

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.

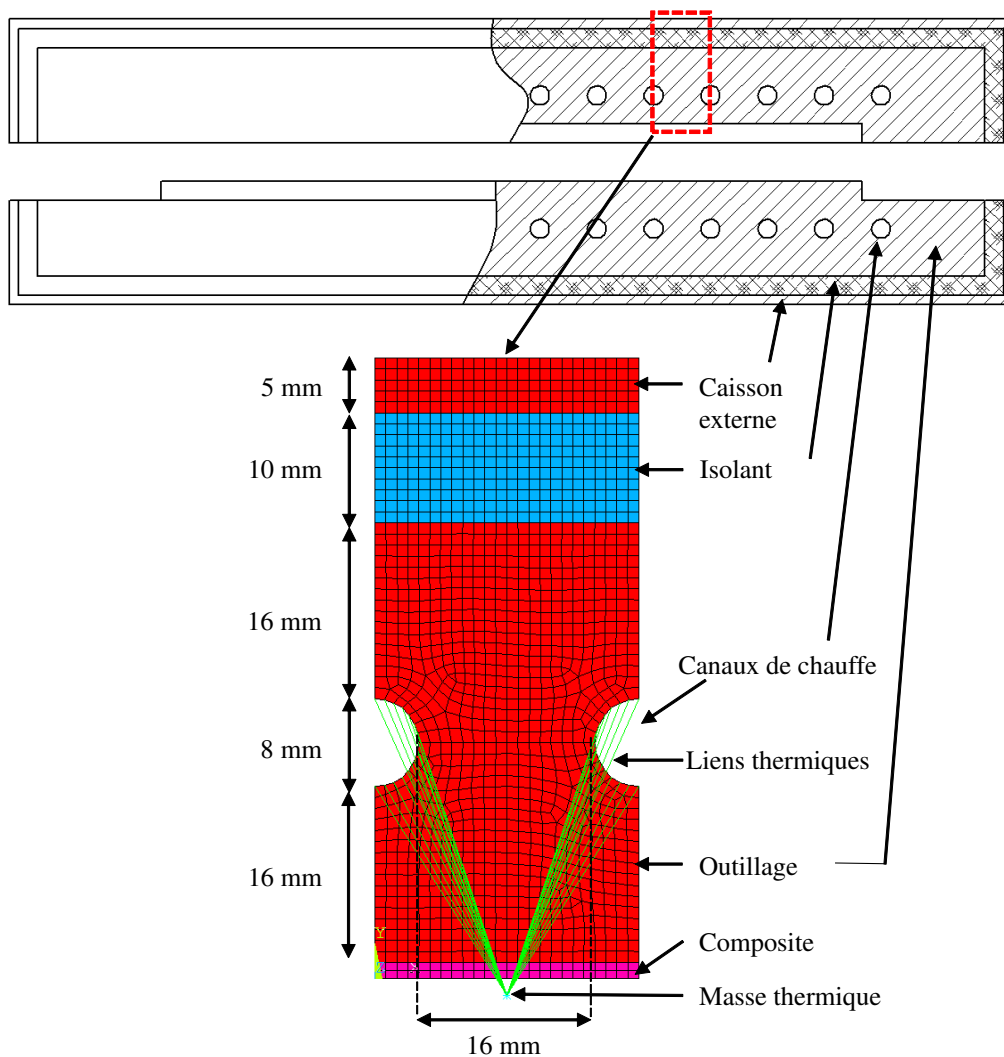


Figure 5.1 – Modélisation de l'outillage de référence massif

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.

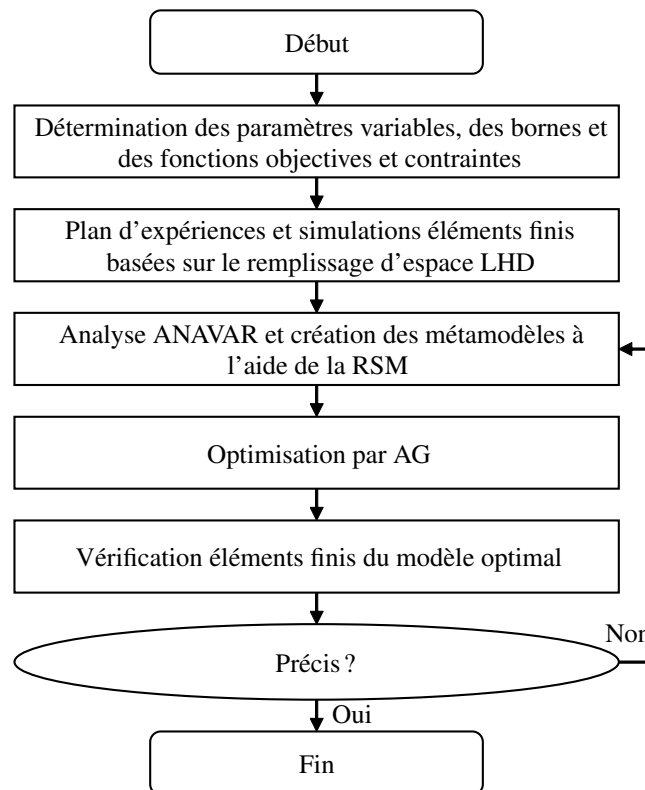


Figure 5.2 – Stratégie globale d'optimisation

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.

