

Habilitation à Diriger des Recherches :

Contribution à la modélisation, la simulation et l'optimisation du transport de l'énergie thermique

Présentée par
Sylvain SERRA

Soutenance prévue le 2 décembre devant la commission d'examen :

Catherine Azzaro-Pantel : Professeur, Laboratoire de Génie Chimique (LGC) de Toulouse
École Nationale Supérieure des Ingénieurs en Arts Chimiques et Technologiques (ENSIACET),
Rapportrice.

Jérôme Bellettre : Professeur, Laboratoire de Thermique et Énergie de Nantes (LTen),
Département Thermique Énergétique de Polytech Nantes, Rapporteur.

Assaad Zoughaib : Professeur, Centre Efficacité Énergétique des Systèmes (CES), Mines
ParisTech, Rapporteur.

Françoise Bataille : Professeur, lab. PROcédés Matériaux et Énergie Solaire (PROMES),
Université de Perpignan Via Domitia (UPVD).

Jean-Michel Reneaume : Professeur, Lab. Thermique Énergétique et Procédés (LaTEP),
École Nationale Supérieure en Génie des Technologies Industrielles (ENSGTI).



Remerciements

Je tiens dans un premier temps à remercier l'ensemble des membres du jury de cette HDR, à commencer par les trois rapporteurs :

Catherine Azzaro-Pantel, Jérôme Bellettre et Assaad Zoughaib. Merci pour votre expertise et un grand merci pour les discussions qui ont suivi la soutenance. Mon seul regret sera que ces discussions étaient en visio... "COVID19 oblige". Il me tarde de pouvoir continuer ces discussions avec vous dans de meilleures circonstances.

Je vais reprendre une partie des remerciements de mon manuscrit de thèse pour remercier la présidente du jury qui a aussi été ma directrice de thèse : Françoise Bataille.

"Je reremercie ma CHEF pour m'avoir offert l'opportunité de découvrir l'univers de la recherche..."

Enfin, je remercie Jean-Michel Reneaume mon "Garant". Bien sûr pour sa relecture mais surtout pour tout le reste et dans ce "reste", et ce n'est pas rien, MERCI d'avoir parié sur moi en 2013 !

En dehors des membres du jury, je souhaiterais remercier Jean-Michel et Sabine pour nos 7 ans de recherche passés ensemble et j'espère que ça continuera encore longtemps.

Je remercie mes doctorants passés et présents ainsi que tous mes collègues et amis de l'ENSGTI et du LaTEP (IPRA).

Pour finir, je souhaite remercier mes parents pour m'avoir permis de trouver ma voie en faisant mes erreurs.

Merci à Nadège, ma compagne depuis bientôt 20 ans, pour m'avoir soutenue et avoir supporté ce travail légèrement... envahissant.

Enfin, merci à Adrien, Charline et Simon pour le bonheur que vous m'apportez.

Table des matières

Introduction et contexte	7
1 Synthèse de l'activité de recherche	9
1.1 Simulation numérique d'écoulements turbulents soumis à de fortes variations de température	11
1.1.1 Combustion turbulente.	14
1.1.2 Influence d'un fort gradient de température sur la turbulence.	19
1.1.2.1 Simulations LES pour la compréhension et la caractérisation des phénomènes	25
1.1.2.2 Simulations RANS pour l'anticipation de l'apparition du phénomène de relaminarisation.	39
1.2 Optimisation des systèmes énergétiques.	52
1.2.1 Optimisation numérique.	53
1.2.2 Optimisation en régime permanent.	55
1.2.2.1 Optimisation simultanée de la configuration et du dimensionnement des réseaux de chaleur urbains (Projet THERME-ENERGY).	60
1.2.2.2 Optimisation de la structure globale des activités de surface d'une centrale géothermique de co-génération Électricité/Chaleur (Projet FONGEOSEC).	69
1.2.3 Optimisation dynamique.	81
1.2.3.1 Optimisation dynamique des réseaux de froid urbain.	84
1.2.3.2 Optimisation dynamique de centrale solaire thermique.	92
1.2.4 Convergence des problèmes d'optimisation complexes.	98
1.3 Conclusion de la synthèse des activités de recherche.	104
2 Perspectives de recherche	107
2.1 Modélisation des effets liés aux fortes variations de températures.	108
2.2 Modélisation des stockages thermiques de grande dimension.	109
2.3 Optimisation temps réel des centrales solaires thermiques.	110
2.4 Optimisation des réseaux multi-énergies.	112

3 Dossier individuel	115
3.1 Publications	116
3.2 Communications	118
3.3 Encadrement de chercheurs	123
3.4 Collaborations et projets.	129
3.4.1 Contrats industriels	129
3.4.2 Contrats institutionnels (région, ANR,...)	129
3.5 Expertises.	132
3.6 Enseignements	134
3.7 Responsabilités	136
Bibliographie	137

Introduction et contexte

Ce manuscrit d'Habilitation à Diriger des Recherches est composé de 3 Chapitres. Le premier présente une synthèse de mes activités de recherche ; le second, des perspectives de recherche et le troisième, les détails de mon dossier individuel.

Avant tout cela, un CV succinct énumérant mes diplômes universitaires et leur année d'obtention ainsi que les principales fonctions et expériences professionnelles que j'ai effectuées. Pour finir, le nombre d'articles et communications scientifiques réalisés.

Sylvain SERRA	Maître de Conférences	3 enfants
Né le	12 mai 1980	Nationalité Française
Affectation	UPPA : Ecole Nationale Supérieure en Génie des Technologies Industrielles	
Laboratoire	Laboratoire de Thermique Energétique et Procédés, EA 1932	
Section CNU	62ème (Energétique – Génie des Procédés)	

DEROULEMENT DE LA CARRIERE

Depuis Juillet 2017 : Directeur des études Adjoint de l'ENSGTI

Depuis septembre 2013 : Maître de Conférences à l'ENSGTI/UPPA, Laboratoire LaTEP

2012 - 2013 : ATER ISAE-ENSMA - Institut P' - FTC - Axe combustion turbulente

2012 - 2012 : PostDoctorant à l'institut P' - FTC - Axe combustion turbulente

2009 - 2011 : Maître Assistant - Mines de Douai - Département Energétique Industrielle

2006- 2009 : Doctorant - Université de Perpignan Via Domitia - laboratoire PROMES

Encadrements : Co-encadrant de 6 Thèses (2 en cours) dont 2 en co-direction, 3 post-docs.
Participation à l'encadrement de 3 Thèses (sur une durée inférieure aux 3 années de thèse)

2015 - 2016 : **Délégation** - Pilote scientifique de l'axe 2 "Bâtiments et Réseaux à énergie intelligente" du programme 3 "Exploiter" de l'Institut pour la Transition Énergétique (ITE)

Articles dans des revues internationales avec comité de lecture : 13

Articles dans des revues nationales destinées aux industriels : 1

Communications avec actes dans un congrès international : 17

Communications avec actes dans un congrès national : 10

Conférences Nationales avec comité de lecture sur le résumé / séminaires : 14

Chapitre 1

Synthèse de l'activité de recherche

2020 étant arrivé, les enjeux à suivre ciblent maintenant 2050 voire 2100. D'ici là, la transition énergétique devra être passée et réussie. La France a inscrit "dans le marbre" ses objectifs en matière de lutte contre le dérèglement climatique en adoptant en Juin 2019 le projet de loi "Energie-Climat". Alors que la loi de transition énergétique prévoyait une division par 4 des émissions de gaz à effet de serre d'ici 2050, cette loi va plus loin avec l'objectif zéro émission nette à horizon 2050.

Pour parvenir à ses fins, il va être nécessaire de mieux produire, transporter et stocker l'énergie et, entre autre, l'énergie thermique. hors, un système énergétique complet (conversion, transport, stockage) est très complexe à maîtriser. Il est clair qu'en raison de l'ampleur des enjeux, les responsables ne pourront plus prendre de décisions hâtives ou justifier un choix d'attribution fondé sur un raisonnement instinctif ou des calculs naïfs. Afin de résoudre ce type de problèmes, il est nécessaire de connaître les méthodes approuvées ainsi que de maîtriser les outils mathématiques et informatiques développés à cet effet.

La simulation et l'optimisation numérique sont donc des outils indispensables mais reposent toujours sur un/des modèles qui doivent être adaptés au type d'étude que l'on souhaite réaliser et être validés par l'expérience. Malheureusement, il n'est pas toujours possible d'avoir (suffisamment) de données expérimentales (coût, temps ...). Dans ce cas là, la référence devient le modèle intégrant au mieux l'ensemble des phénomènes physiques présents dans un système. Bien évidemment, ce type de modèle à un coût numérique important et sert souvent à comprendre une interaction complexe entre plusieurs phénomènes physiques ou à valider un modèle plus simplifié pour l'étude d'un système plus complexe ou de plus grande dimension.

Les travaux de recherche, synthétisés dans ce document, illustrent à plusieurs niveaux cette démarche alliant modélisation, simulation ou optimisation numériques appliquées à des problématiques incluant le transfert et le transport d'énergie thermique dans un fluide.

Dans ce chapitre, j'ai séparé volontairement mes "anciennes" activités de recherche effectuées, pour la majorité, dans des laboratoires autres que le LaTEP, de mes activités de recherche actuelles. Cette scission représente certes une scission chronologique mais aussi et surtout, une scission thématique.

Le premier axe de recherche présenté concerne la simulation numérique d'écoulements turbulents soumis à des variations de température importantes. Ces simulations sont, selon les cas, "simples" type RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) ou plus fines type LES (Large Eddy Simulation).

Le deuxième axe de recherche porte sur des problèmes d'optimisation numérique de systèmes énergétiques de grande dimension nécessitant la prise en compte du transport de l'énergie. les systèmes en question sont les réseaux urbain de chaud ou de froid, étudiés en stationnaire ou dynamique avec une modélisation plus ou moins fine des unités de production tels qu'un système de co-génération électricité/chaleur ou une centrale solaire thermique.

D'un point de vue pratique, les références notées en rouge sont celles dont je suis co-auteur et sont données dans la partie 3.1 pour les :

- "Publications internationales dans des revues référencées dans les bases de données" notées **ACL..**
- "Publications dans des revues à comité de lecture non référencées" notées **ACLN..**
- "Rapports de contrat industriel" notés **RAP..**

De même, les différentes communications sont détaillées dans la section 3.2 pour les :

- "Conférences internationales avec comité de lecture sur le texte complet" notées **ACTI..**
- "Conférences nationales avec comité de lecture sur le texte complet" notées **ACTN..**
- "Conférences nationales avec comité de lecture sur le résumé / séminaires" notées **COM..**

Le détail des personnes que j'ai encadrées est donné dans la partie 3.3 et est noté dans le texte **D.** pour les doctorants, **DP.** pour les doctorants que j'ai encadrés sur une durée inférieure aux 3 années de thèse et **P.** pour les PostDoctorants.

1.1 Simulation numérique d'écoulements turbulents soumis à de fortes variations de température

Avant d'obtenir mon poste de Maître de conférences à l'ENSGTI à Pau en 2013, j'ai travaillé dans plusieurs laboratoires :

1. de 2012 à 2013, Institut Pprime, axe - FTC - dans l'axe **Combustion Turbulente**, dans l'équipe d'Arnaud Mura avec le soutien de Vincent Robin,
2. de 2009 à 2011, Département Énergétique Industrielle des Mines de Douai :
 - **Transfert thermique convectif**
 - **Érosion Éolienne**
3. de 2006 à 2009, Laboratoire Procédés Matériaux et Énergies Solaires (PROMES) dans lequel j'ai effectué ma thèse intitulée " **Couplage écoulements pariétaux et transferts thermiques dans les récepteurs solaires à haute température**" sous la direction de Françoise Bataille et Adrien Toutant.

