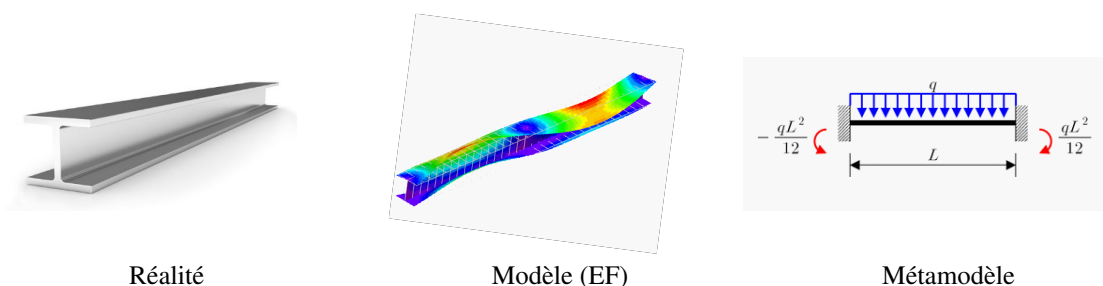


Figure A.7 – Exemple de métamodèle

- La méthodologie des surface de réponse (RSM) : méthode d'approximation simple et rapide, permettant également de lisser le bruit numériques des mesures. Le choix de l'ordre polynomiale est cependant difficile à effectuer et la méthode perd en efficacité lorsque le nombre de paramètres variables croît (nombre de variables supérieur à 10);
- Le krigeage : méthode d'approximation déterministe et flexible sensible au bruit numérique. La mise en place de ce type de méthode peut s'avérer coûteuse en temps de calcul et elle perd en efficacité lorsque le nombre de paramètres variables croît (nombre de variables supérieur à 10);
- Les fonctions à bases radiales : méthode simple et non sensible au bruit numérique. Cependant la méthode ne permet pas une estimation aisée de sa précision (à l'instar de la RSM et du krigeage).

B

Annexe 2 : Compléments numériques

Le développement MATTE vise l'amélioration des performances thermiques de l'outillage fondé essentiellement sur des calculs thermiques éléments finis. Dans cette annexe, une première étude sur l'influence du composite dans la thermique globale du système est présentée, puis une seconde étude sur l'influence du profil du coefficient convectif est réalisée.

B.1 Influence des propriétés du composite

B.1.1 Contexte et objectifs

L'obtention d'outillages réactifs thermiquement est primordial dans une optique d'augmentation des cadences de production des composites hautes performances, cependant il s'avère également nécessaire de garantir une maîtrise du champ de température au sein du composite transformé afin de limiter les défauts d'aspect [Xiao2016, Mikael2007], les contraintes résiduelles internes et donc le gauchissement des pièces une fois refroidies [Park2014, Nian2015, Kitayama2017].

L'objectif de cette étude est double :

- Étudier quelle peut être l'influence des conductivités thermiques du composite sur les réponses thermiques lors de la chauffe ;
- Étudier quelle peut être l'influence de l'épaisseur du composite sur les réponses thermiques lors de la chauffe.

B.1.2 Modélisation et paramètres variables

Pour cette étude, les paramètres variables sont :

- L'épaisseur du composite transformé : 1 à 20 mm ;
- La conductivité λ_x du composite : 0.2, 1 et 2 $W.m^{-1}.K^{-1}$;
- La puissance du thermorégulateur pour la chauffe de la structure : 12 et 40 kW.

Les caractéristiques géométriques de l'outillage et les propriétés matériaux sont présentées Tableau 4.1 et Tableau 4.2.

Les caractéristiques techniques des thermorégulateurs sont issues des fiches techniques de chacun des systèmes de chauffe : thermorégulateur SISE 12 kW et thermorégulateur SISE 40 kW.

La modélisation VER 2D de l'outillage est présentée Figure B.1. Les simulations thermiques consistent à la chauffe de la structure jusqu'à 180°C. Les conditions de chargements thermiques sont présentées Tableau B.1. Pour chacune des simulations, les tableaux des coefficients convectifs en fonction de la température sont calculés à l'aide de l'outil FLUIDE1 et donc intégrés dans les éléments "lien convectif".

Pour chacune des simulations, 3 relevés des températures sont réalisés au cours du cycle de chauffe :

- TC1 : température sur la surface moulante, sous le canal de chauffe ;
- TC2 : température sur la surface moulante, entre les canaux de chauffe ;
- TC3 : température au sein du composite, entre les canaux de chauffe.

Température initiales uniforme dans la structure et pour le fluide	$T_{initiale} = 25^{\circ}\text{C}$
Chauffe par fluide caloporteur thermorégulé par la puissance thermique du thermorégulateur	$P_{thermoregulateur} = 12 \text{ ou } 40 \text{ kW}$
Convection naturelle externe	$T_{air} = 25^{\circ}\text{C}$ et $h_{air} = 5 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
Symétries latérales et symétrie au plan neutre du composite	$\Phi = 0 \text{ W}$

Tableau B.1 – Chargements thermiques

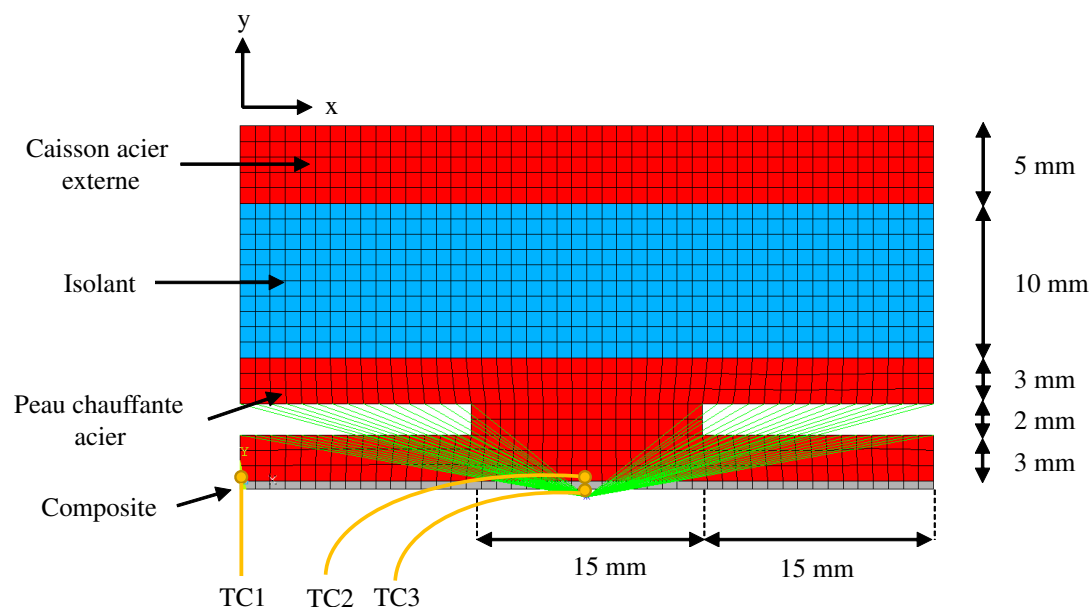


Figure B.1 – Modélisation de l'outillage et du composite

A partir de ces relevés des températures au cours du temps, les résultats suivants sont déterminés :

- $t_{chauffe}$: temps nécessaire à TC3 pour atteindre 90% de la consigne, soit 162°C ;
- $\Delta T1$: écart de température sur la surface moulante, soit TC1 – TC2 ;
- $\Delta T2$: écart de température dans l'épaisseur du composite, soit TC2 – TC3 ;
- $\Delta T3$: écart maximal de température dans le composite, soit TC1 – TC3 ;
- v : la vitesse de chauffe de la surface moulante à la position TC2.

B.1.3 Résultats et discussion

Pour chacune des simulations, les valeurs relevées sont :

- Le temps de chauffe ;
- Les écarts maximaux de températures : $\Delta T1$, $\Delta T2$ et $\Delta T3$.

La variation de conductivité de λ_x n'ayant que peu d'influence sur les réponses mesurées, les valeurs moyennes \bar{x} et les écarts types σ ont été calculés pour chacune des épaisseurs et sont présentés Tableau B.2 et Tableau B.3, respectivement pour la chauffe à 12 kW et la chauffe à 40 kW.

Composite	$t(s)$		$\Delta T_1(^{\circ}C)$		$\Delta T_2(^{\circ}C)$		$\Delta T_3(^{\circ}C)$		$v(^{\circ}C.min^{-1})$	
	\bar{x}	$\bar{\sigma}$	\bar{x}	$\bar{\sigma}$	\bar{x}	$\bar{\sigma}$	\bar{x}	$\bar{\sigma}$	\bar{x}	$\bar{\sigma}$
1	397,3	0,6	3,1	0,0	0,3	0,0	3,4	0,0	8,3	0,0
2	410,0	1,0	3,1	0,0	1,1	0,1	4,2	0,1	8,2	0,0
4	446,3	2,5	3,2	0,1	4,4	0,2	7,5	0,3	8,0	0,0
6	502,7	4,0	3,2	0,1	9,8	0,4	12,9	0,5	7,7	0,0
8	591,7	6,7	3,2	0,1	16,8	0,5	20,0	0,5	7,4	0,0
10	720,7	7,4	3,3	0,1	24,3	0,4	27,5	0,5	6,7	0,0
12	888,3	8,5	3,3	0,1	31,2	0,4	34,4	0,4	5,9	0,0
14	1091,7	9,1	3,3	0,1	37,1	0,3	40,1	0,4	5,1	0,0
16	1328,0	9,6	3,3	0,1	41,8	0,2	44,6	0,3	4,3	0,0
18	1597,3	9,3	3,3	0,1	45,5	0,2	48,1	0,2	3,7	0,0
20	1899,3	9,3	3,3	0,1	48,3	0,1	50,8	0,2	3,1	0,0

Tableau B.2 – Moyennes et écarts-types - 12 kW

Composite	$t(s)$		$\Delta T_1(^{\circ}C)$		$\Delta T_2(^{\circ}C)$		$\Delta T_3(^{\circ}C)$		$v(^{\circ}C.min^{-1})$	
	\bar{x}	$\bar{\sigma}$	\bar{x}	$\bar{\sigma}$	\bar{x}	$\bar{\sigma}$	\bar{x}	$\bar{\sigma}$	\bar{x}	$\bar{\sigma}$
1	93,3	0,6	12,4	0,1	1,6	0,1	14,0	0,2	45,3	0,0
2	104,0	1,0	12,4	0,1	6,1	0,4	18,5	0,5	43,8	0,1
4	147,0	3,0	12,2	0,1	20,2	0,8	32,0	0,8	35,8	0,5
6	222,7	5,0	12,1	0,1	32,8	0,7	42,8	0,6	25,4	0,5
8	333,0	6,2	12,1	0,1	41,2	0,5	49,2	0,4	17,6	0,3
10	475,3	6,8	12,1	0,1	46,7	0,3	52,8	0,3	12,6	0,2
12	649,3	7,6	12,1	0,1	50,1	0,2	54,9	0,1	9,2	0,1
14	854,7	8,1	12,1	0,1	52,4	0,1	56,1	0,1	7,0	0,1
16	1090,7	8,1	12,1	0,1	53,9	0,1	56,9	0,1	5,5	0,0
18	1357,7	8,1	12,1	0,1	55,0	0,1	57,5	0,0	4,4	0,0
20	1655,3	8,4	12,1	0,1	55,7	0,0	57,9	0,1	3,6	0,0

Tableau B.3 – Moyennes et écarts-types - 40 kW

L'observation des écarts-types vis-à-vis des moyennes pour chacune des simulations met en évidence la faible influence du λ_x sur les résultats thermiques en terme de temps de chauffe et d'écart de températures maximaux au niveau de la peau chauffante.