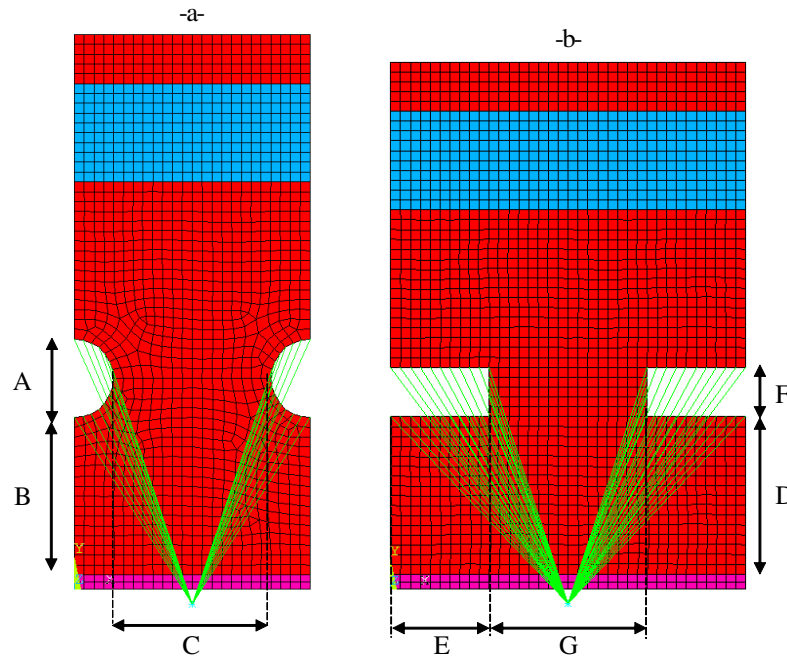


Figure 5.3 – Modèles pour l'optimisation circulaire -a- et rectangulaire -b-

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.

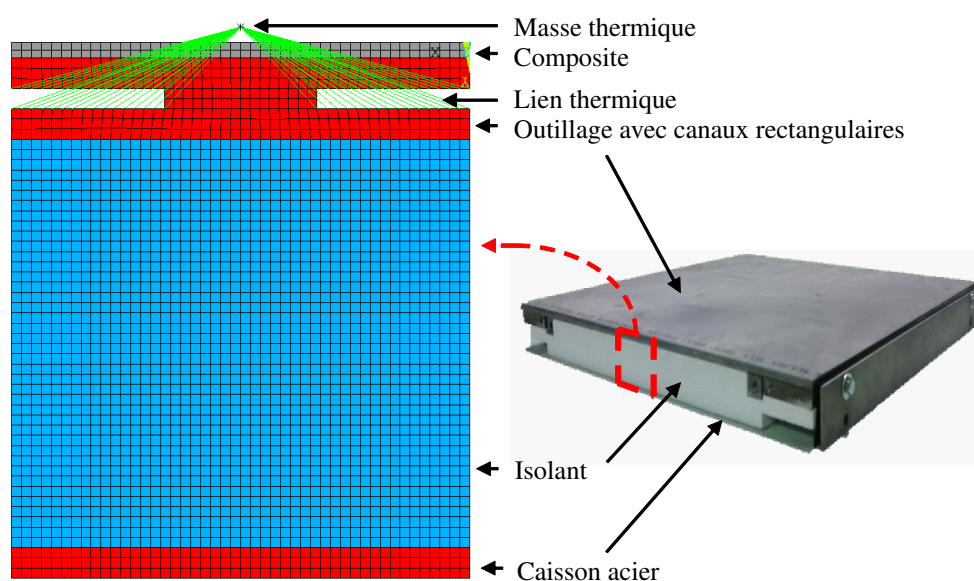


Figure 5.4 – Outillage à faible inertie thermique avec canaux de chauffe rectangulaires et modélisation VER