Dans l'ensemble de ces travaux, la problématique principale était la résolution, dans des cas complexes (physique ou géométrique), des équations issues de la mécanique des fluides (équations de Navier-Stokes) exprimant la conservation de la masse totale, de la quantité de mouvement et de l'énergie qui s'écrivent classiquement de la façon suivante (en considérant C_p constant) :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_k}{\partial x_k} = 0 \quad (1.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ik} \right) \quad (1.2)$$

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + U_j \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial P}{\partial t} + U_j \frac{\partial P}{\partial x_j} + \sigma'_{jk} \frac{\partial U_k}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (1.3)$$

La résolution de ces équations passe forcément par l'utilisation d'une méthode numérique puisque les outils mathématiques actuels ne permettent pas la résolution analytique de ces équations. La méthode numérique utilisée qui consiste à discrétiser les équations dans l'espace et le temps, fournit une solution plus ou moins précise en fonction de l'ordre du schéma numérique et de la qualité de la discrétisation. La discrétisation de l'espace et du temps se traduit par l'utilisation d'un maillage.

Reste maintenant à bien simuler/modéliser la "TURBULENCE". Pour ce faire, il existe plusieurs méthodes qui ont chacune leurs avantages et leurs inconvénients. La méthode permettant d'obtenir des résultats les plus précis et proches de la réalité est la simulation numérique directe (DNS pour "Direct Numerical Simulation").

Moins précis mais beaucoup plus rapide en temps de simulation, les modèles RANS (Reynolds

Averaged Navier-Stokes) consistent en une modélisation statistique de l’écoulement basée sur une décomposition de Reynolds ($u = \bar{u} + u'$) des équations. Les équations bilan sont alors moyennées, faisant apparaître un terme inconnu à modéliser, le tenseur de Reynolds ($\overline{\rho u' u'}$). Ces méthodes sont stationnaires.

Un compromis entre ces deux méthodes est la simulation des grandes échelles (LES pour “Large Eddy Simulation”). En effet, cette méthode simule les grandes échelles, porteuses d’énergie (comme le ferait la DNS), et ne modélise que les petites échelles ayant pour effet de dissiper l’énergie. Ceci est en accord avec la théorie de [A. Kolmogorov \(1941\)](#) qui repose sur le mécanisme de cascade d’énergie des gros tourbillons vers les plus petits. Les grosses structures tourbillonnaires, produites par la géométrie et porteuses d’énergie, vont produire d’autres structures de plus en plus petites, à qui elles transmettent leur énergie. Plus les tourbillons sont petits, plus les forces visqueuses dissipent facilement leur énergie cinétique en chaleur.

Une schématisation du spectre d’énergie cinétique turbulente (figure [1.1](#)) permet de représenter facilement la différence de traitement des structures turbulentes entre ces trois approches.

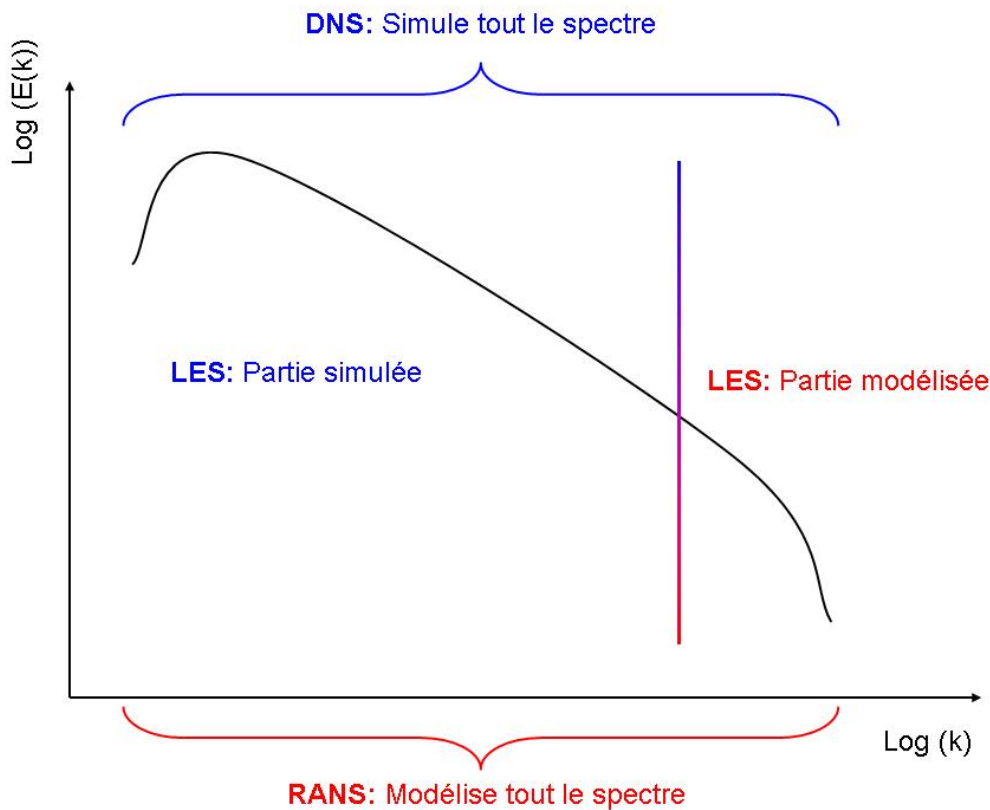


FIGURE 1.1 – Comparaison des méthodes DNS, LES et RANS

Ces trois méthodes ne sont pas les seules mais sont les plus utilisées (le lecteur pourra se référer aux références suivantes [Spalart \(2000\)](#) ou [Fureby et Grinstein \(2002\)](#) pour avoir des informations sur d’autres méthodes).

Dans ce manuscrit seront présentés uniquement des travaux portant sur des écoulements dont la modélisation des phénomènes physiques demande une attention particulière. En effet, dans de nombreuses études de CFD portant sur des écoulements nécessitant la prise en compte de l'équation de conservation de l'énergie, la température est très souvent considérée comme un simple scalaire passif. Cette hypothèse signifie que la température n'influence pas la dynamique de l'écoulement. Par exemple, les travaux que j'ai pu effectuer au sein du Département Énergétique Industrielle (DEI) de l'école des Mines de Douai :

1. Jonction fluide turbulente anisotherme :
 - Étude des fluctuations thermiques pariétales à l'aval de la jonction par simulations numériques.
 - Développement d'un journal file permettant le maillage automatique, d'une géométrie en T, paramétrable (respect de la taille de première maille et des différents rapports de forme).
 - Développement de solveur conducto-convectif pour simulation type LES.
 - Rédaction du rapport présentant la validation du modèle et de son implémentation (section [3.1](#), [RAP1](#)).
 - Validation du modèle de viscosité sous-maille.
 - Encadrement d'une PostDoctorante Ouafa Bouloumou ([P1](#)).
 - Environnement de travail : Linux, MPI. Code de CFD : OpenFOAM. Programmation : C++. Mailleur : GMSH. Post traitement : Paraview
2. Étude LES de l'intensification des échanges convectifs dans une géométrie de canal dont les parois sont munies de protrusions.
 - Etude de la sensibilité au maillage de la géométrie fournie par le client.
 - Développement de sous-routines permettant le calcul, fluide et thermique, périodique.
 - Comparaison de résultats RANS et LES.
 - Analyse, dynamique et thermique, des mécanismes d'intensification des transferts thermiques d'un échangeur spécifique en fonction de différents débits.
 - Rédaction d'un manuel technique afin de permettre au client de poursuivre l'étude ainsi que du rapport final ([RAP2](#)).
 - Environnement de travail : Linux, MPI. Code de CFD : Fluent, Code_Saturne. Programmation : Fortran. Mailleur : Gambit
3. Projet Interdisciplinaire Energie (PIE 2010) : VORFLEX
 - Développement de solveur permettant un couplage fort fluide-structure avec maillage mobile.
 - Encadrement d'un PostDoc : Charbel Habchi ([P2](#)).
 - Environnement de travail : Linux. Code de CFD : Fluent, OpenFOAM. Programmation : C++. Mailleur : Gambit. Post traitement : Paraview
 - Communication : [COM7](#)

L'hypothèse de considérer la température comme un scalaire passif revient à la même chose que si l'on suivait des particules très légères dans de l'air. Ceci correspond aux second axe dans lequel j'ai travaillé au DEI qui porte sur l'érosion éolienne de matière granulaire envolée sur tas de stockage minier. Dans cette partie, l'idée était de d'améliorer les modèles de quantification de l'envol de particule en intégrant une meilleur modélisation des phénomènes physiques tel que :

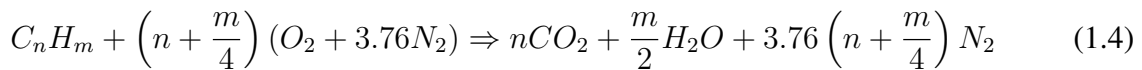
- l'influence des particules non érodibles (Simulation RANS afin d'étudier l'impact de grosses particules sur la vitesse proche paroi située en aval),
- l'influence de la forme des tas (Simulation type RANS pour étudier entre autres, l'orientation privilégiée par rapport au vent dominant, l'influence de l'écrêtage des tas ...),
- l'influence de tas multiples (Simulation type RANS pour étudier dans un champ de tas de stockage, les répartitions des zones érodibles caractérisées par le gradient de vitesse à la paroi),
- la prise en compte de l'ensemble du site industriel (Simulation type RANS pour étudier l'influence des bâtiments ainsi que des potentielles rangées d'arbre sur l'exposition au vent des tas de stockage).

Il est à noter que lorsque cela était possible, des expérimentations ont été réalisées en soufflerie (LDV, PIV, visualisation d'évolution de surface (ACTI4)). Le détail des ces travaux se retrouve dans les manuscrits de thèse de Turpin (2010) DP1 et Furieri (2012) DP2 que j'ai partiellement co-encadré (pour une durée inférieure aux 3 années de leurs thèses).

Les deux parties à venir considèrent maintenant des écoulements pour lesquels la température ne peut plus être considérée comme un scalaire passif, ce qui est le cas pour des écoulements réactifs (section 1.1.1) ou des écoulements soumis à de très fortes variations de température (section 1.1.2).

1.1.1 Combustion turbulente.

Dans le cas d'écoulements réactifs, en plus des équations de Navier-Stokes, il est nécessaire d'ajouter des équations afin de connaître l'état de la réaction globale soit par exemple, pour la combustion d'un hydrocarbure dans l'air à la stoechiométrie, l'état de la réaction :



Pour se faire, à l'aide de l'équation 1.4 et en considérant que la chimie est infiniment rapide par rapport au mélange turbulent, il est possible de déterminer les fractions massiques de toutes les espèces. La composition, la température et la masse volumique du mélange gazeux peuvent être entièrement déterminées à partir de la fraction de mélange ξ et de la fraction massique de combustible Y . Les équations d'évolution de ces variables s'écrivent alors :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\xi) + \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k \xi) = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\rho D \frac{\partial \xi}{\partial x_k} \right) \quad (1.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y) + \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k Y) = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\rho D \frac{\partial Y}{\partial x_k} \right) + \omega \quad (1.6)$$

avec D le coefficient de diffusion d'une espèce non réactive (loi de Fick) par exemple, l'azote dans notre cas et ω le taux de production chimique.

Ces deux variables permettent de représenter aussi bien des flammes de diffusion ($0 < \xi < 1$) que de prémélange ($\xi = cte$) et donc toutes les flammes correspondant à un régime intermédiaire : les flammes partiellement prémélangées.

Le sujet présenté ici est la modélisation du transport turbulent dans les écoulements réactifs non prémélangés dans les modèles de turbulence de type RANS.