En effet, concernant le temps de chauffe du point froid du composite (TC2), deux phénomènes de transfert par conduction peuvent apparaître, représentés Figure B.2 :

- Conduction de la chaleur selon l'axe x dans la peau chauffante, puis conduction dans l'épaisseur du composite (axe y) – Ordre de grandeur de la résistance thermique surfacique : $10^{-3} \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$;
- Conduction de la chaleur dans l'épaisseur du composite (axe y), puis conduction selon l'axe x dans le composite (axe x) – Ordre de grandeur de la résistance thermique surfacique : 10^{-2} à $10^{-1} \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

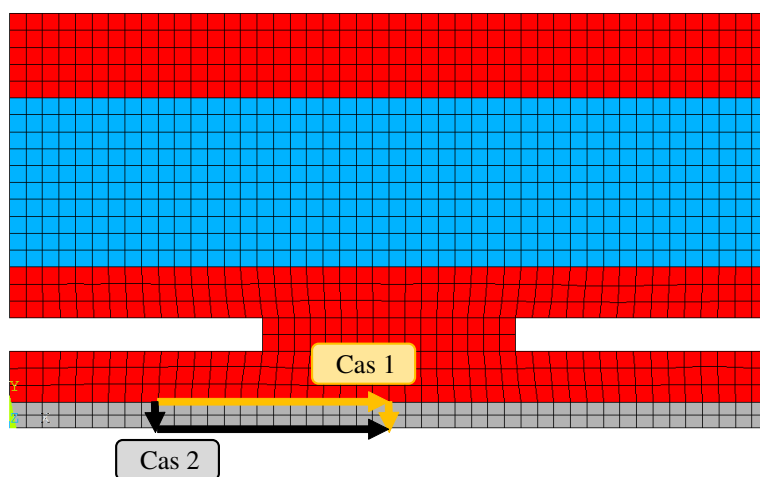


Figure B.2 – Diffusion de la chaleur jusqu'à point froid du composite

Cependant, l'observation des résistances thermiques équivalentes, faisant intervenir la longueur caractéristique et la conductivité thermique du matériau, met en évidence le fait que le cas 1 est privilégié pour l'échange de la chaleur. En effet, la conductivité de l'acier de l'outillage est 7,5 à 75 fois supérieure à celle du composite (selon l'orientation), la résistance thermique s'avère être nettement inférieure.

Ce raisonnement appliqué sur le temps de chauffe peut également être transposé aux réponses suivantes : $\Delta T2$, $\Delta T3$ et v , étant donné que ces réponses sont dérivées de la température TC2. Concernant $\Delta T1$, s'agissant de la différence de température au niveau de la surface moulante de l'outillage, le composite n'a que peu d'influence sur cette réponse.

Par la suite, les Figures sont tracées pour la valeur moyenne des trois conductivités λ_x avec l'écart-type pour incertitude.

L'analyse se focalise essentiellement sur le temps de chauffe, la vitesse de chauffe du composite et l'écart de température au sein du composite $\Delta T2$. En effet, concernant les écarts de températures, il est observé que l'écart sur la surface moulante $\Delta T1$ reste quasi-constant avec l'évolution de l'épaisseur du composite et que l'écart de température maximal absolu dans le composite $\Delta T3$ est dépendante de $\Delta T1$ et de $\Delta T2$.

L'augmentation de l'épaisseur du composite provoque une augmentation de la résistance thermique pénalisant de ce fait l'échange de chaleur. Cela se traduit par une diminution de la vitesse de chauffe du composite et donc une augmentation du temps de chauffe associé, visible sur les Figure B.3a et Figure B.3b. Cette augmentation de la résistance thermique provoque également une augmentation de l'écart maximal de température au sein du composite ΔT_2 .

L'augmentation de la puissance de chauffe s'avère être également influente sur le comportement thermique du système. Ainsi, le passage d'une puissance de 12 kW à une puissance de 40 kW provoque une augmentation de la quantité de chaleur entrante, augmentant de fait la vitesse de chauffe du composite visible Figure B.3b. Cette augmentation de la vitesse de chauffe provoque une diminution du temps de chauffe et une augmentation de l'écart de température dans le composite, Figure B.3a et Figure B.3c.

L'observation de ces différentes réponses thermiques met en évidence trois comportements distincts au sein de la structure :

- Limite technologique : les variations des réponses thermiques sont essentiellement pilotées par les variations sur les technologies de chauffe ;
- Limite matériau : les variations des réponses thermiques sont essentiellement pilotées par les variations des propriétés de la matière composite transformée ;
- Zone de transition : les technologies de chauffe et les propriétés du composite ont de l'influence sur les variations des réponses thermiques.

Ces résultats mettent en évidence le fait que pour de faibles épaisseurs de composite, il est possible d'augmenter les vitesses de chauffe en ayant un impact limité sur le gradient ΔT_2 grâce à une résistance thermique faible. Le gradient ΔT_3 augmente, mais il est possible de le maîtriser à l'aide d'une optimisation de la position et de la géométrie des canaux.

Cependant, pour de fortes épaisseurs de composite, le matériau étant isolant, la modification des technologies de chauffe n'a que peu d'influence sur les réponses thermiques. Pour ces configurations, il n'est pas possible d'atteindre de fortes vitesses de chauffe sans la génération de forts gradients thermiques pouvant être néfastes pour la pièce composite. Dans l'optique de réduire la résistance thermique dans l'épaisseur du composite, l'utilisation de résines chargées et de tissus 3D peuvent s'avérer potentiellement intéressante.

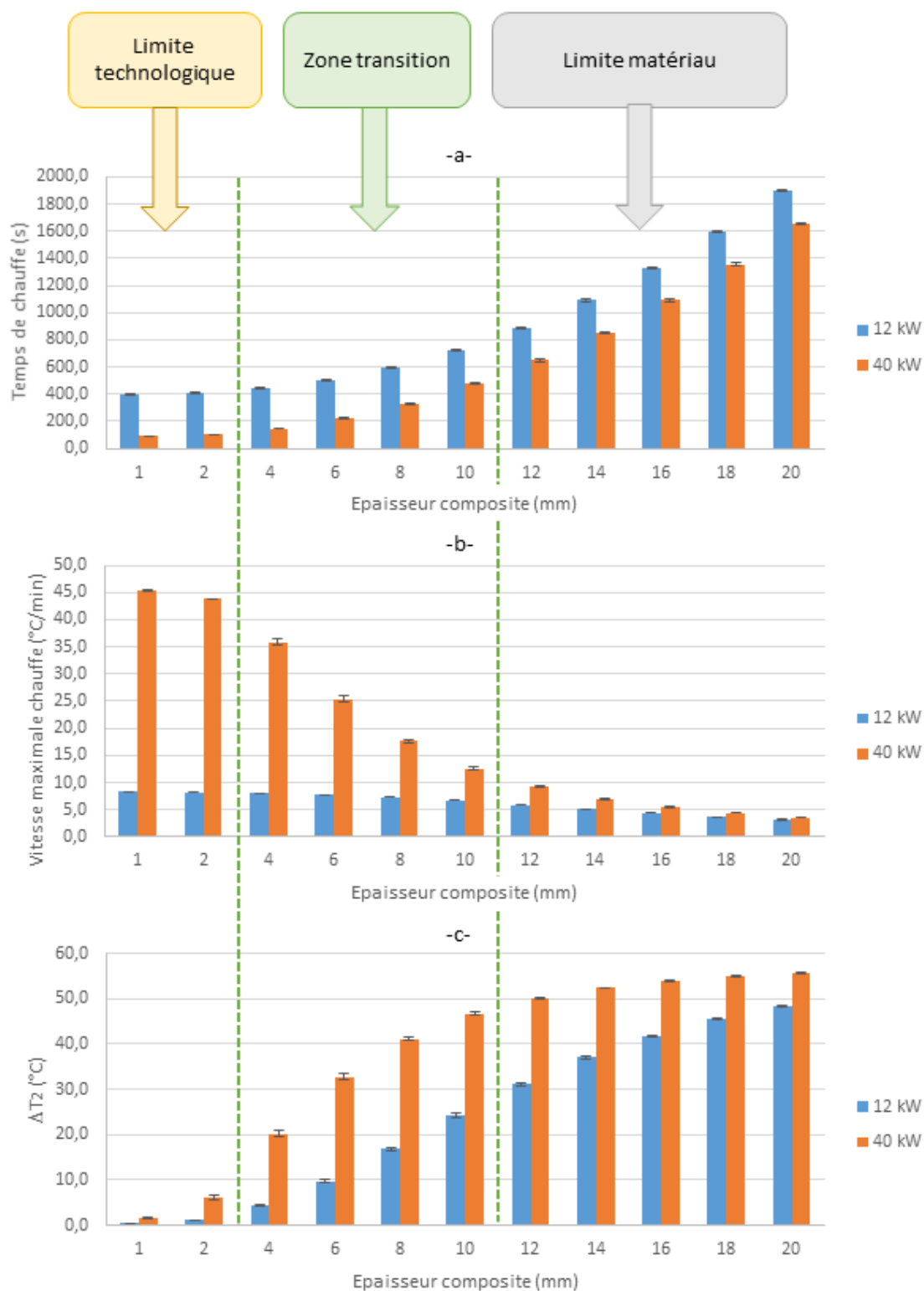


Figure B.3 – évolution -a- du temps de chauffe, -b- de la vitesse de chauffe dans le composite, -c- de l'écart de température dans l'épaisseur du composite entre les canaux

B.1.4 Synthèse

Cette étude réalisée pour un outillage fixé permet d'étudier l'influence de la conductivité λ_x du composite, de l'épaisseur du composite et la puissance de chauffe du thermorégulateur vis-à-vis des réponses thermiques du système : temps de chauffe, vitesse de chauffe du composite et écart de température au sein du composite.

Il apparaît à travers ces simulations que :

- La conductivité λ_x du composite n'a que peu d'influence sur les réponses thermiques étant donnée la forte résistance thermique de ce matériau en comparaison de l'acier constitutif de la peau chauffante du moule ;
- L'épaisseur de composite présente une influence non négligeable : une augmentation de celle-ci provoque une augmentation de la résistance thermique de la pièce, ce qui engendre une diminution de la vitesse de chauffe et une augmentation du gradient de température dans l'épaisseur du composite ;
- La puissance du thermorégulateur présente également une influence sur les réponses thermiques du système : une augmentation de la puissance de chauffe provoque une augmentation de la vitesse de chauffe et une augmentation du gradient thermique en surface moulante et donc dans le composite.