			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

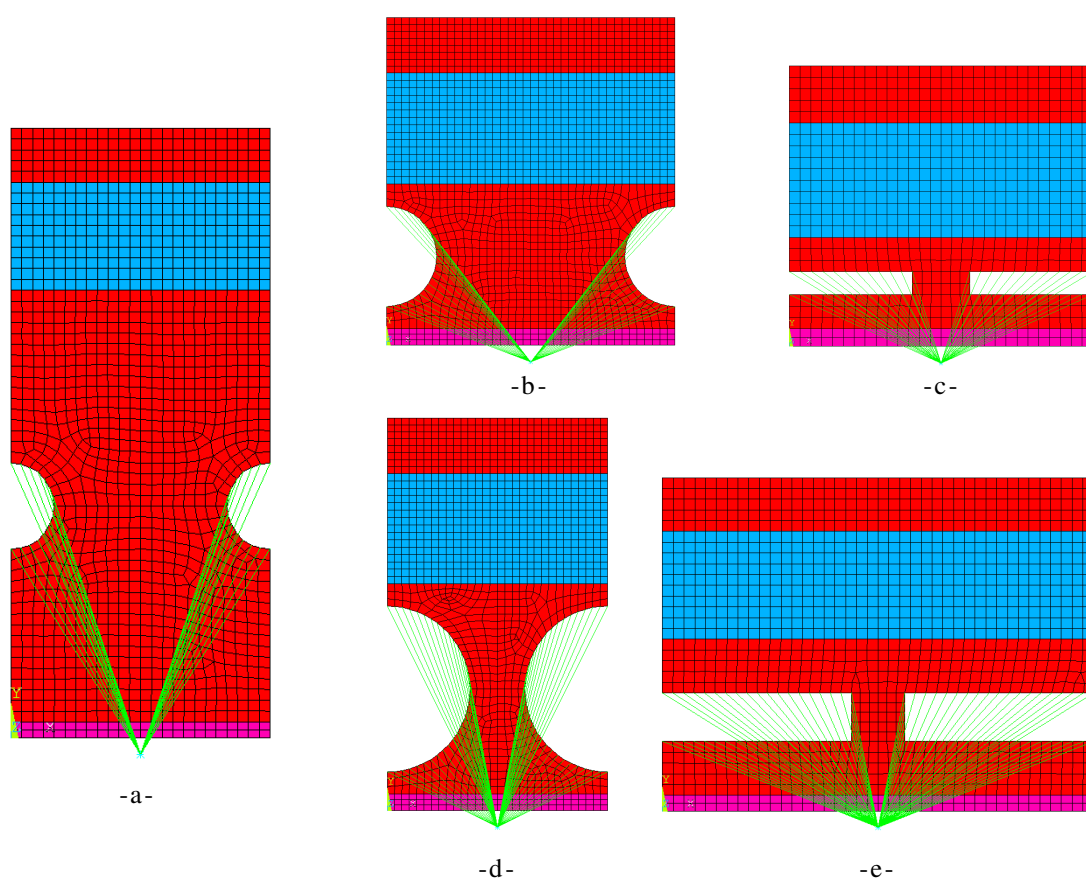


Figure 5.5 – Comparaison entre -a- la structure massive de référence et les modèles optimisés -b- circulaire eau, -c- rectangulaire eau, -d- circulaire huile et -e- rectangulaire huile

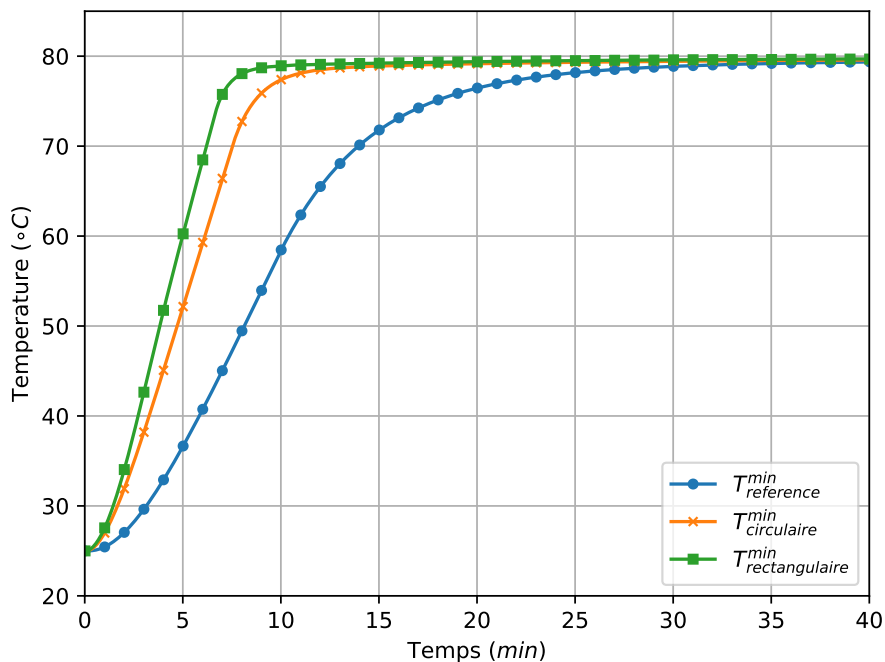
Les résultats prédictifs des modèles optimaux réalisés à l'aide des métamodèles et les résultats issus d'une vérification éléments finis sont comparés Tableau 5.6. Sur le domaine d'étude, les erreurs de prédiction sont inférieures à 5% pour les métamodèles thermiques et inférieures à 10% pour le métamodèle 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