Les gaz réactifs ont la particularité d'avoir une variation de masse volumique engendrée par le dégagement de chaleur. Le procédé de moyenne utilisé dans les modèles RANS, appliqué à ces écoulements, conduit à des équations particulières très différentes des équations moyennes pour les écoulements où la masse volumique est constante. Afin de retrouver une forme d'équation plus courante, on introduit une moyenne de Favre qui est une moyenne pondérée par la masse volumique, définie de la façon suivante : $\overline{\rho\Phi} = \bar{\rho}\tilde{\Phi}$. La fluctuation autour de la moyenne de Favre $\tilde{\Phi}$ est notée Φ'' : $\Phi = \tilde{\Phi} + \Phi''$. À la différence de la moyenne de Reynolds, cette moyenne n'est pas centrée, donc $\overline{\tilde{\Phi}''} \neq 0$ mais $\tilde{\Phi}'' = 0$. Pour obtenir les équations d'évolution des quantités moyennes, on applique l'opérateur de moyenne "·" aux équations exactes (équations : [1.1](#), [1.2](#), [1.5](#) et [1.6](#)). On obtient :

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_k}{\partial x_k} = 0 \quad (1.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\bar{\rho} \tilde{u}_k \tilde{u}_i) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\bar{\mu} \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_k} + \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \bar{\mu} \frac{\partial \tilde{u}_l}{\partial x_l} \delta_{ik} - \overline{\rho u_i'' u_k''} \right) \quad (1.8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{\xi}) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\bar{\rho} \tilde{u}_k \tilde{\xi}) = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\overline{\rho D \frac{\partial \xi}{\partial x_k}} - \overline{\rho u_k'' \xi''} \right) \quad (1.9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{Y}) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\bar{\rho} \tilde{u}_k \tilde{Y}) = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\overline{\rho D \frac{\partial Y}{\partial x_k}} - \overline{\rho u_k'' Y''} \right) + \bar{\omega} \quad (1.10)$$

Ces équations ressemblent aux précédentes mais voient apparaître de nouveaux termes qui représentent le mécanisme de transport turbulent des variables :

- $\overline{\rho u_i'' u_k''}$, le tenseur de Reynolds
- $\overline{\rho u_k'' \xi''}$, le flux turbulent de la fraction de mélange
- $\overline{\rho u_k'' Y''}$, le flux turbulent de la fraction massique de combustible

Le tenseur de Reynolds est modélisé de différente façon selon les types de simulation RANS (1er ordre ou 2nd ordre) mais la philosophie générale de ce genre de modélisation consiste à résoudre des équations supplémentaires permettant la conservation de l'énergie cinétique ($k = \frac{1}{2} \overline{u_i'' u_i''}$) et de la dissipation turbulente (ϵ).

Par similitude avec la loi de comportement d'un fluide visqueux reliant le tenseur des contraintes visqueuses au champ de vitesse et en lien avec l'hypothèse de Boussinesq (Boussinesq (1897)), le tenseur de Reynolds est relié au champ moyen de vitesse par l'équation :

$$-\overline{\rho u_i'' u_k''} = \mu_t \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_k} + \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \tilde{u}_l}{\partial x_l} \delta_{ik} \right) + \frac{2}{3} \bar{\rho} \bar{k} \delta_{ik} \quad (1.11)$$

Avec μ_t la viscosité turbulente dont la résolution dépend du type de modèle RANS.

Le concept de viscosité turbulente retenu dans ce type d'approches a permis de modéliser simplement le flux turbulent de n'importe quel scalaire Ψ par analogie avec la loi de diffusion moléculaire :

$$\overline{\rho u_k'' \Psi''} = - \left(\frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \frac{\partial \Psi}{\partial x_k} \quad (1.12)$$

où μ_t et σ_t sont respectivement la viscosité turbulente et le nombre de Schmidt turbulent.

Cette méthode a l'avantage d'être simple et très robuste car elle augmente le terme de diffusion du scalaire et contribue ainsi à la stabilité des méthodes de résolution numérique. Néanmoins, les lois de type "gradient" utilisées pour représenter les transports turbulents ne sont valables que dans des cas académiques très simples tels que les écoulements de couches minces cisailées. Les phénomènes induits par les variations de masse volumique sur les transports d'espèces chimiques et de quantité de mouvement sont d'autant plus importants que les variations de masse volumique considérées ont lieu dans des zones très fines comparées aux structures turbulentes ; ce qui est généralement le cas dans les écoulements réactifs turbulents. Ainsi, les flux turbulents obtenus à partir des lois de type "gradient" peuvent être opposés aux flux mesurés expérimentalement.

Par exemple, les variations de masse volumique dans les écoulements réactifs parfaitement prémélangés, qui ont été très largement étudiés depuis plusieurs décennies, conduisent aux phénomènes bien connus de diffusion turbulente à contre-gradient et à la production de turbulence par la flamme. Dans ces écoulements, les variations de masse volumique affectent d'une part le champ de vitesse, via l'équation de continuité, et d'autre part le champ scalaire, via l'équation d'état. L'équation d'état permet toujours de relier la valeur de la masse volumique à la valeur du scalaire (Figure 1.2) que ce soit dans un écoulement non réactif (scalaire : fraction de mélange ξ), un écoulement réactif parfaitement prémélangé (scalaire : variable d'avancement c) ou un écoulement réactif non prémélangé (scalaire : fraction de mélange ξ).

Ainsi, quel que soit l'écoulement considéré, les fluctuations de vitesse et des scalaires sont fortement corrélées aux fluctuations de masse volumique qui elle-même est modifiée par des réactions chimiques dans les écoulements réactifs (Figure 1.3). Ce sont ces relations que nous cherchons à établir.

Une grande partie des effets de production de turbulence par les variations de masse volumique peut être prise en compte via les termes de pression $\overline{u'' \nabla p}$ apparaissant dans l'équation de transport pour l'énergie cinétique turbulente et $\overline{c'' \nabla p}$ ou $\overline{\xi'' \nabla p}$ apparaissant dans l'équation de transport des scalaires. Ainsi, nous cherchons dans un premier temps, à proposer une relation (voir tableau 1.1) entre la moyenne des fluctuations et le flux turbulent à l'aide du volume spécifique $r = 1/\rho$ qui permet de tracer l'évolution du mélange. En fait, nous utiliserons le volume spécifique normalisé : $f = \frac{r - r_{min}}{\beta}$ avec $\beta = r_{max} - r_{min}$

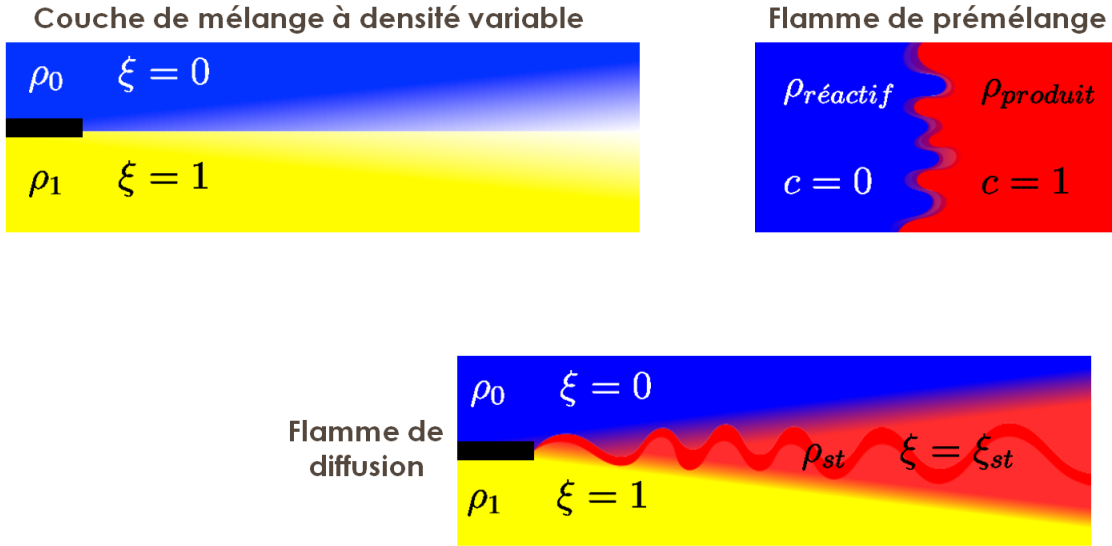


FIGURE 1.2 – Représentation du lien entre masse volumique et scalaire

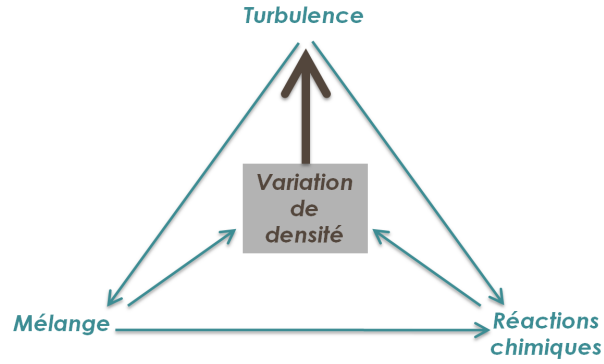


FIGURE 1.3 – Représentation de l'interaction mélange/turbulence/réaction chimique

Écoulements non réactif à densité variable	Flammes de prémélanges	Flammes non prémélangées
$f = \xi$	$f = c$	$f \neq c \quad f \neq \xi$
$\overline{u''} = \beta \overline{\rho u'' \xi''}$	$\overline{u''} = \beta \overline{\rho u'' c''}$	$\overline{u''} = \beta \overline{\rho u'' f''}$
$\overline{\xi''} = \beta \overline{\rho \xi''^2}$	$\overline{c''} = \beta \overline{\rho c''^2}$	$\overline{\xi''} = \beta \overline{\rho \xi'' f''}$ $\overline{f''} = \beta \overline{\rho f''^2}$

TABLE 1.1 – Relation entre la moyenne des fluctuations et le flux turbulent

En considérant que la chimie est infiniment rapide par rapport au mélange turbulent, nous pouvons calculer l'équilibre chimique et déterminer f , T , ρ ou les fractions massiques Y_i uniquement en fonction de ξ . À l'aide de fonctions de probabilités de type Bêta définie grâce aux équations de transport de la fraction de mélange $\tilde{\xi}$ et de sa variance $\tilde{\xi}''^2$, nous pouvons calculer les valeurs moyennes $\tilde{f}$, $\tilde{T}$, $\tilde{Y}_i$ mais aussi $\tilde{f}''^2$ et $\tilde{f}''\xi''$ qui nous permettront de mieux modéliser les flux turbulent $\overline{\rho k}$ et $\overline{\rho u''\xi''}$ apparaissant dans les équations de conservation de la quantité de mouvement et de transport de la fraction de mélange.

Les limites de cette approche nous conduit à proposer une méthode de décomposition du champ de vitesse (équation 1.13). Cette méthode est une généralisation de travaux développés dans le cadre des flammes parfaitement prémélangées à l'institut P' (voir Robin *et al.* (2011, 2012)).

Décomposition :

$$u = \underbrace{v}_{\text{mélange turbulent}} + \underbrace{w}_{\text{expansion thermique liée à la réaction}} \quad (1.13)$$

où $\|w\| = s\beta f$ avec s le débit massique consommé par unité de surface de flamme. Grâce à cette décomposition, nous pouvons réécrire les flux turbulents comme :

$$\overline{\rho k} = \underbrace{\overline{\rho k_\nu}}_{\text{mélange turbulent}} + \underbrace{\overline{\rho(s\beta)^2 f''^2}}_{\text{expansion thermique liée à la réaction}} \quad (1.14)$$

$$\overline{\rho u''\xi''} = \underbrace{-\overline{\rho(\nu_T/\sigma_T)}\nabla\tilde{\xi}}_{\text{mélange turbulent}} + \underbrace{2\overline{\rho s\beta\xi''f''}M}_{\text{expansion thermique liée à la réaction}} \quad (1.15)$$

Les données chimiques ont été obtenues à l'aide du code OpenSource Cantera et l'ensemble du modèle de décomposition ainsi que la fonction de probabilité Bêta ont été implémenté dans le code de CFD OpenSource Code_Saturne. Différents types de réactions (H_2 , CH_4 , C_3H_8 , C_8H_{18} / Air) ont été étudiées. On peut voir par exemple sur la figure 1.4 les : vitesse, température et fraction de mélange, moyennes d'une flamme H_2 /Air pour un écoulement turbulent à faible nombre de Mach.

Sur la figure 1.5 on peut voir la différence de comportement du flux turbulent $\overline{\rho u_k''\xi''}$ si on le modélise "classiquement" avec une loi gradient ou avec notre modèle. Ce profil est obtenu dans une coupe transverse au sens de l'écoulement à une distance de 10 fois le diamètre du jet comme représenté sur la figure 1.4.

Il est clair qu'une bonne prise en compte de l'influence des flux turbulents dans les flammes de diffusion turbulentes change l'ensemble des résultats et que l'hypothèse de similitude des flux turbulents n'est plus pertinente ici. L'ensemble de ces travaux ont été présentés lors de conférences internationales (ACTI5 , ACTI6) et ont donné lieu à un article (ACL4).