Il est important de noter que trois domaines d'épaisseurs distincts sont à prendre en considération sur l'influence des paramètres variables sur les réponses thermiques :

- Faibles épaisseurs de composite - limite technologique : les variations des réponses thermiques sont essentiellement pilotées par les variations sur les technologies de chauffe. Une augmentation des vitesses de chauffe avec une maîtrise des gradients thermiques est possible avec une augmentation de la puissance de chauffe et une conception adaptée des canaux de chauffe ;
- Fortes épaisseurs de composite - limite matériau : les variations des réponses thermiques sont essentiellement pilotées par les variations des propriétés de la matière composite transformée. Une augmentation de la conductivité λ_y (dans l'épaisseur du stratifié) par l'utilisation d'une résine chargée ou d'un tissu 3D pourrait potentiellement permettre une réduction de la résistance thermique et donc augmenter les vitesses de chauffe ;
- Épaisseurs de composite modérée - zone de transition : les technologies de chauffe et les propriétés du composite ont de l'influence sur les variations des réponses thermiques.

Une prochaine étude avec la prise en compte de la cinétique de polymérisation pourrait s'avérer pertinente afin d'observer quelle pourrait être l'influence de l'exothermie de la résine sur les réponses thermiques du système.

B.2 Influence du profil du coefficient convectif

B.2.1 Problématique

Le dimensionnement thermique des outillages destinés à la transformation des polymères et des matériaux composites est aujourd'hui majoritairement réalisé à l'aide de modélisations éléments finis fluidiques basées sur les équations de Navier-Stokes [Clemente2018, Pistoresi2015, Wei2015b, Wei2015a] ou thermiques basées sur l'équation de la chaleur. Les modélisations fluidiques permettent l'obtention d'un grand nombre de résultats tels que : le champ de température, l'évolution de la température du fluide dans le canal de chauffe de l'outillage, l'évolution du coefficient convectif le long du canal de chauffe ... mais il est nécessaire pour cela de mettre en place une modélisation coûteuse en terme de mise en place du modèle et de temps de calculs. Les modélisations thermiques quant à elles permettent l'obtention de modélisations peu coûteuses vis-à-vis des modélisations fluidiques, mais les résultats résultant se limitent à des grandeurs liées à la thermique : champs de températures, flux thermiques...

Dans le but de réaliser des dimensionnements thermiques peu coûteux, mais fiables, une démarche de modélisation thermique a été mise en place avec les outils FLUIDE1 et THERM1, basée sur la détermination du coefficient convectif h moyen dans le canal de chauffe en fonction des points de fonctionnement du système et de la température du fluide [Collomb2017a]. Cependant, ces outils reposent sur l'hypothèse d'un h convectif moyen, appliqué de manière homogène sur le périmètre du canal de chauffe de l'outillage [Theodore L.2011].

Dans le but d'améliorer les performances thermiques des outillages, en terme de temps de chauffe, de maîtrise spatiotemporelle du champ de température et de consommation énergétique, des études ont été menées sur : les paramètres process tels que la pression d'injection, la température outillage, les traitements de surface [Park2014, Nian2015, Li2018], mais également sur les paramètres relatifs au moule tels que la nature du matériau constitutif de l'outillage [Guilong2010, Asproiu2007], l'ajout d'isolant pour focaliser le flux thermique du côté de la pièce moulée, l'optimisation du réseau de canaux de chauffe [Xu2009, Guilong2010], la création de canaux conformables [Shayfull2014, Sachs2016, Ferreira2003, Wang2015, Kitayama2018, Jahan2017, Park2017], la création de canaux profilés [Collomb2017a, Altaf2011, Shayfull2013] et le type de technologies de chauffe [Wang2011, Agazzi2013]. Enfin, des études ont été menées sur des paramètres physiques liés au fluide caloporteur par : l'ajout de nanoparticule dans le fluide [Xuan2000], l'uniformité de la suspension de nanoparticules [El Becaye Maiga2005], l'utilisation d'un fluide biphasique [Thome2004]. Ces études sont réalisées de manières analytiques ou numériques à l'aide de modèles fluidiques coûteux ou à l'aide de modèles thermiques n'intégrant pas les contraintes technologiques liées au système de chauffe (pertes de charge, pompe, fluide) et/ou en intégrant un coefficient convectif constant sur la périphérie du canal de chauffe.

Le passage à des canaux de chauffe de section rectangulaire peut permettre une amélioration de l'échange convectif caractérisé par : $\bar{h}.S$, avec \bar{h} le coefficient convectif moyen et S la surface d'échange. Les études scientifiques relatives au coefficient d'échange convectif local dans des canaux rectangulaires portent généralement sur : des micro-canaux [Morini2005], des canaux rectangulaires avec l'insertion de singularités pour l'augmentation de l'échange convectif [Morini2005], mais aussi sur l'obtention d'un \bar{h} convectif moyen sur une section d'échange donnée [Morini2005, Warriar2002], mais ces études ne permettent que l'obtention d'un coefficient convectif moyen et homogène sur une section donnée de canal à section rectangulaire.

Cependant, d'après le livre « Fundamentals of Heat and Mass Transfer » [Theodore L.2011], pour des sections de canaux non-circulaires, le coefficient de convection varie sur la périphérie du canal et tend vers 0 dans les coins. Dans le cas d'un outillage thermorégulé à l'aide de canaux rectangulaires, est-il donc judicieux de conserver un coefficient convectif moyen homogène sur la

périphérie du canal, ou faut-il intégrer une variation de ce coefficient sur la périphérie des canaux ?

L'objectif de cette étude consiste à étudier la pertinence d'une modélisation thermique avec un coefficient convectif constant sur la périphérie des canaux de chauffe, vis-à-vis d'une modélisation thermique avec un coefficient convectif variable, dans différents cas de chauffe considérés comme critiques d'un point de vu thermique : fluide de faible viscosité (h convectif élevé), épaisseur d'acier de l'outillage faible, chauffe rapide de la structure, profil du coefficient convectif sur la périphérie des canaux de chauffe.

B.2.2 Modélisation

Les modélisations thermiques usuelles intègrent un coefficient convectif constant et homogène sur la périphérie des canaux de chauffe, car il est fait l'hypothèse que la circulation du fluide est la même quelle que soit la position dans le canal (pas de prise en compte des singularités géométriques). Dans le cas d'un écoulement de fluide dans une conduite, des zones de fluides présentent une vitesse d'écoulement nulle due aux frottements avec la paroi et aux singularités. Pour cette étude, le modèle avec un coefficient convectif h variable sur la périphérie du canal possède un profil de h similaire au profil d'écoulement du fluide dans le canal, présenté Figure B.4.

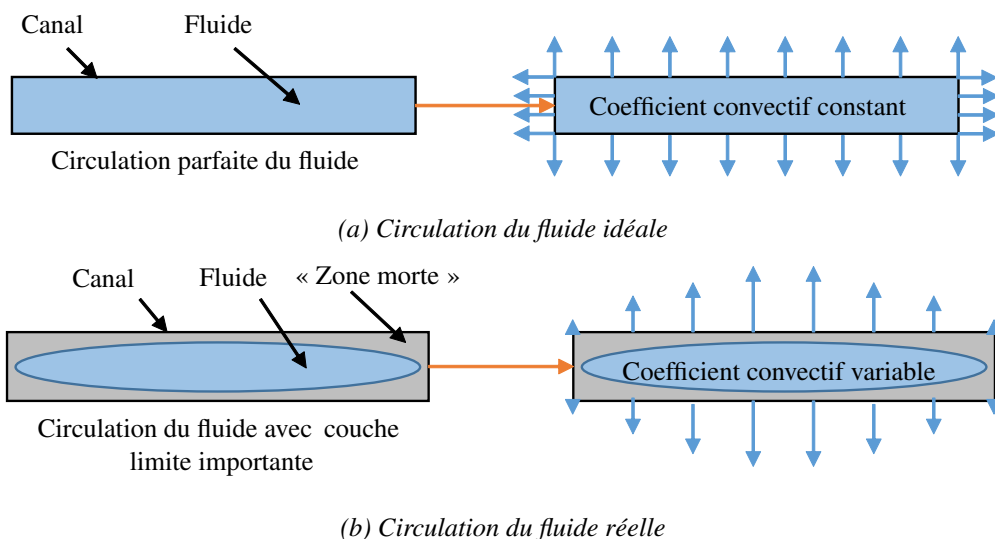


Figure B.4 – Profils de vitesse et profils de coefficient convectifs associés

Les hypothèses retenues pour la modélisation du coefficient convectif variable sont :

- Variation elliptique du profil du coefficient, basé sur le profil de vitesse du fluide ;
- Pas d'échange convectif sur les faces latérales des canaux, du fait de la forte singularité.

Le profil du coefficient convectif sur la périphérie des canaux de chauffe est représenté Figure B.5, avec a et b les dimensions caractéristiques de l'ellipse et \bar{h} le coefficient convectif moyen déterminé à l'aide de l'outil FLUIDE1 et renseigné dans les modèles thermiques usuels.

Les dimensions de l'ellipse sont fixées de sorte à :

- Garantir une convection nulle sur les coins du canal, équation B.1 ;
- Garantir un coefficient convectif moyen du profil elliptique égal au coefficient convectif moyen déterminé par l'outil FLUIDE1 et usuellement intégré dans les modélisations thermiques, équation B.2.

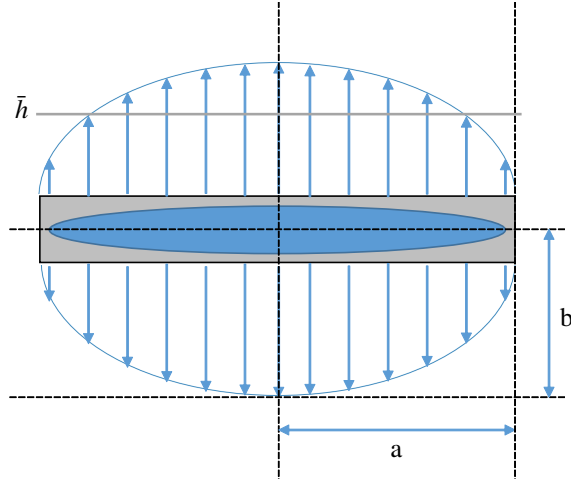


Figure B.5 – Profil elliptique du coefficient convectif

$$a = \frac{\text{largeur canal}}{2} \quad (\text{B.1})$$

$$\bar{h} = \frac{\pi \cdot a \cdot b}{2 \cdot \text{largeur canal}} \quad (\text{B.2})$$

Soit, $a = 15 \text{ mm}$ et $b = 19100 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ pour un $\bar{h} = 15000 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$.