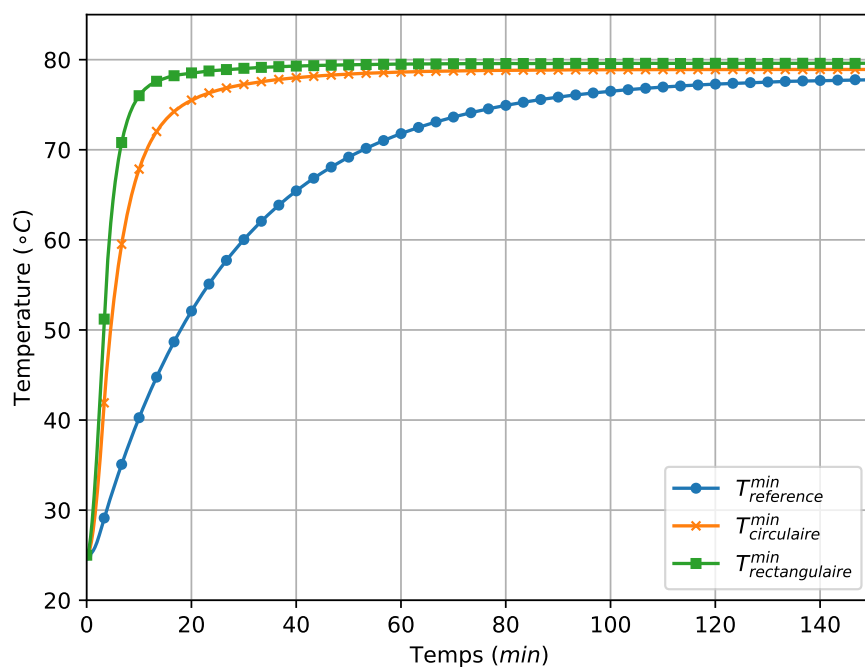
Tableau 5.6 – Résultats thermomécaniques pour les modèles optimisés

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) Chauffe à l'eau



(b) Chauffe 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.

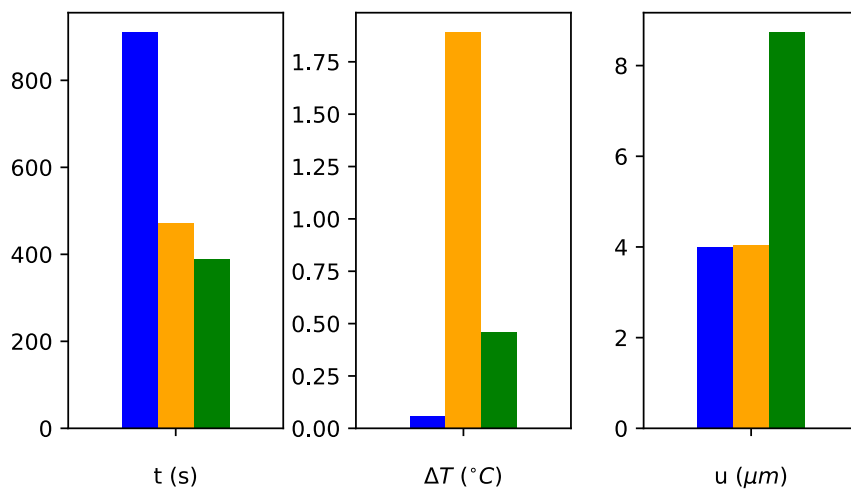
Cependant, l'huile ayant une viscosité plus importante que l'eau, les géométries de canaux obtenues pour les modèles chauffés à l'huile présentent une section d'écoulement plus importante que les géométries de canaux des modèles chauffés à l'eau afin de limiter les pertes de charge.

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.