La philosophie utilisée ici, à savoir, améliorer les modèles utilisés en ajoutant plus de sens physique, est le lien principal entre toutes mes activités de recherche et ce que je vise comme objectif pour mes activités futures. Bien évidemment, ceci passe par une compréhension des phénomènes physiques qui n'est pas toujours aisée. Par exemple, dans la partie suivante, il a d'abord été nécessaire de bien appréhender les différents phénomènes et leurs interactions avant de pouvoir prétendre travailler à leurs bonnes représentations dans des modèles.

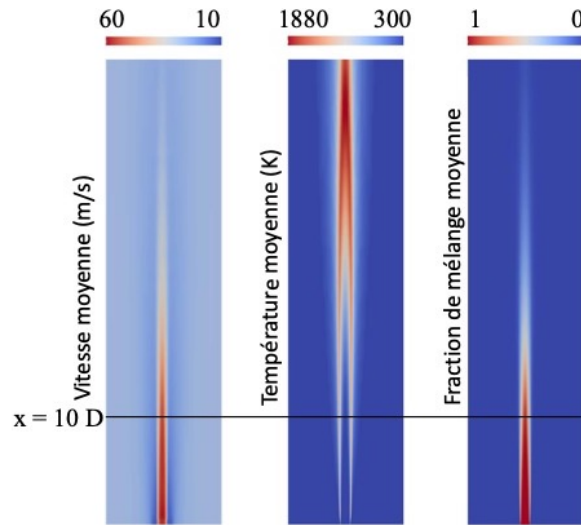


FIGURE 1.4 – Vitesse, température et fraction de mélanges moyens pour un flamme H_2 /Air

1.1.2 Influence d'un fort gradient de température sur la turbulence.

Dans cette section, le fluide considéré est de l'air. La prise en compte de l'influence de la température sur l'écoulement est donc moins évidente que pour le cas de flamme. Néanmoins, dans certaines configurations, cette influence peut être importante. Par exemple, dans le cas de centrale solaire à tour (Figure 1.6), il faut capter le plus d'énergie thermique possible et donc chauffer au maximum le récepteur solaire, sachant qu'il n'est éclairé que sur une seule face. Après une longue période nuageuse, la température du récepteur va baisser jusqu'à être proche de la température ambiante. Une fois le soleil revenu, le flux solaire reçu par le récepteur peut être très important, induisant un chauffage rapide de la face exposée. L'écoulement turbulent est donc soumis à un très fort gradient de température perpendiculaire au sens de l'écoulement, le temps que l'ensemble du récepteur arrive par conduction et rayonnement, à une réduction du gradient thermique. Cet état transitoire doit être compris afin de contrôler au mieux la centrale et surtout, d'éviter les points chauds qui détérioreraient le récepteur.

Le tableau 1.2 présente une vue d'ensemble non-exhaustive des travaux considérant les effets liés à la thermique dans les écoulements turbulents. On peut retrouver dans ce tableau, des informations sur les types :

- de recherche : expérimental ou numérique (DNS, LES ou RANS),
- d'écoulement : Convection forcée, naturelle ou mixte,
- de configuration : plaque plane, tube, anneau ou canal,
- d'orientation : vertical ou horizontal
- de condition aux limites : Température imposé, flux imposé ou source de chaleur,
- de modélisation thermique : scalaire passif ou fluide dépendant de la température.

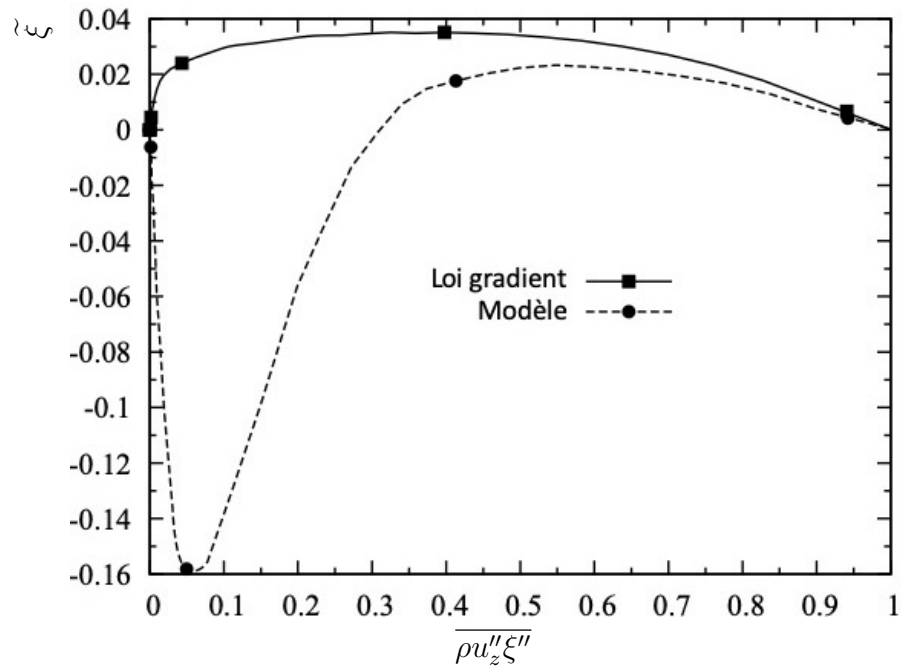


FIGURE 1.5 – Évolution du flux turbulent transverse au sens de l'écoulement $\overline{\rho u_z'' \xi''}$ pour un loi gradient "classique" et avec le modèle

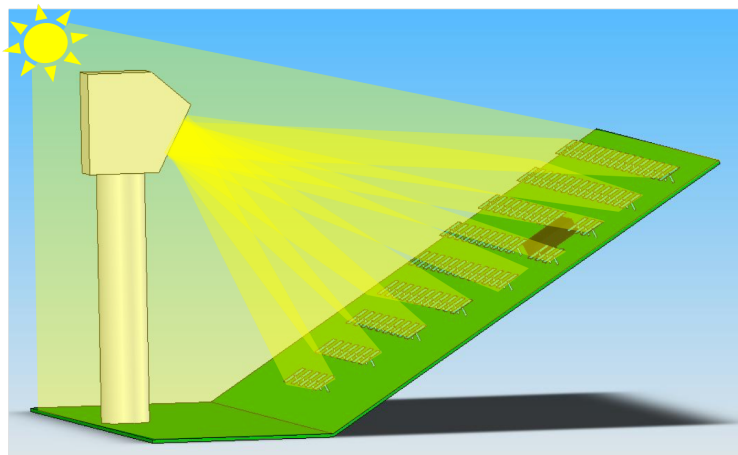


FIGURE 1.6 – Centrale solaire à tour.

TABLE 1.2: Études considérant les effets liés à la thermique dans les écoulements turbulents

Ref.	Type	Flow				Geometry				Orient.		Thermal cond.			Modelling	
		forced	natural	mixed		plate	tube	annulus	channel	hor.	ver.	imp. temp.	imp. flux	heat source	passive scal.	dep. param.
Abe <i>et al.</i> (2004)	DNS	✓						✓	✓	✓			✓		✓	
Auléry <i>et al.</i> (2015)	DNS	✓						✓	✓	✓		✓				✓
Auléry <i>et al.</i> (2017)	DNS / LES	✓						✓	✓	✓		✓				✓
Bae <i>et al.</i> (2005)	DNS	✓		✓							✓		✓			✓
Bae <i>et al.</i> (2006)	DNS	✓		✓							✓		✓			✓
Bae <i>et al.</i> (2008)	DNS	✓		✓				✓			✓		✓		✓	
Bankston et McEligot (1970)	Exp.	✓				✓					✓		✓		n.a.	✓
Boutrouche <i>et al.</i> (2018)	RANS	✓						✓		✓						✓
Chatelain <i>et al.</i> (2004)	LES	✓						✓		✓		✓			✓	
Chen <i>et al.</i> (2012)	RANS	✓						✓		✓		✓				✓
Coon et Perkins (1970)	Exp.	✓				✓					✓		✓		n.a.	
Debusschere <i>et al.</i> (2004)	DNS	✓						✓		✓		✓			✓	
Dupuy <i>et al.</i> (2018)	DNS	✓						✓		✓		✓				✓
Gordeev <i>et al.</i> (2005)	RANS	✓						✓		✓		✓				✓
Hattori <i>et al.</i> (2013)	DNS / LES / RANS	✓								✓		✓			✓	
He <i>et al.</i> (2008a)	DNS	✓		✓		✓				✓	✓	✓				✓
He <i>et al.</i> (2008b)	RANS	✓		✓		✓					✓	✓				✓
Kasagi <i>et al.</i> (1992)	DNS	✓						✓		✓					✓	
Kasagi et Nishimura (1997)	DNS		✓					✓			✓				✓	
Kawamura <i>et al.</i> (1999)	DNS	✓						✓		✓					✓	
																

TABLE 1.2: continued. . .

Ref.	Type	forced	natural	mixed	plate	tube	annulus	channel	hor.	ver.	imp. temp.	imp. flux	heat source	passive scal.	dep. param.
Kozuka <i>et al.</i> (2009)	DNS	✓				✓		✓	✓			✓		✓	
Lee <i>et al.</i> (2008b)	Exp.		✓			✓				✓		✓			n.a.
Lee <i>et al.</i> (2008a)	Exp.		✓			✓				✓		✓			n.a.
Lee <i>et al.</i> (2013)	DNS	✓							✓		✓			✓	
Lee <i>et al.</i> (2014a)	DNS	✓				✓			✓		✓			✓	
Lee <i>et al.</i> (2014b)	DNS	✓			✓				✓		✓			✓	
Lessani <i>et al.</i> (2006)	LES	✓				✓			✓		✓			✓	✓
Lessani et Papalexandris (2008)	LES	✓				✓			✓		✓			✓	✓
Mikielewicz <i>et al.</i> (2002)	RANS	✓				✓						✓			✓
Shehata et McEligot (1998)	Exp.	✓				✓				✓		✓			n.a.
Ničeno et Sharabi (2013)	LES	✓		✓		✓				✓		✓			✓
Nicoud (1998)	DNS	✓					✓		✓		✓				✓
Nicoud et Poinot (1999)	DNS	✓					✓		✓		✓				✓
Nicoud (2000)	DNS	✓					✓		✓		✓				✓
Orlandi <i>et al.</i> (2016)	DNS	✓					✓		✓		✓			✓	
Papavassiliou et Hanratty (1997)	DNS	✓					✓		✓		✓			✓	✓
Patel <i>et al.</i> (2015)	DNS	✓					✓		✓				✓		✓
Patel <i>et al.</i> (2016)	DNS	✓					✓		✓				✓		✓
Perkins et Worsoe-Schmidt (1965)	Exp.	✓				✓			✓			✓			n.a.
Perkins <i>et al.</i> (1973)	Exp.	✓		✓			✓			✓		✓			n.a.
Pirozzoli <i>et al.</i> (2017)	DNS		✓	✓			✓		✓		✓			✓	
Pucciarelli et Ambrosini (2017)	RANS		✓				✓		✓			✓		✓	
															

TABLE 1.2: continued. . .