Dans le but de faciliter le processus de modélisation éléments finis, un facteur ratio, équation B.3 et équation B.4, est déterminé en fonction de la position sur le canal. Ce ratio correspond au rapport entre le coefficient convectif \bar{h} du profil elliptique, rapporté au coefficient convectif h moyen. Ce coefficient est donc inférieur à 1 pour les zones proches des singularités du canal et supérieur à 1 au centre du canal.

$$\text{ratio} = \frac{y}{\bar{h}} \quad (\text{B.3})$$

Avec :

$$\begin{cases} x = a \cdot \cos(t) \\ y = b \cdot \cos(t) \end{cases} \quad (\text{B.4})$$

La modélisation éléments finis est réalisée à l'aide de l'outil THERM1 sur le VER 2D, présenté Figure B.6. L'épaisseur de la tôle acier externe est de 5 mm, l'épaisseur de l'isolant est de 50 mm, la dimension des canaux de chauffe est de $30 \times 2 \text{ mm}^2$, la distance entre les canaux est de 15 mm et l'épaisseur d'acier sous et sur les canaux est variable. La chauffe est réalisée par un thermostat à eau de 16 litres et de 12 kW. Une convection naturelle est présente sur la face extérieure du caisson acier : $T = 25^\circ\text{C}$ et $h = 10 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. La convection forcée dans les canaux de chauffe est pilotée par les éléments liens convectifs qui possèdent comme caractéristique : une section d'échange et un coefficient convectif h . Dans le cas de la modélisation avec un profil constant du coefficient convectif et étant donné que la taille du maillage est imposée à 1 mm, la surface d'échange de chaque élément "lien convectif" est caractérisée par équation B.5.

$$S_{lien\ convectif} = \frac{Perimetre_{canal}}{Nombre\ noeuds} \quad (B.5)$$

Concernant la modélisation avec un profil elliptique du coefficient convectif, il a été décidé pour un souci de simplicité de modélisation de faire varier la surface d'échange des éléments "liens convectifs" en fonction de la position, plutôt que le coefficient convectif. La surface d'échange de chaque élément "lien convectif" est ainsi caractérisée par l'équation B.6.

$$S_{lien\ convectif} = ratio \cdot \frac{Perimetre_{canal}}{Nombre\ noeuds} \quad (B.6)$$

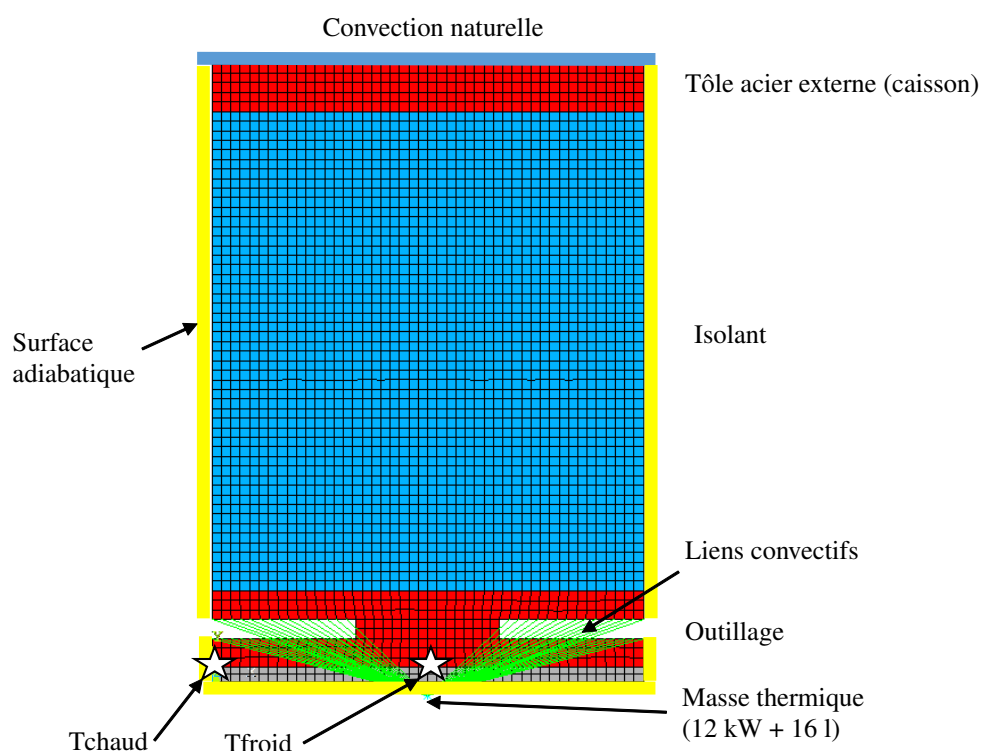


Figure B.6 – Modélisation éléments finis - VER 2D thermique

Pour cette étude, différentes configurations sont mises en place afin d'étudier l'influence du cycle thermique, de la nature de l'acier constitutif de l'outillage et de l'épaisseur d'acier de celui-ci. Pour chacun des cas, une simulation éléments finis thermique est réalisée avec un coefficient convectif constant sur la périphérie du canal et une seconde simulation est réalisée avec un coefficient convectif variable avec un profil elliptique.

Les variables de cette étude sont :

- Le cycle thermique imposé au fluide caloporteur : T_{fluide} constante = 180°C ; T_{fluide} variable : chauffe de 25°C à 180°C ;
- L'acier constitutif de l'outillage : 316L ; 1.2312 ;
- L'épaisseur d'acier sous les canaux de chauffe (et sur les canaux) : 3 mm ; 5 mm ; 7 mm ;
- Profil du coefficient convectif sur la périphérie des canaux de chauffe : constant ; elliptique.

B.2.3 Résultats et discussion

Les résultats numériques relevés pour chacune des simulations sont :

- t : le temps de chauffe correspondant au temps nécessaire au point froid de la surface moulante pour atteindre 95% de la consigne, soit 170°C ;
- v : la vitesse de chauffe moyenne du point froid de la surface moulante ;
- ΔT : l'écart de température maximal au cours de la chauffe sur la surface moulante.

La position du point froid de la surface moulante, T_{froid} , et la position du point chaud, T_{chaud} , nécessaire au calcul de ΔT sont présentés Figure B.6. Les propriétés thermiques des matériaux des modèles sont présentées Tableau 4.2. Les caractéristiques de l'outillage sont présentées Tableau 4.1. Les caractéristiques de la pompe CY-4281 assurant la circulation du fluide sont présentées dans la fiche technique du thermorégulateur.

Les résultats thermiques obtenus pour chacune des modélisations, temps de chauffe du point froid de la surface moulante, vitesse moyenne de chauffe du point froid de la surface moulante et écart maximal de température sur la surface moulante au cours de la chauffe, sont présentés Tableau B.4.

Epaisseur acier	Nature acier	Résultats	h constant		h elliptique	
			$T_{fluide}^{constante}$	$T_{fluide}^{variable}$	$T_{fluide}^{constante}$	$T_{fluide}^{variable}$
3 mm	316L	$t(s)$	256	1170	303	1206
		$v(^{\circ}C.min^{-1})$	34,1	7,4	28,9	7,2
		$\Delta T(C)$	81,8	5,7	88,6	9,5
	1.2312	$t(s)$	253	1169	280	1191
		$v(^{\circ}C.min^{-1})$	34,3	7,5	31,2	7,3
		$\Delta T(C)$	73,2	4,3	73,2	6,1
5 mm	316L	$t(s)$	373	1284	411	1318
		$v(^{\circ}C.min^{-1})$	23,4	6,8	21,3	6,6
		$\Delta T(C)$	63,1	4,7	68,0	7,5
	1.2312	$t(s)$	377	1288	397	1311
		$v(^{\circ}C.min^{-1})$	23,1	6,8	22,3	6,6
		$\Delta T(C)$	55,9	3,6	54,8	4,9
7 mm	316L	$t(s)$	491	1398	528	1434
		$v(^{\circ}C.min^{-1})$	17,8	6,2	16,5	6,1
		$\Delta T(C)$	50,0	4,0	53,4	6,2
	1.2312	$t(s)$	500	1407	525	1431
		$v(^{\circ}C.min^{-1})$	17,4	6,2	16,6	6,1
		$\Delta T(C)$	44,6	3,1	43,0	4,1

Tableau B.4 – Résultats thermiques

Le profil typique d'évolution de la température du point froid de la surface moulante lors de la chauffe avec une température fluide constante à 180°C et lors d'une chauffe avec une température fluide évolutive de 25°C à 180°C, est présenté Figure B.7. L'évolution typique de l'évolution du ΔT de la surface moulante au cours de la chauffe est présentée Figure B.8.

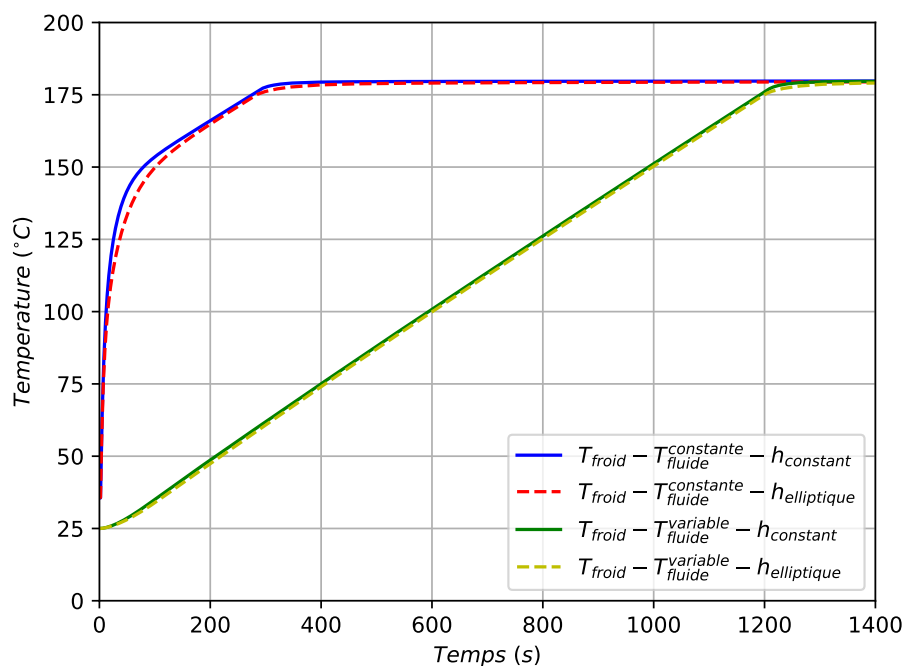


Figure B.7 – Evolution typique de la température du point froid de la surface moulante – Ici : acier 1.2312

Pour chaque cas d'étude, l'erreur relative est calculée entre le modèle avec un profil de coefficient convectif constant et le modèle avec un profil elliptique. Cette erreur est déterminée à l'aide de l'équation B.7, avec X le résultat étudié : t , v ou ΔT . Les erreurs relatives calculées pour chacune des configurations sont présentées Tableau B.5.

$$\text{erreur}(\%) = \frac{X_h^{\text{constant}}}{X_h^{\text{elliptique}}} - 100 \quad (\text{B.7})$$

L'évolution des erreurs relatives en fonction de l'épaisseur d'acier, de la nature de l'acier et de la nature du cycle de chauffe, sont présentées Figure B.9 et Figure B.10, respectivement pour l'erreur sur le temps de chauffe t et l'erreur sur le ΔT .