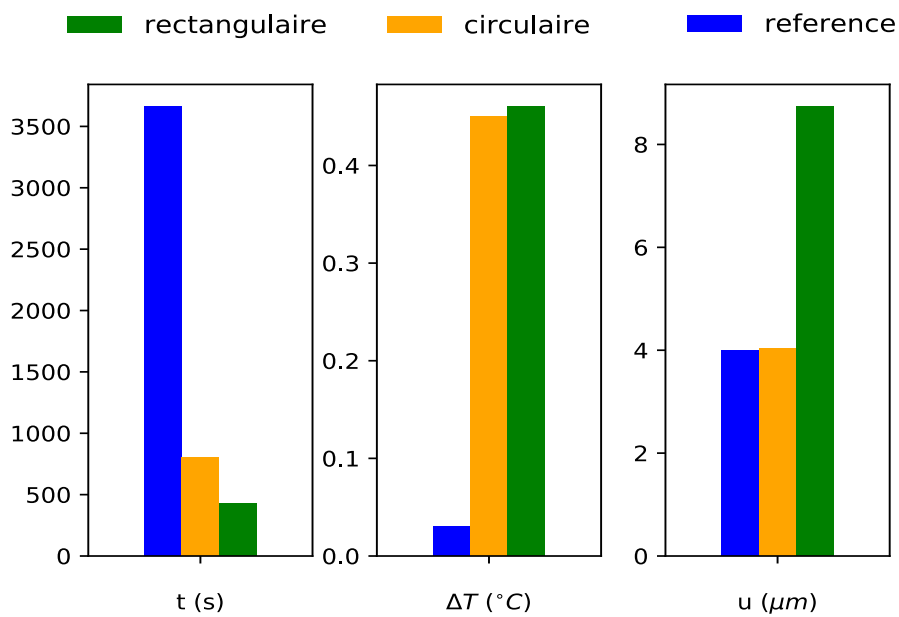
La comparaison des réponses thermiques (temps de chauffe et écart maximal de température sur la surface moulante) et mécanique (déplacement vertical maximal) est présenté Figure 5.7a pour la chauffe à l'eau et Figure 5.7a pour la chauffe à l'huile. Il apparaît pour la chauffe à l'eau que le modèle circulaire 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 .