Ref.	Type	forced	natural	mixed	plate	tube	annulus	channel	hor.	ver.	imp. temp.	imp. flux	heat source	passive scal.	dep. param.
Saha <i>et al.</i> (2015)	DNS	✓				✓		✓	✓		✓			✓	
Sanchez <i>et al.</i> (2014)	LES	✓						✓	✓		✓				
Scagliarini <i>et al.</i> (2015)	DNS	✓		✓				✓	✓		✓			✓	
Shome (2014)	RANS	✓		✓		✓		✓		✓					✓
Tiselj et Cizelj (2012)	DNS	✓						✓	✓				✓		✓
Tiselj <i>et al.</i> (2013)	DNS	✓						✓	✓				✓		✓
Tiselj (2014)	DNS	✓						✓	✓						
Torii <i>et al.</i> (1990)	RANS	✓				✓			✓			✓			
Torii <i>et al.</i> (1991)	RANS	✓					✓		✓			✓			
Torii et Yang (1997)	RANS	✓				✓			✓			✓			
Torii et Yang (2000)	RANS	✓						✓	✓						
Torii et Yang (2005)	RANS	✓				✓		✓	✓			✓			
Toutant et Bataille (2013)	DNS	✓						✓	✓		✓				✓
Wang et Pletcher (1996)	LES	✓						✓	✓		✓				✓
Yahya <i>et al.</i> (2015)	LES	✓						✓	✓		✓				✓
Zonta <i>et al.</i> (2012a)	DNS	✓						✓	✓		✓			✓	
Zonta <i>et al.</i> (2012b)	DNS			✓				✓		✓	✓			✓	
Zonta et Soldati (2014)	DNS	✓						✓	✓		✓			✓	

Le phénomène que l'on souhaite étudier ici est uniquement l'influence, sur la turbulence, d'un fort gradient thermique perpendiculaire au sens de l'écoulement. Pour ce faire, nous nous sommes placés dans la géométrie la plus simple possible, celle qui ne rajoute aucun effet perturbateur, un canal plan bi-périodique avec températures imposées aux parois (figure 1.7).

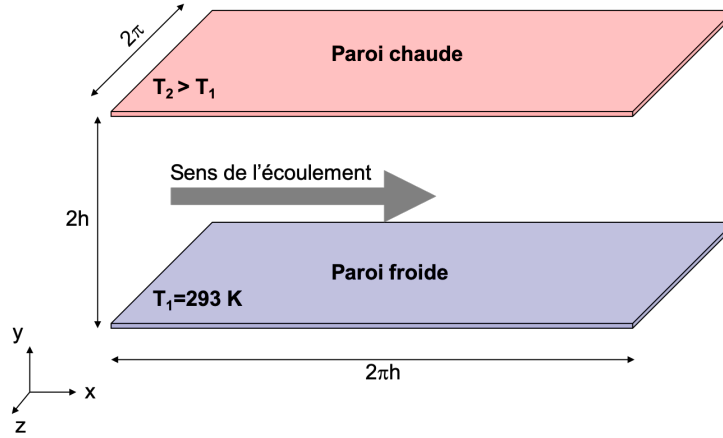


FIGURE 1.7 – Configuration du canal plan turbulent.

Les grandeurs adimensionnelles permettant de caractériser ces écoulements sont :

- le rapport de température entre la paroi chaude et la paroi froide T_r
 $T_r = \frac{T_2}{T_1}$ avec $T_1 = 293 \text{ K}$
- "l'intensité turbulente" que l'on quantifie avec le nombre de Reynolds turbulent moyen $Re_{\tau m}$ défini comme suit

$$Re_{\tau m} = \frac{Re_{\tau 2} + Re_{\tau 1}}{2} \quad (1.16)$$

et

$$Re_{\tau} = \frac{U_{\tau} h \rho_w}{\mu_w} \quad (1.17)$$

avec, ρ_w et μ_w , les valeurs de la densité et de la viscosité à la paroi et, U_{τ} , la vitesse de frottement, qui se calcule de la façon suivante :

$$U_{\tau} = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho_w}} = \sqrt{\left. \frac{\mu_w}{\rho_w} \frac{\partial \langle U \rangle}{\partial y} \right|_w} \quad (1.18)$$

où τ_w est la contrainte de cisaillement à la paroi.

Cette configuration, en considérant des valeurs de T_r supérieures à 1, n'a été que peu étudiée. Le tableau 1.3 recense les travaux correspondant avec en vert ceux parus avant la fin de ma thèse. Nous pouvons voir que peu de DNS sont disponibles et aucune avant la fin de ma thèse pour une intensité turbulente de $Re_{\tau m} = 395$.

Le tableau 1.3 montre aussi que dans les années 2006-2009, il était nécessaire de caractériser et de comprendre l'influence que peut avoir un fort gradient de température sur la

TABLE 1.3 – Études portant sur les écoulements non-isotherme en canal plan bipériodique avec températures imposées aux parois

			$Re_{\tau m} = 180$						$Re_{\tau m} = 395$		
			T_r	1.01, 1.02	2	3	5	6,8,9	1.07	2	5
DNS	Nicoud et Poinso	(1999)		✓	✓						
	Debusschere <i>et al.</i>	(2004)		✓							
	Auléry <i>et al.</i>	(2015)			✓					✓	
LES	Lessani et Papalexandris	(2008)		✓	✓			✓			
	Chatelain <i>et al.</i>	(2004)		✓							
	Brillant <i>et al.</i>	(2006)		✓							
	Husson	(2007)		✓	✓				✓	✓	
	Wang et Pletcher	(1996)		✓		✓					
	Yahya <i>et al.</i>	(2015)		✓	✓	✓	✓			✓	

turbulence. Ceci correspond aux objectifs de ma thèse qui seront développés dans la partie 1.1.2.1. Pour ce faire, il était nécessaire d'utiliser des simulations suffisamment précises pour être sûr de bien représenter l'ensemble des phénomènes physiques et leurs interactions. C'est pourquoi nous avons choisi d'utiliser des simulations types LES.

J'ai retravaillé sur cette thématique quelques années plus tard en prenant un angle complètement différent. L'idée était de se rapprocher des possibilités des industriels qui n'avaient pas forcément accès à des clusters pour réaliser des simulations numériques très lourdes. L'objectif de cette seconde partie 1.1.2.2 est dans un premier temps, de rechercher des modèles types RANS capables de reproduire les phénomènes identifiés dans la section 1.1.2.1 pour ce genre d'écoulement puis, dans un second temps, de chercher à prévenir d'éventuels problèmes techniques liés à ces phénomènes. Typiquement, un risque de relaminarisation du côté chaud du canal qui mène à de mauvaises performances thermiques (voir des dégradations) et qu'il n'est pas aisé à prendre en compte lors du contrôle d'une installation.

1.1.2.1 Simulations LES pour la compréhension et la caractérisation des phénomènes

L'ensemble des détails de cette partie se retrouvent dans mon manuscrit de thèse et sont complétés par les articles ACL1, ACL2 et ACL3 ainsi que les communications dans des congrès internationaux ACTI1, ACTI2 et ACTI3 et nationaux ACTN1, ACTN2 et enfin, par des séminaires ou communication COM1 ; COM2, COM3, COM4, COM5, COM6.

La première étape dans la caractérisation des écoulements soumis à de forts gradients de température à d'abord était de choisir les modèles de LES qui seront utilisés par la suite dans l'étude plus complète des phénomènes physiques présents. En repartant des équations de Navier-Stokes (1.1, 1.2, 1.3) et après les avoir filtrées, le système d'équation bas-Mach, en LES, utilisé dans cette étude est le suivant :

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{U}_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (1.19)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{U}_i}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{U}_j \tilde{U}_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{P}'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\bar{\mu} \left(\frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{U}_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\mu} \frac{\partial \tilde{U}_j}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial \bar{\rho} \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (1.20)$$

$$C_p \left(\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{T})}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{U}_j \tilde{T})}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial \overline{P_{thermo}}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\lambda} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial \bar{\rho} C_p \mathfrak{S}_j}{\partial x_j} \quad (1.21)$$

$$\overline{P_{thermo}} = R \bar{\rho} \tilde{T} \quad (1.22)$$

$$\frac{\partial \overline{P_{thermo}}}{\partial x_i} = 0 \quad (1.23)$$

Avec τ_{ij} modélisé grâce au modèle WALE, et $\mathfrak{S}_j$ modélisé par des modèles introduisant une diffusivité sous-maille considérant un nombre de Prandtl sous-maille constant ou dynamique selon les cas (les résultats montreront qu'il n'y a quasiment aucune différence excepté pour les écoulement faiblement turbulent ; $Re_{\tau_m} = 180$; soumis à de très forts gradients de température ; $T_r = 5$) . Nous utilisons les équations de Sutherland permettant de faire varier la viscosité et la conductivité en fonction de la température selon les formes suivantes :

$$\bar{\mu} = 1.461 \cdot 10^{-6} \frac{\tilde{T}^{1.5}}{\tilde{T} + 111} \quad (1.24)$$

$$\bar{\lambda} = \frac{\mu C_p}{Pr} = \frac{1.468 \cdot 10^{-3}}{Pr} \frac{\tilde{T}^{1.5}}{\tilde{T} + 111} \quad (1.25)$$

Ces lois de variations sont les relations typiquement utilisées pour de l'air (White (1991)). Elles montrent que la conductivité thermique $\bar{\lambda}$, la viscosité dynamique $\bar{\mu}$ et la viscosité cinématique ($\bar{\nu} = \frac{\bar{\mu}}{\bar{\rho}}$), augmentent avec la température.

Les tableaux 1.4 et 1.5 récapitulent les différentes simulations effectuées dans notre étude, ainsi que les paramètres caractéristiques de chacune. On pourra y retrouver pour chaque simulation, la valeur de la température de chaque paroi, la valeur effective du nombre de Reynolds turbulent de paroi et moyen (on s'accorde une précision de 2% sur la valeur moyenne), les valeurs de la vitesse et de la température de frottement, de la densité, de la viscosité et de la conductivité à chaque paroi. Les simulations ont été réalisées à l'aide du code CFD Trio_U (Calvin et al. (2002), Duquennoy et Ledac (2002) ou Quarteroni et al. (2000)).

Dans la colonne du nombre de Reynolds turbulent est ajoutée la valeur du nombre de Reynolds dit "bulk", Re_b . Ce nombre représente le nombre de Reynolds de débit moyen, qui est le plus couramment utilisé. Il est calculé avec la vitesse *bulk*, U_b , et les valeurs de la densité et de

la viscosité à la température *bulk*, T_b . On a :

$$Re_b = \frac{U_b \rho_b h}{\mu_b} \quad (1.26)$$

avec

$$U_b = \frac{1}{2h} \int_0^{2h} \langle U \rangle (y) dy \quad (1.27)$$

et

$$T_b = \frac{1}{2h} \int_0^{2h} \langle T \rangle (y) dy \quad (1.28)$$

où $\langle . \rangle$ représente les valeurs obtenues grâce à des moyennes statistiques effectués dans les deux directions de périodicité ainsi que dans le temps.

$Re_{\tau m} = 180$								
Nomenclature	T_2 $\frac{T_2}{T_1}$ T_1	$Re_{\tau 2}$ $Re_{\tau m}$ Re_b $Re_{\tau 1}$	$U_{\tau 2}$ $T_{\tau 2}$ ρ_2 μ_2 λ_2	$U_{\tau 1}$ $T_{\tau 1}$ ρ_1 μ_1 λ_1				
180-1	293	180	0, 183	Ø	1, 19	$1,81e^{-5}$	Ø	
	1	180 2860						
	293	180	0, 183	Ø	1, 19	$1,81e^{-5}$	Ø	
180-1.01	296	178	0, 185	0, 0638	1, 177	$1,82e^{-5}$	0, 0241	
	1, 01	179 2830						
	293	179	0, 184	0, 0634	1, 189	$1,82e^{-5}$	0, 0241	
180-2-cst Pr_{sm} constant	586	106	0, 355	6, 94	0, 595	$2,97e^{-5}$	0, 0393	
	2	184 2380						
	293	262	0, 268	5, 76	1, 19	$1,81e^{-5}$	0, 0240	
180-2-dyn Pr_{sm} dynamique	586	107	0, 358	6, 70	0, 595	$2,97e^{-5}$	0, 0393	
	2	184 2423						
	293	261	0, 267	5, 74	1, 19	$1,81e^{-5}$	0, 0240	
180-2-0 $\kappa_{sm} = 0$	586	107	0, 357	6, 56	0, 595	$2,97e^{-5}$	0, 0393	
	2	179 2387						
	293	252	0, 257	5, 92	1, 19	$1,81e^{-5}$	0, 0240	
180-5-cst Pr_{sm} constant	1465	44	0, 644	31, 95	0, 238	$5,2e^{-5}$	0, 0687	
	5	178 1160						
	293	312	0, 319	16, 69	1, 19	$1,81e^{-5}$	0, 0240	
180-5-dyn Pr_{sm} dynamique	1465	45	0, 653	30, 47	0, 238	$5,2e^{-5}$	0, 0687	
	5	177 1140						
	293	317	0, 317	16, 63	1, 19	$1,81e^{-5}$	0, 0240	

TABLE 1.4 – Noms et caractéristiques des simulations à $Re_{\tau m} = 180$.