Epaisseur acier	Nature acier	Résultats	Tfluide constante	Tfluide variable
3 mm	316L	$t(s)$	18	3
		$v(^{\circ}C.min^{-1})$	-15	-3
		$\Delta T(C)$	8	67
	1.2312	$t(s)$	11	2
		$v(^{\circ}C.min^{-1})$	-9	-2
		$\Delta T(C)$	0	43
5 mm	316L	$t(s)$	10	3
		$v(^{\circ}C.min^{-1})$	-9	-3
		$\Delta T(C)$	8	59
	1.2312	$t(s)$	5	2
		$v(^{\circ}C.min^{-1})$	-3	-2
		$\Delta T(C)$	-2	37
7 mm	316L	$t(s)$	8	3
		$v(^{\circ}C.min^{-1})$	-7	-2
		$\Delta T(C)$	7	54
	1.2312	$t(s)$	5	2
		$v(^{\circ}C.min^{-1})$	-5	-2
		$\Delta T(C)$	-4	33

Tableau B.5 – Erreurs relatives - modèle h elliptique vs h constant

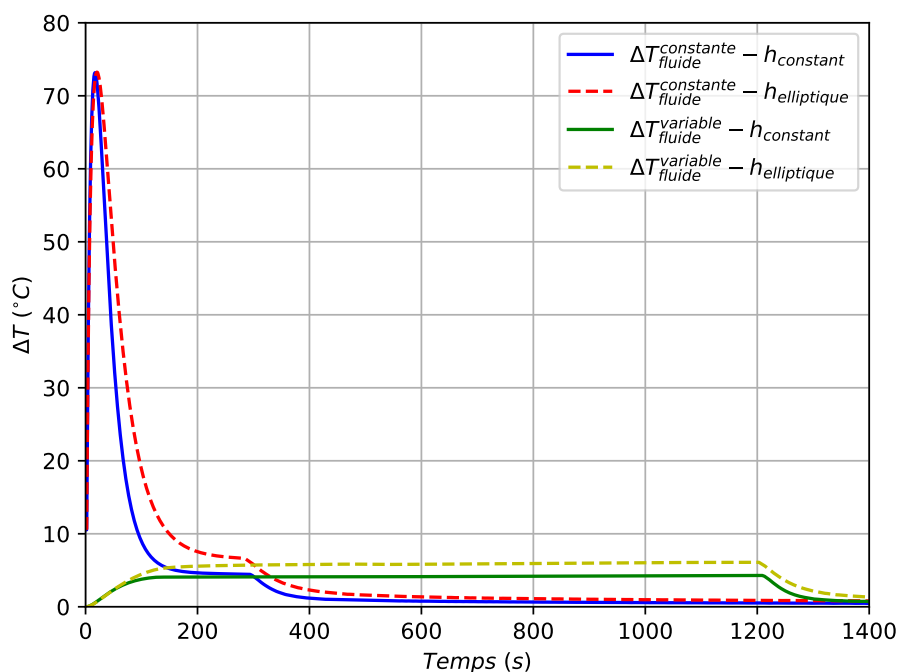


Figure B.8 – Evolution typique du ΔT de la surface moulante – Ici : acier 1.2312

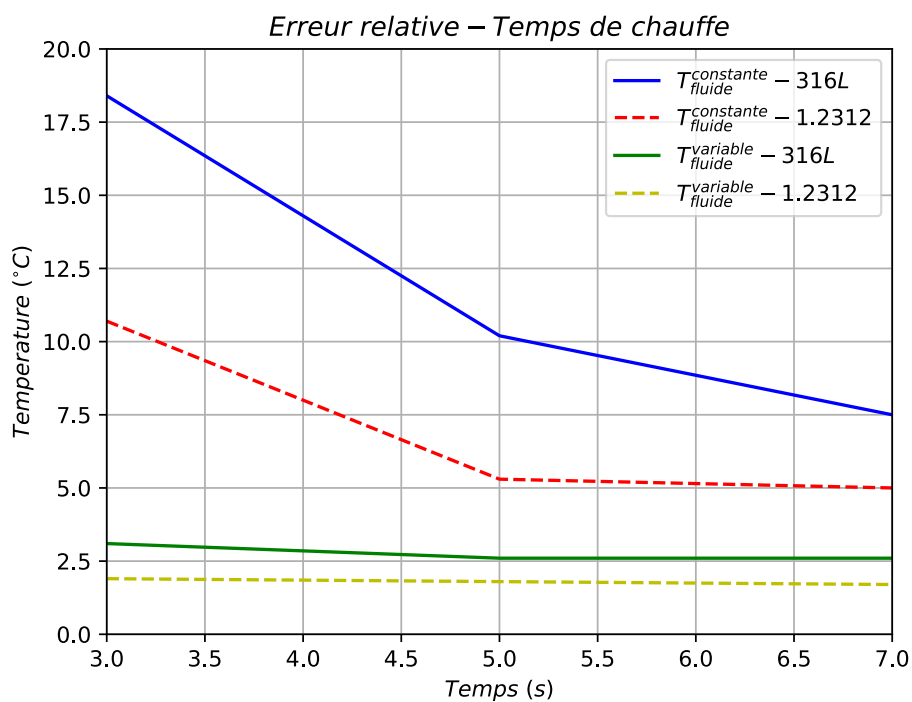


Figure B.9 – Evolution de l'erreur relative - temps de chauffe

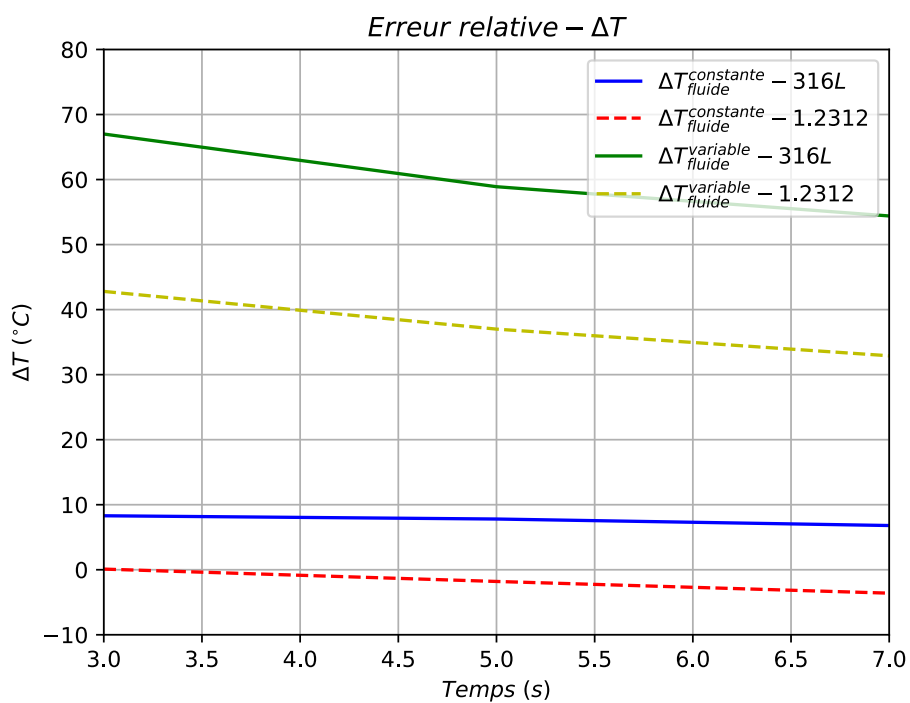


Figure B.10 – Evolution de l'erreur relative - ΔT

Tout d'abord, ces simulations éléments finis confirment que la chauffe de l'outillage est fortement dépendante du cycle de chauffe imposé et des éléments technologiques de chauffe périphériques : nature du fluide, pompe, pertes de charge, thermorégulateur. Ainsi, dans le cas d'une chauffe de la structure avec un fluide maintenu à 180°C, les temps de chauffe sont de 253 s à 525 s et les vitesses de chauffe de 16 à 34°C.min⁻¹ en fonction de l'épaisseur et de la nature de l'acier. Pour une chauffe avec un fluide initialement à 25°C, les temps de chauffe sont de 1169 s à 1434 s. En effet, dans ce second cas, la chauffe du fluide caloporteur par le thermorégulateur est effectuée en même temps que la chauffe de la structure. Dans cette étude, les vitesses de chauffe mesurées de 6 à 7°C.min⁻¹ font apparaître les limites technologiques du système : la puissance du thermorégulateur est insuffisante vis-à-vis de la masse à chauffer de l'outillage et du fluide.

Ce changement de cycle de chauffe impacte également la répartition du champ de température sur la surface moulante au cours de la chauffe. Le passage d'une chauffe avec un fluide à température constante à une chauffe avec un fluide à température variable provoque une diminution des vitesses de chauffe et ainsi une diminution de l'écart de température maximale sur la surface moulante, respectivement le passage d'un écart de 43°C à 88°C à un écart de 3°C à 10°C est observé en fonction de l'épaisseur et de la nature de l'acier.

D'autre part, ces simulations confirment également qu'une augmentation de l'épaisseur d'acier de l'outillage et donc de la masse à chauffer, provoque une augmentation significative du temps de chauffe. Le passage d'une épaisseur d'acier de 3 mm à 7 mm provoque une augmentation du temps de chauffe de 90% environ pour la chauffe avec le fluide à température constante et une augmentation du temps de chauffe de 20% pour la chauffe avec le fluide à température variable. Cette augmentation de l'épaisseur d'acier réduit donc les vitesses de chauffe et favorise ainsi la réduction de l'écart de température sur la surface moulante.

Concernant la nature de l'acier, il apparaît suite à ces simulations que le passage d'un acier inoxydable 316L à un acier inoxydable 1.2312 et donc l'augmentation de la conductivité thermique, provoque une diminution sensible de l'écart de température sur la surface moulante au court de la chauffe. L'impact sur le temps de chauffe est quant à lui limité sur le modèle avec le profil elliptique du coefficient convectif et quasi-nul pour le modèle avec le coefficient convectif constant.

Ces trois paramètres physiques, géométriques et technologiques (nature du matériau, épaisseur et cycle de chauffe), sont donc des facteurs influents sur les réponses thermiques de l'outillage en terme de temps de chauffe et d'homogénéité thermique de la surface moulante.

Par ailleurs, les comparaisons effectuées entre les deux modélisations révèlent que le passage d'un coefficient convectif constant à un coefficient convectif au profil elliptique s'avère être un nouveau facteur numérique ayant de l'influence sur les réponses thermiques de la structure. Cette nouvelle méthode de modélisation fait apparaître des différences sur les résultats thermiques en terme de temps de chauffe et d'écart de température sur la surface moulante.