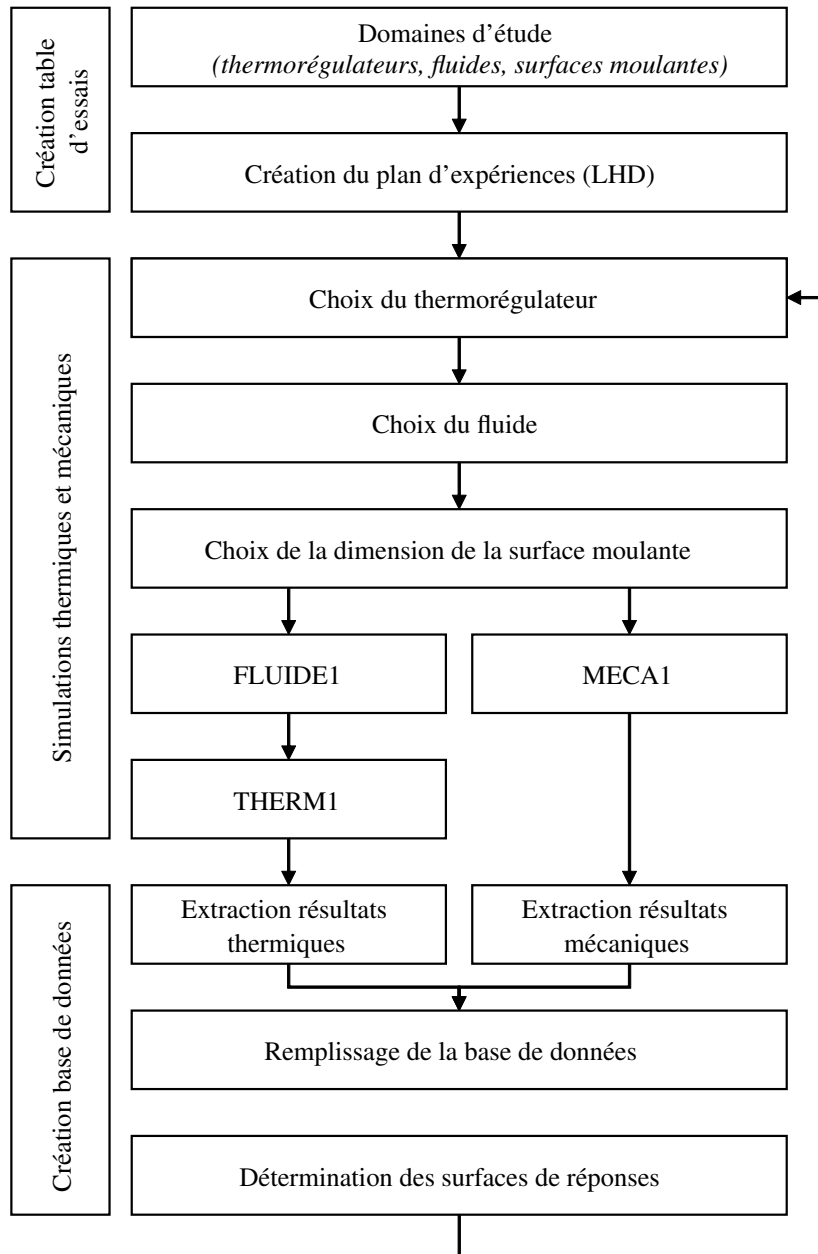


Figure 5.8 – Processus pour la création de la base de données

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.

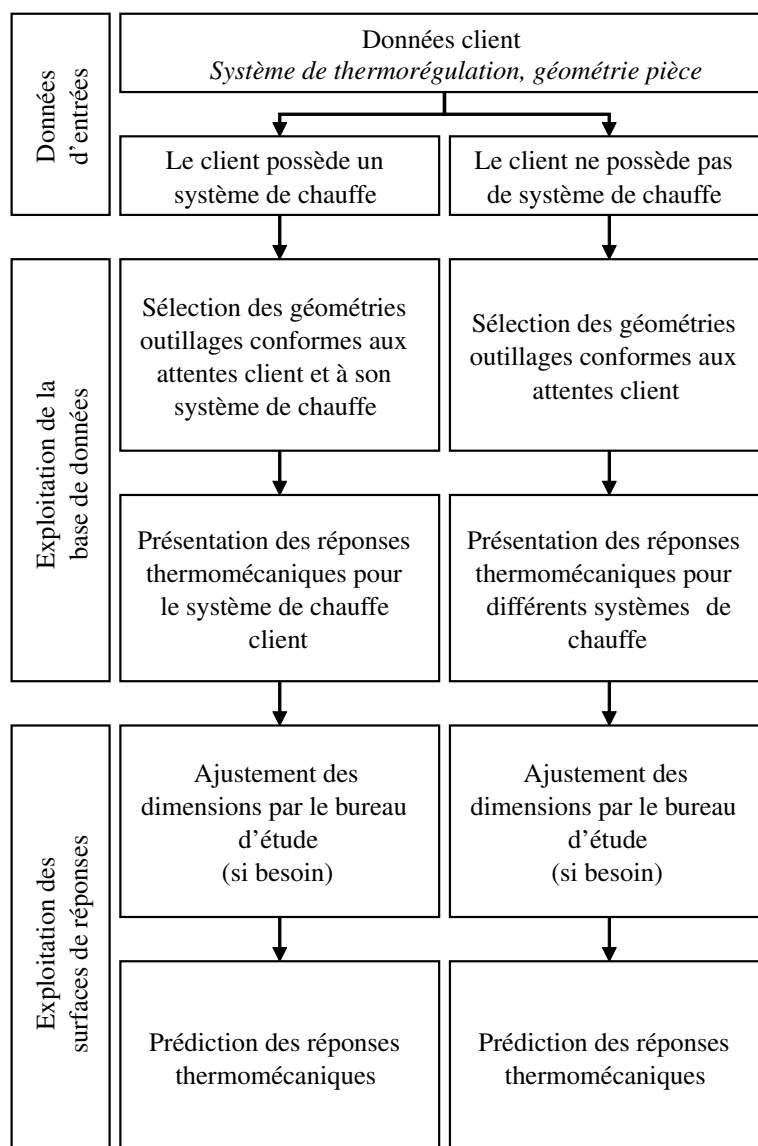


Figure 5.9 – Principe de fonctionnement de l'outil d'aide à la décision

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.