$Re_{\tau m} = 395$								
Nomenclature	T_2 $\frac{T_2}{T_1}$	$Re_{\tau 2}$ $Re_{\tau m}$ Re_b	$U_{\tau 2}$ $U_{\tau 1}$	$T_{\tau 2}$ $T_{\tau 1}$	ρ_2 ρ_1	μ_2 μ_1	λ_2 λ_1	
395-1	293	392	0,400	$\emptyset$	1,19	$1,81e^{-5}$	$\emptyset$	
	1	393 7630						
	293	393	0,400	$\emptyset$	1,19	$1,81e^{-5}$	$\emptyset$	
395-1.07	313	388	0,435	0,348	1,11	$1,86e^{-5}$	0,0263	
	1,07	396 7520						
	293	404	0,423	0,354	1,19	$1,86e^{-5}$	0,0263	
395-2-cst Pr_{sm} constant	586	241	0,809	5,03	0,595	$2,97e^{-5}$	0,0421	
	2	396 5860						
	293	551	0,563	5,23	1,19	$1,81e^{-5}$	0,0257	
395-2-dyn Pr_{sm} dynamique	586	242	0,812	4,797	0,595	$2,97e^{-5}$	0,0421	
	2	398 5850						
	293	554	0,566	5,25	1,189	$1,81e^{-5}$	0,0256	
395-5-cst Pr_{sm} constant	1465	99	1,456	24,54	0,238	$5,2e^{-5}$	0,0736	
	5	394 2957						
	293	689	0,705	17,17	1,19	$1,81e^{-5}$	0,0257	
395-5-dyn Pr_{sm} dynamique	1465	101	1,472	23,62	0,238	$5,2e^{-5}$	0,0736	
	5	390 2947						
	293	680	0,695	17,61	1,19	$1,81e^{-5}$	0,0257	

TABLE 1.5 – Noms et caractéristiques des simulations à $Re_{\tau m} = 395$.

Une vue globale ainsi que les caractéristiques des maillages utilisés sont représentées sur la figure 1.8. On peut voir que le maillage est raffiné en proche paroi pour bien capter le gradient de vitesse important dans cette zone.

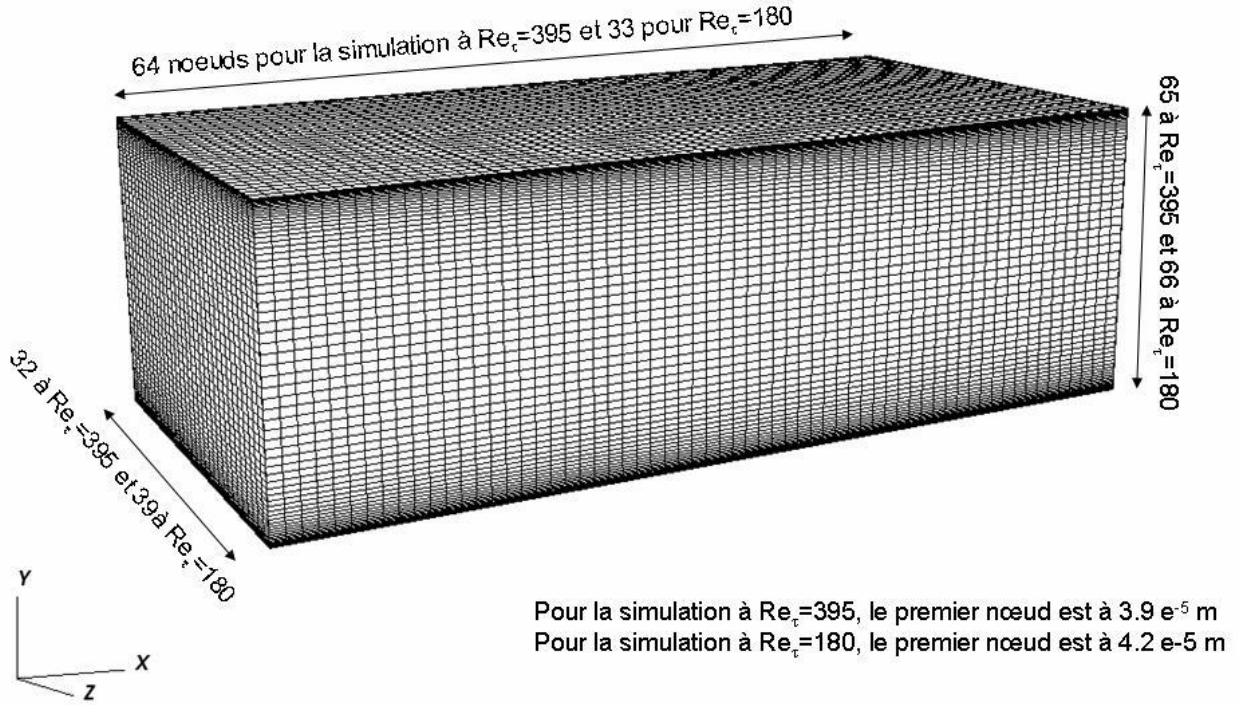


FIGURE 1.8 – Maillage du canal plan turbulent.

Le premier phénomène mis en avant (voir ACL1 pour plus les détails) est une dissymétrie des profils de vitesse et de température moyens (figures 1.9) avec côté chaud (à droite sur les figures) pour les forts gradients de températures, l'apparition d'un phénomène de relaminarisation de l'écoulement. Cette dissymétrie se retrouve sur les profils des fluctuations (défini par $\langle \Phi_{rms} \rangle = \sqrt{\langle \Phi \Phi \rangle - \langle \Phi \rangle \langle \Phi \rangle}$) : $\langle U_{rms} \rangle, \langle V_{rms} \rangle, \langle W_{rms} \rangle, \langle T_{rms} \rangle$ et de corrélations doubles (défini par $\langle \Phi \Psi \rangle = \sqrt{\langle \Phi \Psi \rangle - \langle \Phi \rangle \langle \Psi \rangle}$) : $\langle UV \rangle, \langle UW \rangle, \langle VW \rangle, \langle UT \rangle, \langle VT \rangle, \langle WT \rangle$

Jusqu'à présent, nous avons choisi de comparer des simulations obtenues pour un même nombre Reynolds turbulent moyen ($Re_{\tau m}$) égal à 180 ou 395. Ceci nous a permis d'étudier, pour une même intensité turbulente moyenne, l'influence de l'augmentation du gradient de température sur l'écoulement dans l'ensemble du canal. Dans le cas de fort gradient de température, les deux nombres de Reynolds turbulent ($Re_{\tau 1}$ et $Re_{\tau 2}$), obtenus en proche paroi, ont des valeurs très éloignées l'une de l'autre et éloignées de la valeur moyenne (voir tableaux 1.5 et 1.4). Par exemple, pour la simulation 395-2, les valeurs des nombres de Reynolds à chaque paroi sont de $Re_{\tau 1} = 551$ et $Re_{\tau 2} = 241$, pour des propriétés du fluide obtenues à $T_1 = 293 \text{ K}$ et $T_2 = 586 \text{ K}$. Il est légitime de se demander si l'influence du gradient de température que nous avons noté dans les parties précédentes est uniquement dû à l'effet de la

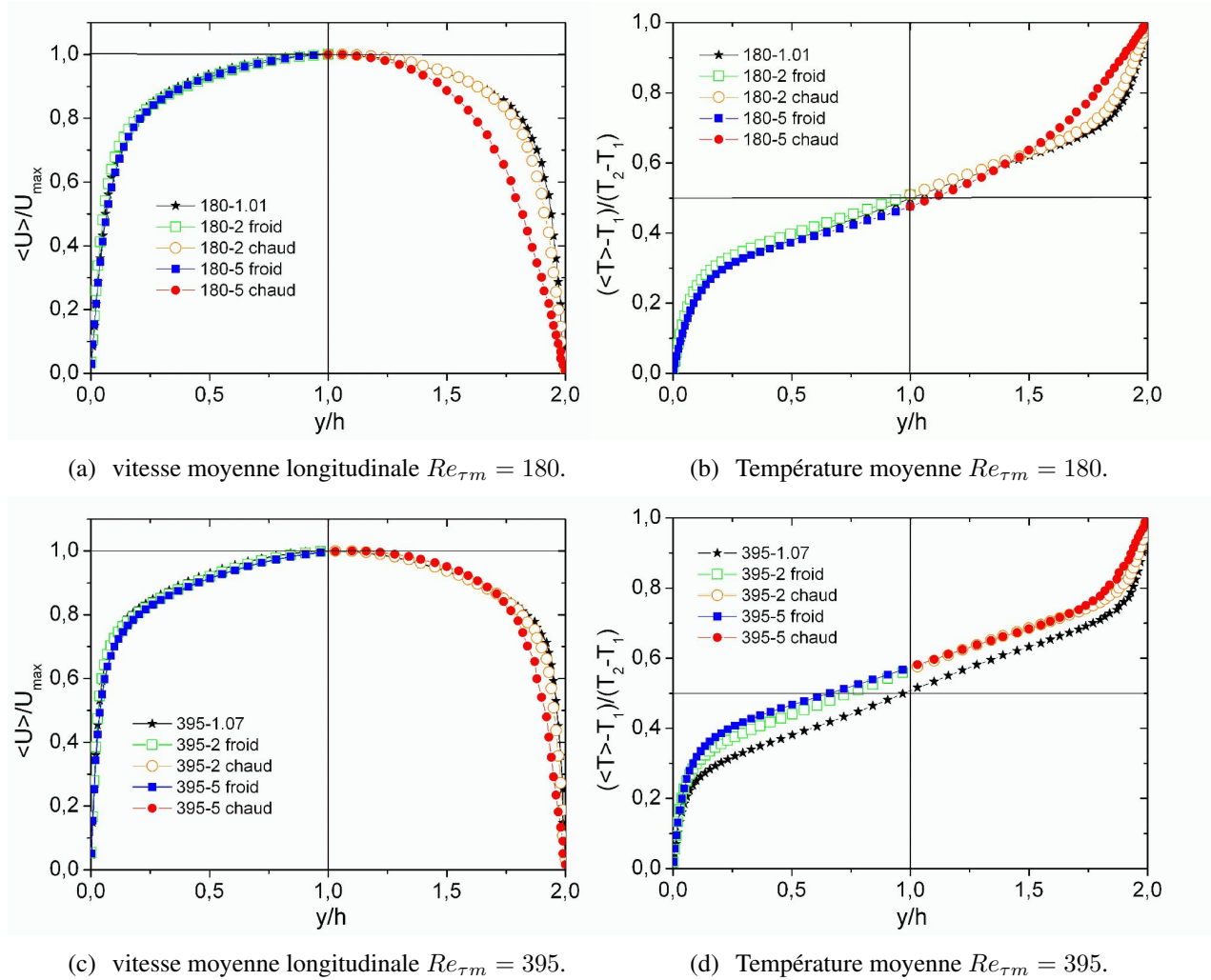


FIGURE 1.9 – Profils adimensionnés par $\langle U \rangle / U_{max}$ ou par $(\langle T \rangle - T_1)/(T_2 - T_1)$ pour les simulations à $Re_{\tau_m} = 180$ en haut et $Re_{\tau_m} = 395$ en bas.

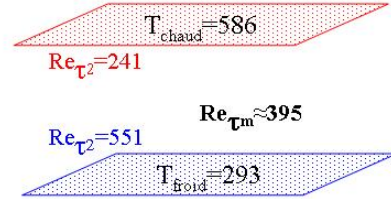
température (très différente de chaque côté du domaine) qui modifie les propriétés du fluide ou si le couplage entre la turbulence et le gradient température est plus complexe.