Concernant le temps de chauffe, l'erreur relative calculée s'avère être d'autant plus importante que le cas étudié est critique d'un point de vue thermique : faible épaisseur d'acier, acier de plus faible conductivité thermique, température fluide constante à 180°C. L'erreur relative atteint ainsi 18% à son maximum. Dès lors que les contraintes thermiques se relâchent, l'erreur relative diminue et est limitée à 2 à 3% dans le cas d'une chauffe progressive de la structure avec une température de fluide variable.

Concernant l'écart de température sur la surface moulante, à l'inverse, les erreurs relatives s'avèrent être plus importantes pour les cas d'études à plus faibles vitesses de chauffe. L'observa-

tion de l'évolution des courbes de températures, Figure B.7, met en évidence un retard thermique entre la modélisation avec un profil elliptique du coefficient convectif et la modélisation avec un coefficient convectif constant dû au faible échange convectif sur les bordures des canaux. Les erreurs relevées sur l'écart de température sont donc majoritairement dues à ce retard thermique initial.

B.2.4 Synthèse

Cette étude numérique comparative entre une modélisation usuelle avec un coefficient convectif constant et une modélisation avec un profil elliptique du coefficient de convectif, a permis :

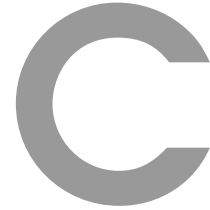
- Dans un premier temps, de confirmer l'influence de paramètres physiques, géométriques et technologiques sur les performances thermiques du système ;
- Dans un second temps, de mettre en évidence l'influence d'un paramètre numérique sur les performances thermiques du système : le profil du coefficient convectif sur la périphérie des canaux de chauffe.

Dans une optique de recherche de structures capables d'atteindre des vitesses de chauffe et de refroidissement importantes, les résultats numériques obtenus confirment l'intérêt des structures à faible inertie thermique et réactives thermiquement, ainsi que la nécessité de prendre en compte les aspects technologiques liés à la technologie de chauffe : nature du fluide, pompe, pertes de charge, thermorégulateur.

Cette étude comparative révèle par ailleurs que la simulation thermique avec l'intégration d'un coefficient convectif ayant un profil elliptique peut s'avérer nécessaire dans les cas suivants :

- Canaux avec singularités géométriques (ex : canaux rectangulaires) ;
- Et/ou : Structure à faible inertie thermique (ex : faible épaisseur) ;
- Et/ou : Structure réactive thermiquement (ex : forte conductivité thermique) ;
- Et/ou : Technologie de chauffe réactive (ex : SKID hydraulique, TPC ;
- Et/ou : étude ayant pour objectif de réaliser une optimisation sur l'écart de température sur la surface moulante.

La modification du profil du coefficient convectif, avec un passage d'un coefficient constant à un coefficient elliptique, s'avère être peu coûteux en temps de modélisation et temps de calcul pour un modèle VER 2D. Cependant, dans le cas d'une modélisation 3D, le coût de cette modification du coefficient convectif sur la paroi des canaux de chauffe pourrait s'avérer non négligeable. Il serait intéressant de poursuivre cette investigation afin de caractériser l'évolution de l'erreur relative entre le modèle avec un coefficient constant et le modèle avec un coefficient elliptique, dans le but de déterminer un indicateur facilitant le choix entre les deux types de modélisations.



Annexe 3 : Synthèse actions et perspectives

Dans le cadre du développement de la technologie MATTE, différentes actions satellites au travail de thèse ont été menées dans le but de faciliter le choix de matériaux, étudier la faisabilité technique de solutions de mise en œuvre et de maintien, ou bien d'étudier les possibilités de généralisation d'outils numériques. Cette présente quelques unes de ces actions, mais seulement celles pour lesquelles des travaux complémentaires seront à réaliser.

C.1 Dilatations différentielles

C.1.1 Problématique

De par sa nature multi-matériaux pour la séparation des fonctions thermiques et mécaniques, le concept MATTE implique des dilatations différentielles entre les différentes parties de l'outillage. La peau moulante, dédiée à la thermique, se dilate et se rétracte suite aux variations de température imposées par le cycle de cuisson du composite moulé, tandis que l'isolant et le caisson externe restent quasi-fixes. Afin de garantir une liaison mécanique entre la peau chauffante et le caisson externe, tout en laissant possible le déplacement de la peau moulante dû aux dilatations thermiques, un système câble a été mis en place.

C.1.2 Système câble

Le système câble est composé de :

- Deux terminaisons : stop-fitting acier, fixées de part et d'autre du câble ;
- Une terminaison filetée du côté du caisson externe. Le filetage permettant de régler la tension dans le câble lors du montage ;
- Un câble dont la nature du matériau peut être adaptée en fonction du besoin.

Comme illustré Figure C.1, le système permet :

- à "faible température" (température de démoulage et/ou à froid) : d'assurer un plaquage de la partie thermique contre l'isolant, ce qui permet de reprendre les efforts mécaniques éventuels au démoulage de la pièce ;
- à chaud (température de transformation du matériau) : de permettre la dilatation de la peau chauffante du fait de la dilatation du système câble.

C.1.3 Dimensionnement du système

Avec une observation du comportement mécanique du système lié uniquement aux dilatations thermiques, il peut être défini :

- le déplacement de la peau chauffante dû à la dilatation thermique, équation C.1a ;
- l'allongement du câble dû à la dilatation thermique, équation C.1b ;
- la longueur finale du câble après dilatation, équation C.1c ;
- l'allongement du câble, équation C.1d ;
- la déformation du câble, équation C.1e ;
- la contrainte dans le câble, équation C.1f ;
- la force dans le câble, équation C.1g.

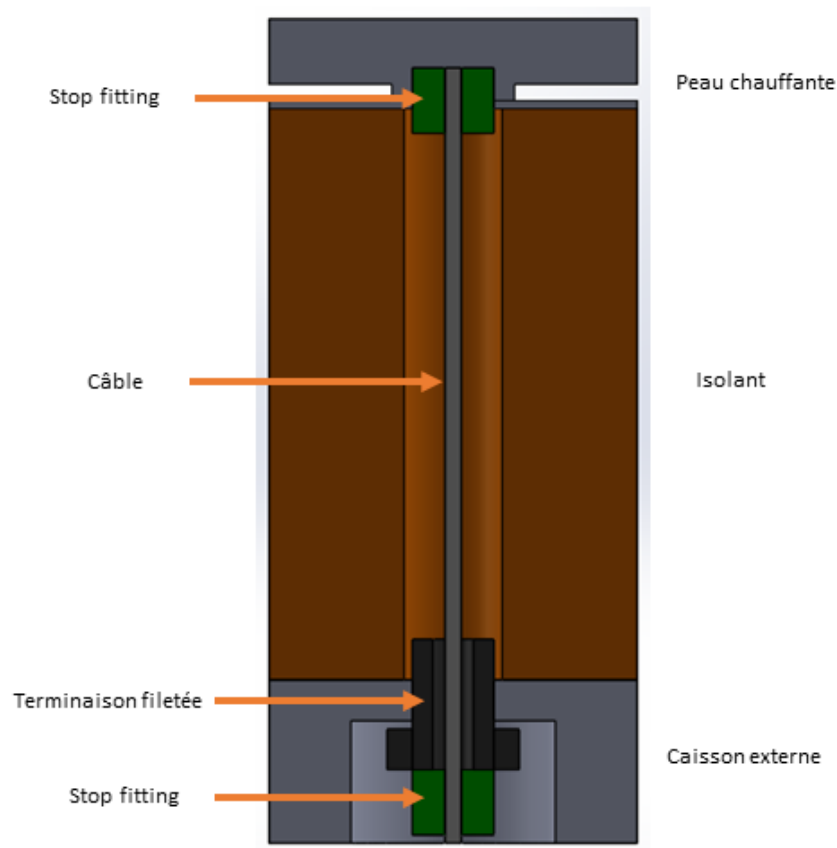


Figure C.1 – Exemple de système câble

$$u_{th}^{peau\ chauffante} = L_0^{peau\ chauffante} \cdot \alpha^{peau\ chauffante} \cdot \Delta T \quad (C.1a)$$

$$u_{th}^{cable} = L_0^{cable} \cdot \alpha^{cable} \cdot \Delta T \quad (C.1b)$$

$$L_{th}^{cable} = \sqrt{(L_0^{cable})^2 + (u_{th}^{peau\ chauffante})^2} \quad (C.1c)$$

$$\Delta L^{cable} = (L_{th}^{cable} - L_0^{cable}) - u_{th}^{cable} \quad (C.1d)$$

$$\epsilon^{cable} = \frac{\Delta L^{cable}}{L_{th}^{cable}} \quad (C.1e)$$

$$\sigma^{cable} = E^{cable} \cdot \epsilon^{cable} \quad (C.1f)$$

$$F^{cable} = \sigma^{cable} \cdot S^{cable} \quad (C.1g)$$

avec :

- $L_0^{peau\ chauffante}$: Dimension caractéristique initiale de la peau chauffante ;
- L_0^{cable} : Longueur initiale du câble ;
- $\alpha^{peau\ chauffante}$: Conductivité thermique de la peau chauffante ;
- α^{cable} : Conductivité thermique du câble ;
- E^{cable} : Module d'élasticité du câble ;
- S^{cable} : Section du câble ;
- ΔT : L'écart de température.

D'après les données techniques issues des fournisseurs de câbles, l'augmentation du diamètre du câble permet d'obtenir une force admissible supérieure. Cependant, d'après l'équation C.1g, cette augmentation de la section du câble provoque également une augmentation de la force générée dans le câble due aux dilatations thermiques. Il est donc nécessaire d'observer les augmentations respectives de la force admissible et de la force générée afin de trouver la section de câble optimale.

Par ailleurs, en faisant l'hypothèse que les stop-fitting fixés au câble ne se déforment pas et sont fixés de manière parfaite, les efforts générés dans le câble sont transmis à la visserie. Il est donc nécessaire d'adapter cette visserie de sorte à pouvoir reprendre ces efforts mécaniques. L'utilisation d'un câble de faible diamètre peut s'avérer judicieux afin de limiter la force générée dans la visserie et de limiter les pertes thermiques.

Dans le cas d'une structure plane ou élancée, il est possible d'estimer la distance maximale à laquelle peut être placé le système câble avant rupture de celui-ci, par rapport au centre de symétrie, équation C.2.

$$L_{max} = \frac{\sqrt{\left(\frac{F_{max}^{cable} \cdot t_{imes} L_0^{cable}}{E^{cable} \cdot S^{cable}} + L_0^{cable} + u_{th}^{cable}\right)^2}}{\alpha_{peau\ chauffante} \cdot \Delta T} \quad (C.2)$$

C.1.4 Synthèse

Des essais mécaniques ont été menés au sein de l'entreprise CT1 afin de s'assurer de la bonne tenue des stop-fitting et de la visserie. Des études complémentaires restent à mener afin de s'assurer du bon fonctionnement du système lors d'une utilisation en température. Le système câble peut être intégré relativement aisément dans l'outillage pour assurer une tenue mécanique suffisante à la température de démoulage, tout en autorisant les déplacements dus aux dilatations thermiques à la température de fonctionnement.