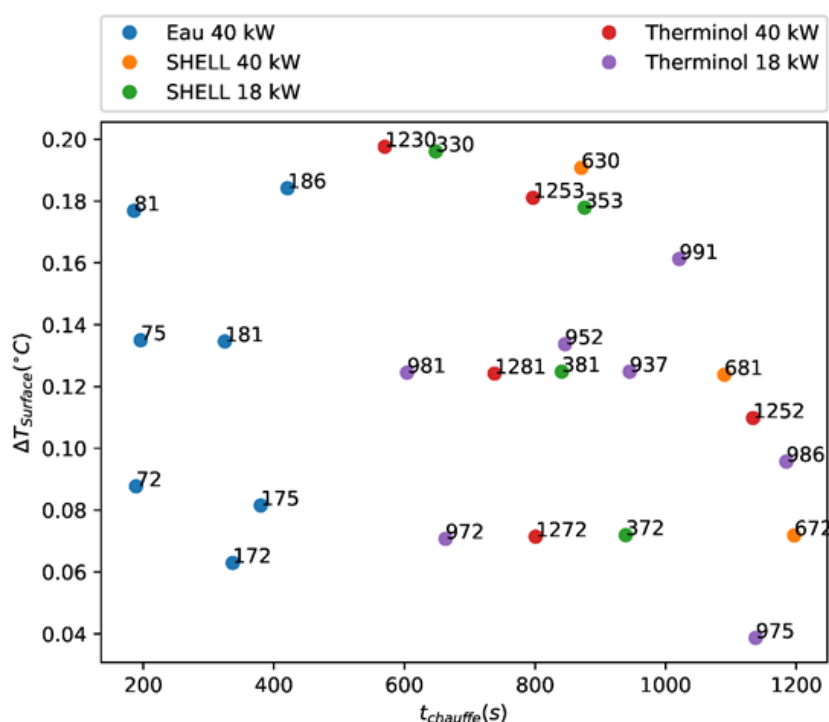


Figure 5.10 – Principe de fonctionnement de l'outil d'aide à la décision

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.

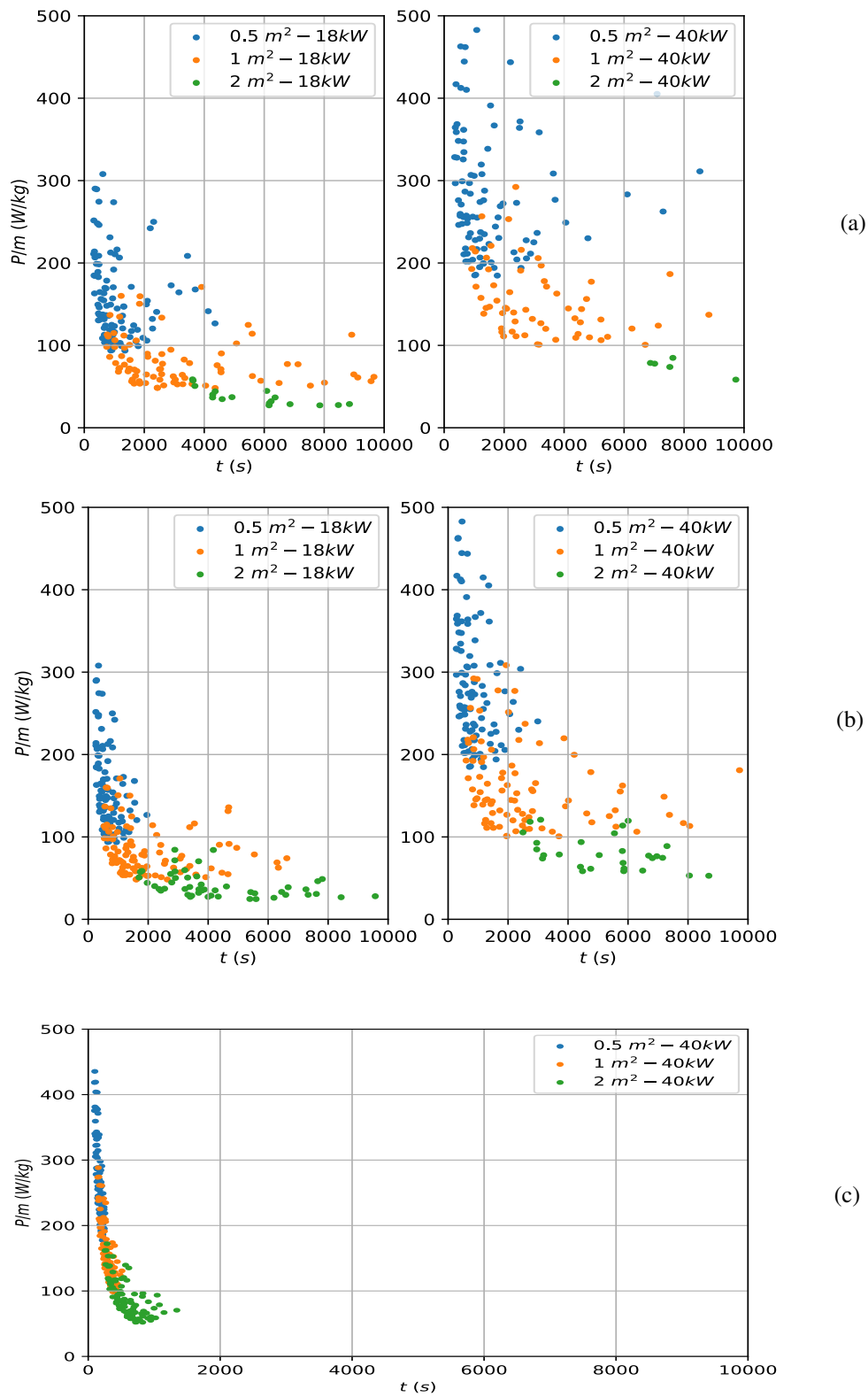


Figure 5.11 – Puissance thermorégulateur rapportée à la masse totale à chauffer en fonction du temps de chauffe, -a- SHELL, -b- Therminol et -c- Eau

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 modérée 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'avèrent 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.