Pour répondre à ces questions nous avons réalisé une étude comparant nos simulations anisothermes à des simulations isothermes ayant les mêmes caractéristiques que celles imposées de chaque côté des simulations anisothermes (voir [ACL2](#) pour plus les détails). Ceci nous permet d'étudier l'interaction entre la dynamique et la thermique sur l'écoulement, en comparant des simulations ayant les mêmes caractéristiques, soumises ou non à un gradient de température. Nous avons donc réalisé deux simulations isothermes pour chacune des simulations anisothermes ayant un rapport de température de 2 ou de 5. En reprenant l'exemple de la simulation 395-2, la première simulation, dite isotherme froide, a une température de 293 K et une intensité turbulente de $Re_{\tau_m} = Re_{\tau_1} = Re_{\tau_2} = 551$ et la seconde, dite isotherme chaude, a une température de 586 K et une intensité turbulente de $Re_{\tau_m} = Re_{\tau_1} = Re_{\tau_2} = 241$ (voir figure [1.10](#)).

$$Re_{\tau_m} = \frac{Re_{\tau_1} + Re_{\tau_2}}{2}$$

Pour la simulation 395-2, $Re_{\tau} = 395$ et $T_2/T_1 = 2$:

→ Grandes variations des propriétés du fluide
→ $(Re_{\tau_1} = 551) \gg (Re_{\tau_2} = 241)$



Deux simulations isothermes	
- $Re_{\tau_m} = Re_{\tau_1} = Re_{\tau_2} = 241$ avec les propriétés du fluide pour $T = 586$ K	
- $Re_{\tau_m} = Re_{\tau_1} = Re_{\tau_2} = 551$ avec les propriétés du fluide pour $T = 293$ K	

FIGURE 1.10 – Principe des simulations isothermes chaudes et froides

Nous avons choisi la convention suivante pour nommer ces simulations : 551=395-2-f, signifie que la simulation est obtenue à $Re_{\tau_m} = 551$ et qu'elle représente l'isotherme froide (f) de la simulation 395-2. De la même manière, la simulation 241=395-2-c, est la simulation obtenue à $Re_{\tau_m} = 241$ et qui représente l'isotherme chaude (c) de la simulation 395-2. Le tableau 1.6 récapitule les différentes simulations isothermes que nous avons réalisées ainsi que les simulations anisothermes auxquelles elles se rapportent.

Dans cette étude, les phénomènes physiques identifiés sont liés aux différences entre les simulations anisothermes et leurs isothermes chaudes et froides en se focalisant sur les profils en proche paroi (chaude et froide). Pour se faire, les profils des valeurs moyennes sont adimensionnés par la vitesse de frottement U_{τ} définie par l'équation 1.18 et une échelle log permet de "zoomer" sur la paroi. Le premier résultat que l'on peut montrer est le fait que les profils côté chaud et côté froid ne se superpose pas du tout à ceux des isothermes chaude et froide correspondantes et ce, pour l'ensemble des profils. Par exemple, sont tracés sur la figure 1.11 la vitesse moyenne longitudinale (à gauche) et les fluctuations de vitesse longitudinale (à droite) pour la simulation 395-2 et ses deux isothermes 551=395-2-f et 241=395-2-c.

Les simulations les plus intéressantes à regarder sont celles qui se rapportent au cas de la simulation 180-5 (voir figure 1.12) pour laquelle l'isotherme côté chaud est bien laminaire (le nombre de Reynolds turbulent de son isotherme chaude est de 44 ($Re_b = 634$)) et donc avec des fluctuations de vitesse nulles. Ceci n'est pas le cas des fluctuations côté chaud de la simulation anisotherme. L'effet de relaminarisation, relevé pour cette simulation, n'a pas supprimé toutes

Nomenclature	$Re_{\tau m}$	Re_b	Température	Simulation anisotherme de référence
262=180-2-f	262	4560	293 K	180-2
106=180-2-c	106	1600	586 K	
551=395-2-f	551	12100	293 K	395-2
241=395-2-c	241	4200	586 K	
312=180-5-f	312	5620	293 K	180-5
44=180-5-c	44	634	1465 K	
690=395-5-f	690	16900	293 K	395-5
100=395-5-c	100	1590	1465 K	

TABLE 1.6 – Simulations isothermes chaude et froide

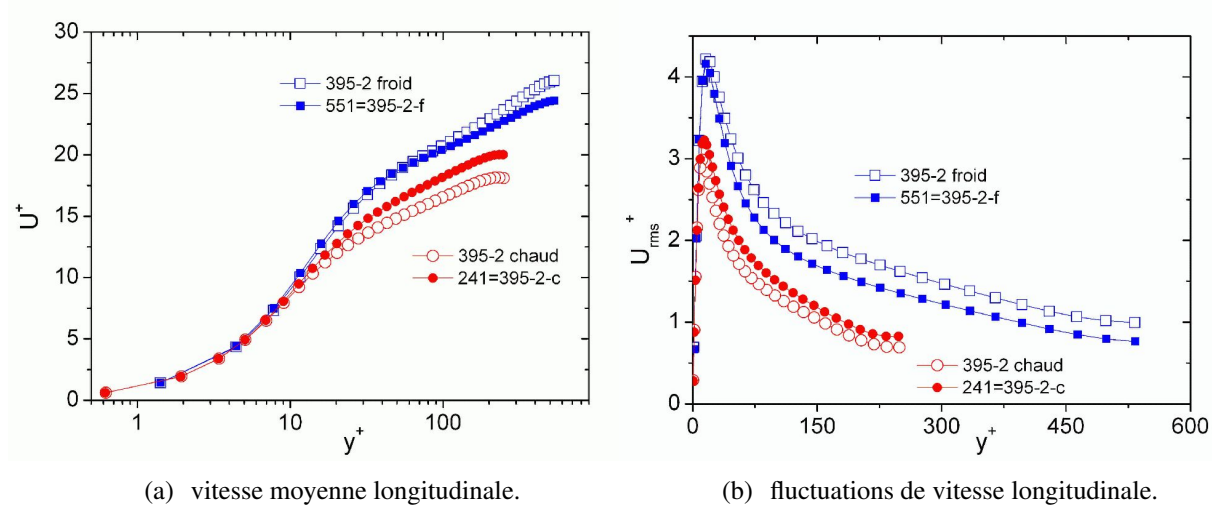


FIGURE 1.11 – Comparaisons entre les profils de la simulation anisotherme 395-2 et ses isothermes : 551=395-2-f et 241=395-2-c.

ces fluctuations.

On peut donc dire que du côté chaud, comme du côté froid, il y a une création de fluctuation de vitesse due à une interaction entre la turbulence et le gradient température. Du côté chaud, il y a donc deux effets antagonistes créés par la valeur de la température locale et le gradient de température qui sont : (i) une relaminarisation, due à la diminution du nombre Reynolds local (augmentation de la viscosité cinématique à cause de la valeur de la température à la paroi) et (ii) une création de fluctuations de vitesse que l'on peut attribuer à une interaction entre le champ turbulent dynamique et la turbulence thermique.

Pour finir dans l'étude fine portant sur les phénomènes physiques présents dans les écoulements turbulents soumis à de fort gradient de température, nous avons étudié ces phénomènes dans l'espace spectral et avons donc tracer les spectres d'énergies cinétique turbulente que l'on retrouve dans la théorie de [A. Kolmogorov](#) (1941). Cette théorie démontre une expression du

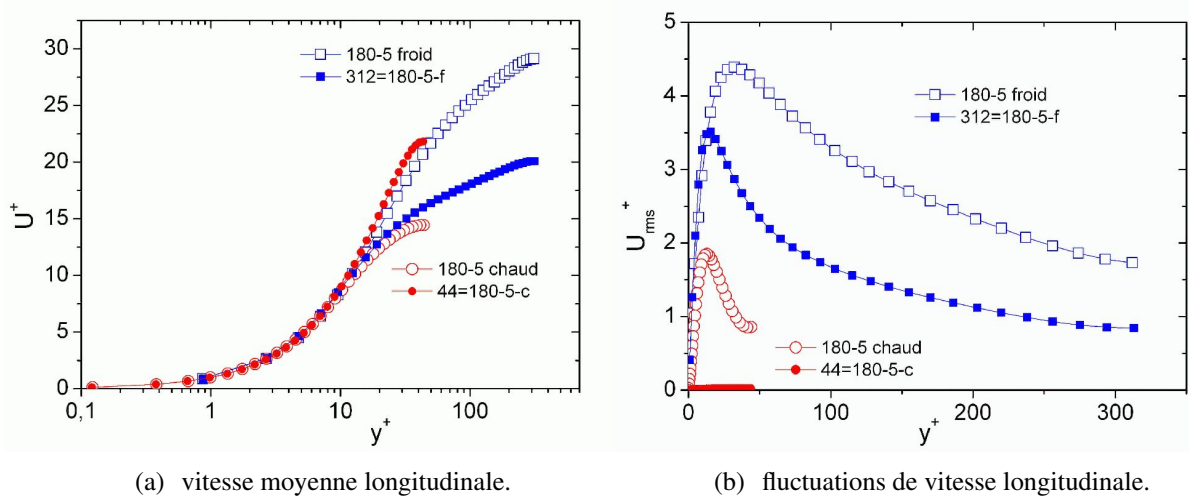


FIGURE 1.12 – Comparaisons entre les profils de la simulation anisotherme 180-5 et ses isothermes : 312=180-5-f et 44=180-5-c.

spectre d'énergie cinétique de la forme $E \propto \epsilon^\alpha k_{cin}^\beta$, où ϵ est le taux de dissipation de k_{cin} qui représente l'énergie cinétique. En turbulence homogène isotrope, la seule combinaison dimensionnellement acceptable pour les exposants α et β est alors : $\alpha = 2/3$ et $\beta = -5/3$, d'où :

$$E(k) = C_k \epsilon^{2/3} k_{cin}^{-5/3} \quad (1.29)$$

On doit à Kolmogorov ce résultat, où $C_k = 1.44 \pm 0.06$ est la constante de Kolmogorov. Cette loi est très bien retrouvée par l'expérience. La figure 1.13 obtenue à partir des données de Chapman (1979) et Saddoughi et Veeravalli (1994) synthétise de nombreuses expériences de la littérature ainsi que le modèle de spectre de Pao (1965). Sur cette figure sont tracés des spectres unidirectionnels $E_{11}^{(1)}$ sans dimension.

En faisant appel à la quasi isotropie des structures fines et en utilisant la relation :

$$E_{11}^{(1)}(k_1) = \frac{1}{2} \int_{k_1}^{\infty} \frac{E(k)}{k} \left(1 - \frac{k_1^2}{k^2}\right) dk \quad (1.30)$$

on peut facilement montrer que, même si les structures contenant l'énergie sont anisotropes, si $E(k) \propto k^{-5/3}$ alors $E_{11}^{(1)}(k_1) \propto k^{-5/3}$. Dans cette figure, l'abscisse est adimensionnée par le nombre d'onde de Kolmogorov k_η défini par :

$$k_\eta = \nu^{-3/4} \epsilon^{1/4} \quad (1.31)$$

Sur la figure 1.14, nous avons tracé les spectres obtenus pour nos simulations isothermes (180-1, 241=395-2-c, 262=180-2-f, 312=180-5-f, 395-1, 551=395-2-f et 691=395-5-f), suffisamment turbulentes pour avoir une zone inertielle visible, en utilisant les sondes placées aux pics des fluctuations de vitesse longitudinale. Ces spectres sont adimensionnés de la même manière que ceux tracés sur la figure 1.13. Pour réaliser cet adimensionnement, nous avons calculé la dissipation en fonction du spectre unidirectionnel :