C.2 Mise en œuvre de la peau chauffante

Dans le cadre du développement MATTE, différentes solutions de mise en œuvre de la peau chauffante ont été investiguées dans le but de pouvoir, à terme, concevoir des outillages MATTE en forme. Ces travaux de recherche ont été menés sur la base d'un outillage 3D élancé, Figure C.2.

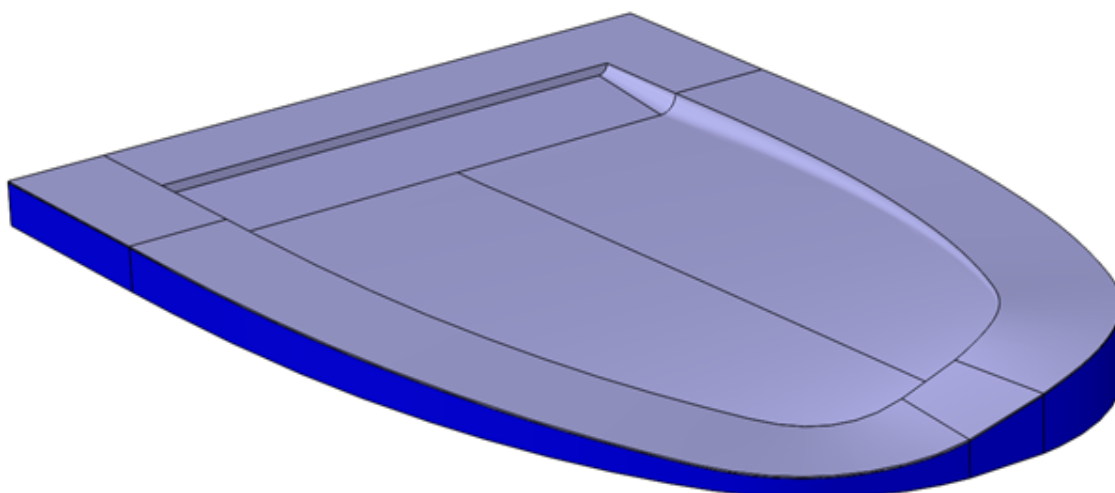


Figure C.2 – Géométrie d'étude

Les différentes techniques investiguées et pour lesquelles des il y a eu prise de contacts avec des industriels, sont :

- Le formage à froid fait appel aux techniques conventionnelles du travail des matériaux à température ambiante : l'écrouissage, le pliage, l'emboutissage ; le repoussage. . . ;
- Le formage hydraulique consiste en la mise en forme d'une tôle sur son support par l'application d'une pression par un fluide ;
- Le formage superplastique consiste à chauffer une tôle, puis à appliquer une pression de gaz pour déformer la tôle sur son support ;
- La fabrication additive SLM (Selective Laser Melting) consiste à la fusion locale et couche par couche d'une poudre métallique à l'aide d'un laser ;
- La fabrication additive par projection au robot consiste à faire fondre la surface d'une pièce métallique à l'aide d'un laser tout en projetant un jeu de poudre métallique sur la zone en fusion.

Une comparaison des principaux avantages et inconvénients de chacune de ces technologies est présentée Tableau C.1. Un coût relatif est également présenté sur la base du coût de mise en œuvre par formage hydraulique.

Les technologies de formage nécessitent l'ajout des canaux de régulation thermique au dos de la peau chauffante par un procédé d'assemblage annexe. Ces méthodes impliquent donc la création des canaux séparément puis de leur assemblage par soudage (coût non pris en compte dans les coûts présentés Tableau C.1). L'utilisation de technologies de soudage conventionnelles (TIG, MIG, . . .) présente le risque de création de déformations locales de la peau chauffante mince.

Par ailleurs, il est également possible de faire appel au brasage pour l'assemblage de 3 tôles en forme pour la réalisation de la peau chauffante (méthode appliquée pour la réalisation du démonstrateur industriel). Cependant, cette méthode ne reste applicable que pour des structures de faibles dimensions. En effet, pour la peau chauffante du démonstrateur industriel, des difficultés sont apparues pour le brasage des 3 tôles planes du fait de l'apparition de dilatations différentielles entre chacune des tôles. Ce phénomène était dû au gradient thermique dans les tôles, mais également à l'anisotropie des tôles laminées (dilatations accrues dans le sens de fibrage).

	Avantages	Inconvénients	Coût
Formage à froid	Pas de limite de taille Fortes épaisseurs possibles	Fabrication par assemblage Ajout des canaux par un autre process	1,8
Formage hydraulique	Pas de limite de taille Fortes épaisseurs possibles	Fabrication par assemblage Ajout des canaux par un autre process	1
Formage superplastique	Petite série possible	Dimensions : 1250 × 900mm Temps de formage long Retour élastique à prévoir Surépaisseur nécessaire Ajout des canaux par un autre process	1,3
Fabrication additive SLM	Canaux intégrés Intégration de fonction facilité Optimisation de la peau mince	Choix des matériaux limité Coûts Conception à adapter Dimensions : 400 × 800 × 500mm	3,7
Fabrication additive par projection	Canaux intégrés Grandes dimensions possibles	Choix des matériaux limité Conception à adapter Intégration des canaux plus complexe	2

Tableau C.1 – Comparaison des différentes technologies de mise en œuvre étudiées

Les technologies de fabrication additives permettent quant à elles une intégration des canaux de régulation thermique et une optimisation géométrique simplifiée. Les limites à ce jour concernent le coût et les faibles dimensions des pièces fabriquées. L'évolution de ce secteur reste cependant très prometteur à moyen terme.

C.3 Caractérisation matériaux

C.3.1 Isolants techniques

L'isolant rigide présent dans le concept MATTE joue un rôle important dans le comportement thermique et mécanique du système. Des campagnes expérimentales de caractérisation mécanique ont été menées sur des isolants du marché. Les éprouvettes de traction sont présentées Figure C.3

Cette phase de caractérisation a permis la mise en évidence des références d'isolants techniques répondant au cahier des charges MATTE d'un point de vue thermique et mécanique. Ces isolants s'avèrent être idéaux pour des outillages plans ou présentant de faibles emboutis. Ainsi, le collage, vissage et usinage de plaques d'isolants permet d'obtenir l'isolation à la forme de l'outillage MATTE.

Dans un second temps, un isolant de coulée à base de fibres de verre a été réalisé par l'entreprise Compose. Cet isolant chargé a été développé dans le but de pouvoir faciliter la mise en œuvre pour des outillages MATTE en forme. Des campagnes de caractérisation ont été menées afin de déterminer les performances mécaniques du matériau. Les résultats obtenus mettent en évidence le potentiel de ce type de méthode de mise en œuvre et de ce matériau pour le concept d'outillages

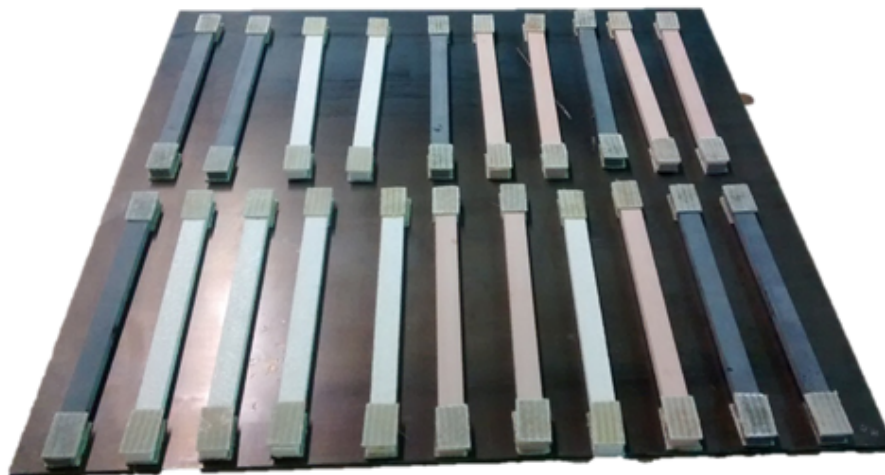


Figure C.3 – Eprouvettes de traction - Isolants techniques

MATTE. Des études complémentaires sont planifiées afin d'affiner les paramètres de coulée de l'isolant et le ratio de fibres.

C.3.2 Colles hautes températures

Dans le cadre de la fabrication de la peau chauffante du démonstrateur industriel plaque MATTE, une solution envisagée consiste à réaliser l'assemblage de différentes tôles par collage. Ce procédé d'assemblage, s'il s'avère efficace, permettrait par la suite d'investiguer sur la possibilité de généralisation à des peaux moulantes 3D et/ou devant réaliser des cycles thermiques à hautes températures.

Dans cette optique, une campagne expérimentale a été réalisée sur la tenue en cisaillement de différentes colles hautes températures, Figure C.4. L'objectif étant que ces colles puissent reprendre les efforts mécaniques ayant lieu dans la peau chauffante pour des températures pouvant atteindre 300°C.

Suite à ces essais, deux nuances de colle ont été retenues et devraient permettre de répondre aux attentes MATTE. Des études complémentaires sont à réaliser afin de garantir la tenue des colles aux cyclages thermiques. Par ailleurs, outre le concept MATTE, ces colles peuvent s'avérer utiles pour l'assemblage de différents sous-ensembles dans des outillages conventionnels devant cycliser à températures élevées.