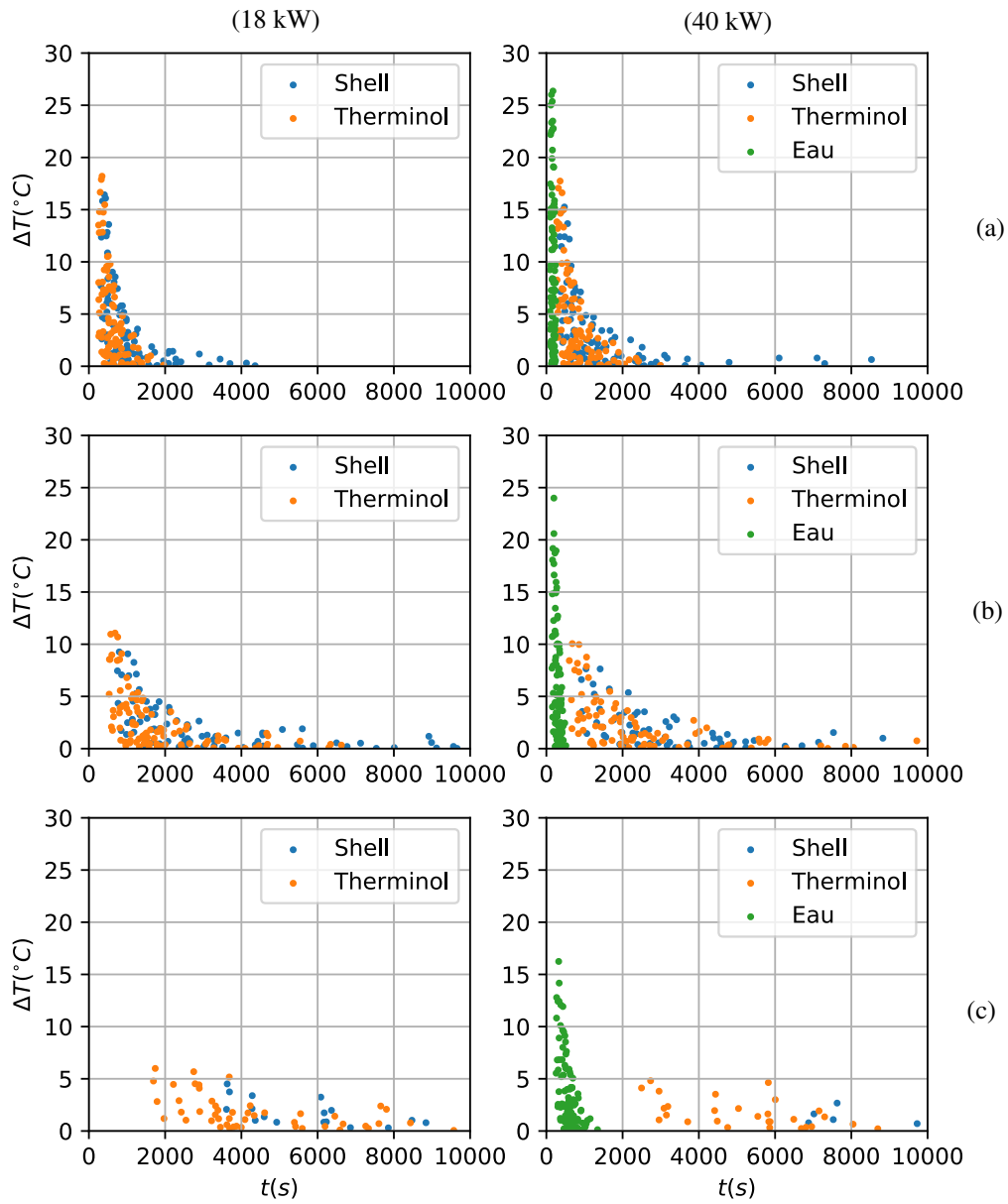


Figure 5.12 – Ecart de température ΔT en fonction du temps de chauffe t , -a- surface = 0,5 m², -b- surface = 1 m² et -c- surface = 2 m²

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 thermostat 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 thermostats, 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.