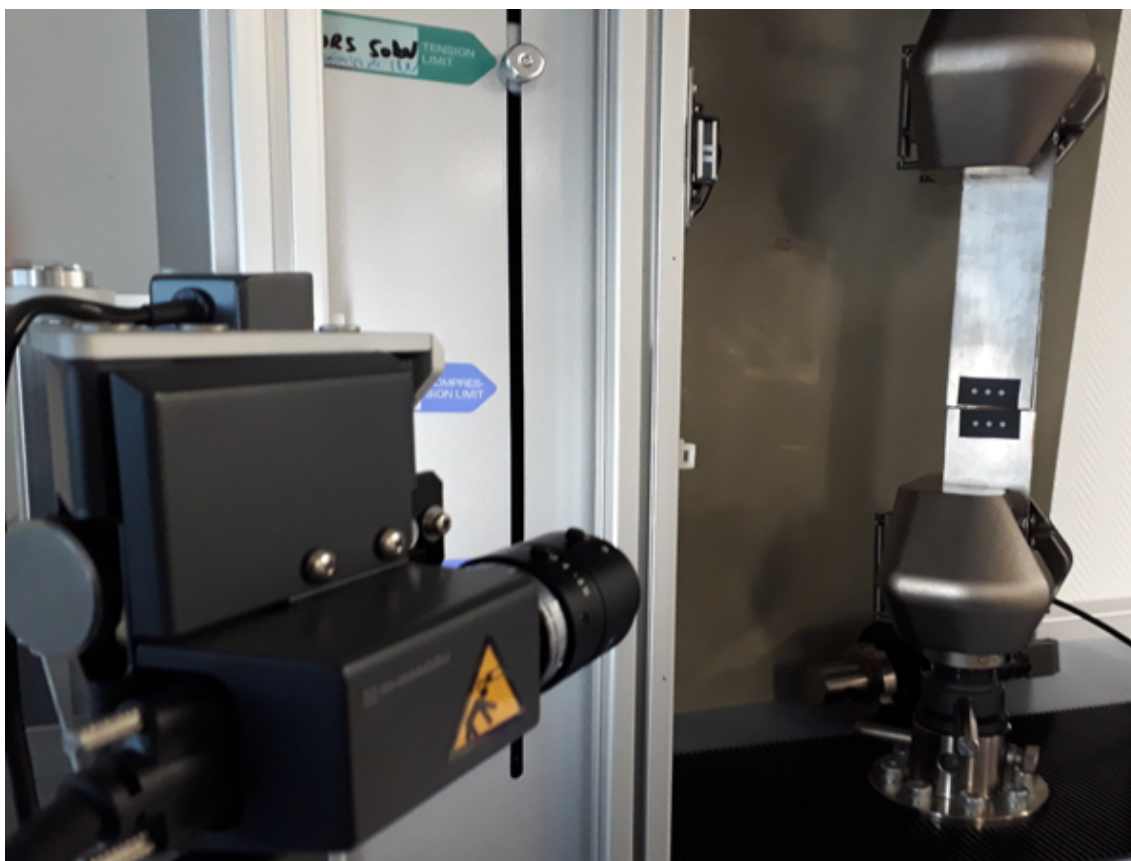


Figure C.4 – Banc d'essai - Contrôle du déplacement par caméra

C.4 Généralisation de l'outil THERM1 et perspectives d'évolution

C.4.1 Généralisation à des modèles 3D

Dans le cadre du développement du concept MATTE, le modèle éléments finis est sur la base d'un VER 2D nominal. Cependant, la chaîne de conception et les outils numériques ont été conçus de sorte à pouvoir être exploités sur une géométrie quelconque 2D ou 3D.

Un exemple d'outillage cornière, présenté Figure C.5, a été utilisé afin de valider la possibilité d'exploitation des outils sur une géométrie 3D réelle. Après exécution, il a été confirmé le bon fonctionnement de l'outil FLUIDE1, ainsi que de l'intégration des éléments MASS71, LINK34 et de la régulation thermique.

Pour la réalisation de cette simulation thermique sur un modèle 3D, le logiciel Ansys Workbench v18 a été utilisé. L'intégration des données issues de FLUIDE1 et de THERM1, passe par l'ajout d'un script de commande. Ce script a été mis en place pour la réalisation de l'étude, mais le processus de mise à jour automatique du script est en cours de développement.

Des études complémentaires sont en cours de réalisation au sein de l'entreprise CT1 afin de confronter les données expérimentales aux résultats numériques obtenus.

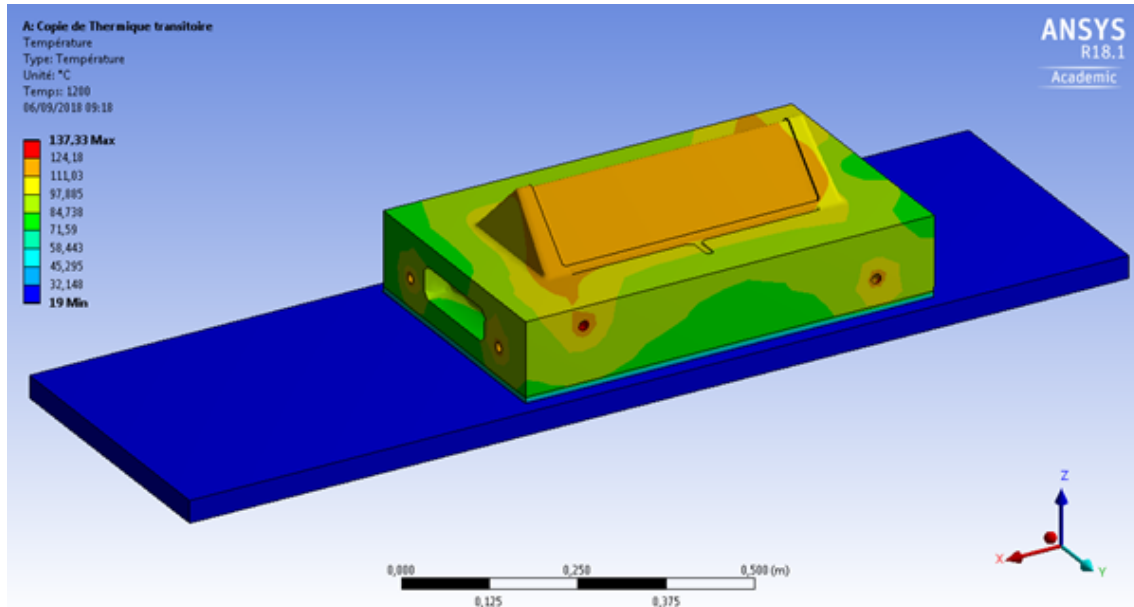


Figure C.5 – Exemple de fonctionnement sur un modèle d’outillage 3D

C.4.2 Intégration des éléments FLUID116

Les simulations thermiques éléments finis dans lesquelles de la convection opère, imposent généralement un coefficient convectif et une température de paroi. La problématique liée à ce type de modélisation est que l’évolution du coefficient convectif et de la température est considéré comme parfaitement maîtrisée, c’est-à-dire que le système de chauffe lié à l’outillage possède les capacités thermiques pour suivre l’évolution fixée par l’utilisateur.

Le développement des outils FLUIDE1 et THERM1 a pour objectif de s’affranchir de cette problématique, en intégrant lors de la phase de modélisation les données technologiques du système de chauffe (thermorégulateur, fluide et pompe).

Dans le cas de modèles 3D, ces outils ne permettent cependant pas la prise en compte de la perte de chaleur du fluide le long du canal de chauffe. Dans le but de conserver une modélisation éléments finis thermique et ainsi éviter les problématiques liées aux modélisations couplées fluide-thermique, une amorce de travail a été réalisée afin de mesurer les possibilités et l’intérêt d’intégration d’éléments FLUID116 au modèle. Les éléments FLUID116, présents dans le logiciel Ansys, permettent la prise en compte de ce phénomène à l’aide des équations de la dynamique des fluides en 1D. Comme cela a été démontré [Raatikainen2011], ce type d’éléments permet ainsi l’obtention de données fiables issues des phénomènes fluidiques, tout en conservant une modélisation peu coûteuse.

Un exemple d’utilisation des éléments FLUID116 sur un modèle 3D d’échangeur thermique est présenté Figure C.6. Des travaux sont actuellement en cours dans le but de pouvoir coupler les outils FLUID116 et THERM1 avec les éléments FLUID116.

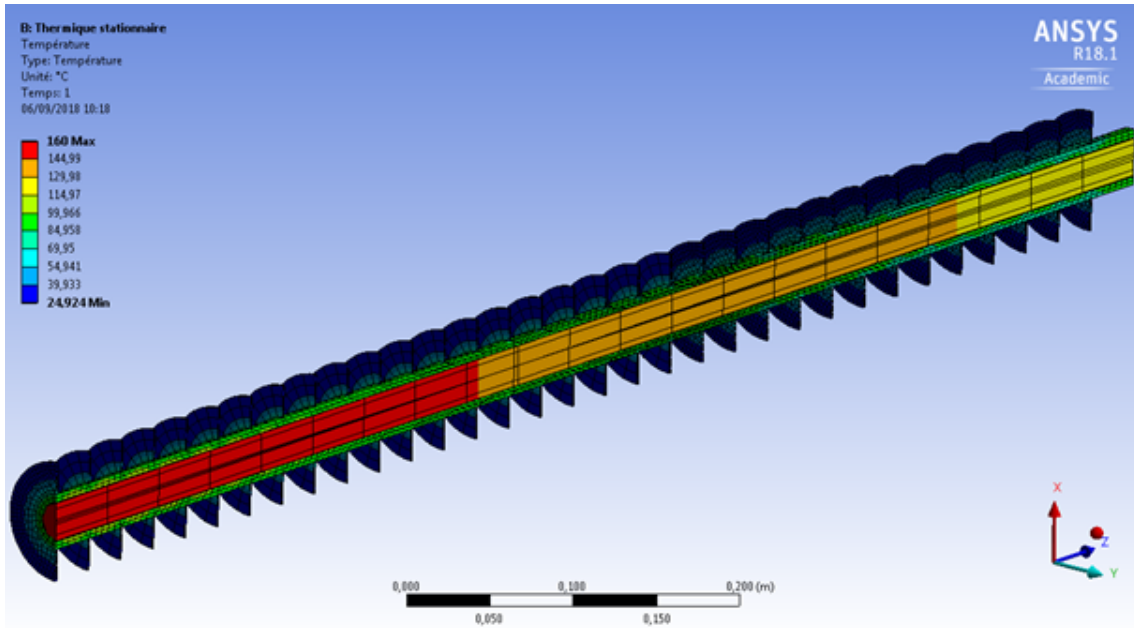


Figure C.6 – Exemple de modèle 3D intégrant un élément FLUID116 - Cas d'un échangeur thermique

"Optimisation du processus de dimensionnement thermomécanique de Moule Autonome à Transfert Thermique Efficient pour la transformation rapide des matériaux composites à renforts continus"

Résumé

Ce travail a pour but de proposer : (i) un nouveau concept d'outillage à faible inertie thermique destiné à la transformation rapide des composites hautes performances visant à répondre aux enjeux industriels, (ii) une nouvelle approche du dimensionnement et de l'optimisation thermique de l'outillage basée sur l'exploitation d'un modèle éléments finis peu coûteux. La démarche s'appuie sur trois axes principaux : (i) mettre en place un processus permettant d'estimer le coefficient convectif et de modéliser le thermorégulateur avec la prise en compte des données technologiques du système de chauffe (fluide, puissance thermique, régulation, pompe), (ii) développer une démarche d'optimisation thermomécanique sous contrainte, reposant sur des méthodes de métamodélisation et d'optimisation par algorithme génétique, (iii) qualifier la démarche complète à l'aide de campagnes expérimentales permettant la confrontation aux résultats numériques.

Mots-clés : Outillage, Transferts de chaleur, Canaux conformables, Matériaux composites, Modélisation, Optimisation thermo-mécanique

Abstract

The purpose of this study is to propose : (i) a new low thermal inertia mold concept for rapid manufacturing of high performance composite materials in order to meet industrial challenges, (ii) a new modeling approach for suitable thermomechanical optimizations based on the exploitation of an inexpensive finite element model. This approach relies on the three following tasks : (i) to develop a process for the convective coefficient estimation and for the thermoregulator modeling, both taking into account heating technological constraints (fluid nature, thermal power, thermal regulation, pump), (ii) to develop a thermomechanical optimization approach under stress, based on surrogate methods and optimization by genetic algorithm, (iii) to approve the whole approach using experimental campaigns allowing the comparison with numerical results.

Keywords : Mold, Heat transfer, Conformal channels, Composite materials, Modeling, Thermomechanical optimisation