$$\epsilon = 30\nu \int_0^{\infty} k^2 E_{11}^{(1)}(k) dk \quad (1.32)$$

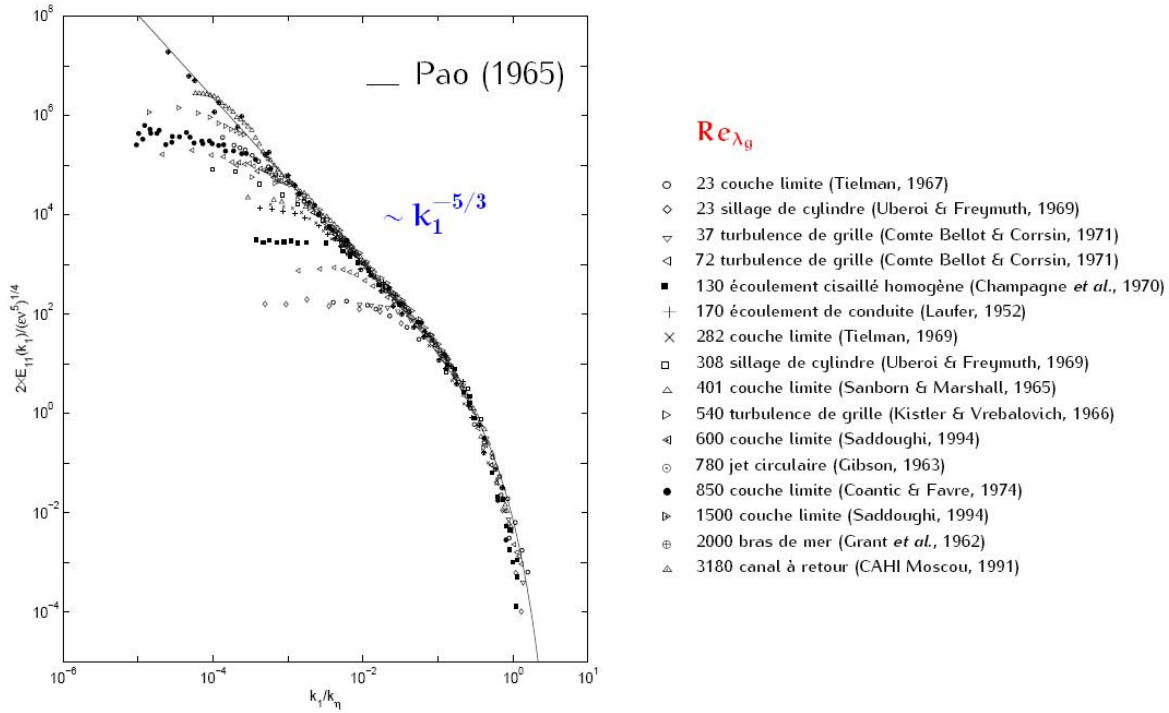


FIGURE 1.13 – Équilibre universel des spectres pour les structures fines. On représente le spectre unidirectionnel sans dimension. Image tirée du cours du Pr Bailly de l'école centrale de Lyon : <http://acoustique.ec-lyon.fr>

Cette expression est donnée pour une turbulence isotrope incompressible. Dans notre domaine, l'écoulement n'est pas pleinement isotrope mais on peut voir que les résultats sont tout de même très bons. Les différents profils se superposent très bien.

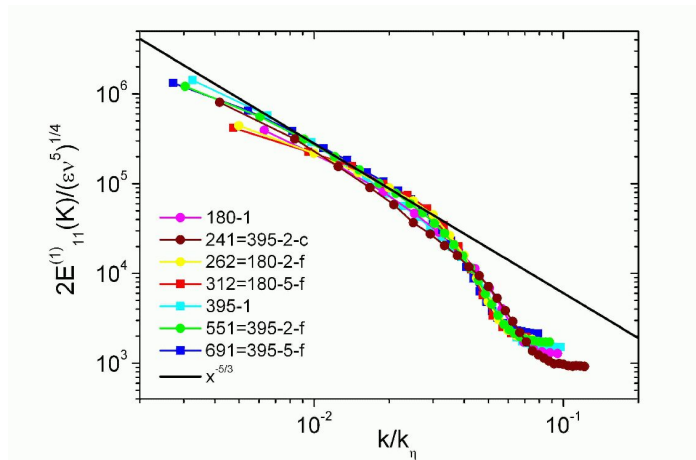


FIGURE 1.14 – Équilibre universel des spectres pour les structures fines. On représente le spectre unidirectionnel sans dimension.

On retrouve que, plus l'écoulement est turbulent, plus sa zone inertielle est importante. Dans la poursuite de notre étude, l'écoulement étudié n'étant plus isotherme, il n'est plus nécessaire d'adimensionner les spectres de cette façon là.

Dans notre configuration de canal plan bipériodique, les sondes spatiales sur lesquelles sont tracés les spectres, sont localisées à une distance par rapport à la paroi caractérisée par le maximum du pic de fluctuation de vitesse longitudinale. Comme on peut le voir sur la figure 1.15, du fait de la relaminarisation côté chaud, cette distance augmente pour les cas soumis à de forts gradients de température.

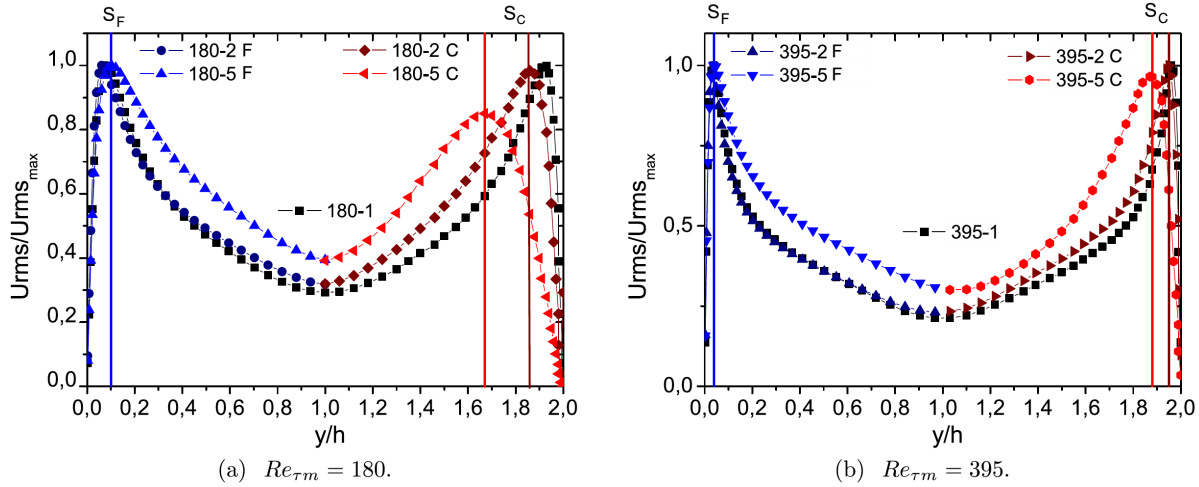


FIGURE 1.15 – localisation des sondes côté chaud et côté froid pour les simulations non-isothermes.

Sur les figures 1.16(a) et 1.16(b), sont comparés les spectres obtenus pour les différents rapports de température et pour les deux intensités turbulentes. Ces spectres sont éloignés l'un de l'autre, ce qui permet de voir l'effet du gradient de température. Pour comparer ces spectres entre eux alors qu'ils ne sont pas obtenus avec les mêmes turbulences de paroi, nous les avons adimensionnés par la vitesse de frottement au carré.

Sur ces figures, on retrouve la même tendance que pour les fluctuations de vitesse dans l'espace physique, à savoir que plus le gradient de température est important, plus l'énergie est augmentée du côté froid et diminuée du côté chaud. Toutefois, une nouvelle information est visible sur ces spectres. Alors que les spectres des simulations isothermes suivent une pente en $k^{-5/3}$ (comme prévue par Kolmogorov), les simulations anisothermes ne suivent plus cette pente. Selon l'intensité turbulente, du côté chaud et même pour certaines simulations à faible intensité turbulente du côté froid, plus le gradient de température est important, plus la pente est importante. Dans le tableau 1.7 sont notées les différentes pentes en fonction de l'intensité turbulente et du rapport de température. On remarque que les spectres des simulations faiblement anisothermes ont la même pente que celle des spectres des simulations isothermes. Les cases remplies avec NC sont les spectres pour lesquels l'intensité turbulente n'est pas suffisante pour avoir une zone inertielle.

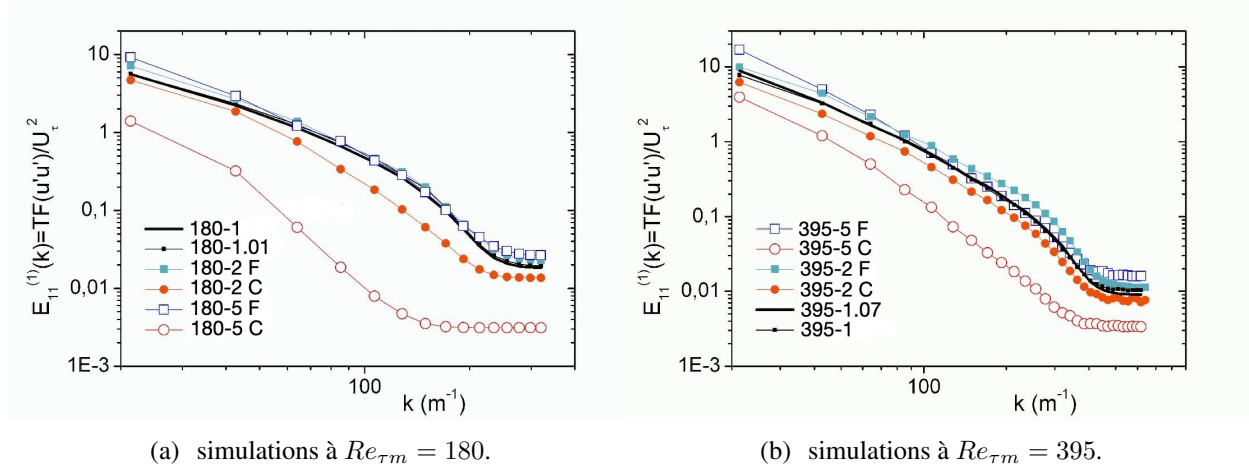


FIGURE 1.16 – Spectres d'énergie cinétique turbulente pour les différents rapports de température.

$Re_{\tau_m} = 180$	$k^{-\alpha}$	$Re_{\tau_m} = 395$	$k^{-\alpha}$
$T_2/T_1 = 1$	$\alpha = 5/3$	$T_2/T_1 = 1$	$\alpha = 5/3$
$T_2/T_1 = 1,01$	$\alpha = 5/3$	$T_2/T_1 = 1,07$	$\alpha = 5/3$
$T_2/T_1 = 2$ chaud (5/5)	NC	$T_2/T_1 = 2$ chaud (5/5)	$\alpha \approx 7/3$
$T_2/T_1 = 2$ froid (1/5)	$\alpha \approx 7/3$	$T_2/T_1 = 2$ froid (1/5)	$\alpha \approx 5/3$
$T_2/T_1 = 5$ chaud (5/5)	NC	$T_2/T_1 = 5$ chaud (5/5)	NC
$T_2/T_1 = 5$ froid (1/5)	$\alpha \approx 7/3$	$T_2/T_1 = 5$ froid (1/5)	$\alpha \approx 7/3$

TABLE 1.7 – Pentés pour chaque spectre placé au pic des fluctuations de vitesse longitudinale.

Ce tableau permet de mettre en avant que, en fonction de l'intensité turbulent, de la paroi considérée et du rapport de température, la pente des spectres d'énergie passe d'un coefficient $\alpha = -5/3$ à $\alpha = -7/3$. Nous avons démontré (voir [ACL3](#) pour plus les détails) que ce changement de pente suit une formule dérivée de l'équation de Kolmogorov ([1.29](#)), en considérant que la dissipation est donnée par la forme classique $\epsilon = \frac{U_{rms}^3}{h}$, qui devient :

$$E(k) = C_K \left(\frac{\frac{U_{rms}^3}{h}}{T_R^{C_2} \left(1 + \frac{1}{f}\right)} \right)^{2/3} k^{-5/3} \left(1 + \frac{1}{fkh}\right)^{2/3} \quad (1.33)$$

avec, C_K la constante de Kolmogorov, C_2 une constante positive à définir et f une fonction qui dépend de nombre Reynolds turbulent côté chaud Re_{τ_H} , du nombre de Reynolds turbulent local (chaud ou froid) Re_{τ_L} , du nombre de Reynolds turbulent moyen Re_{τ_m} et du rapport de température T_R . Elle est définie par :

$$f(Re_{\tau_H}, Re_{\tau_L}, Re_{\tau_m}, T_R) = C_1 \frac{1}{T_R^\alpha - 1} (\tanh(\beta(Re_{\tau_H} - Re_{\tau_{Crit}})) + 1) \left(\frac{Re_{\tau_L}}{Re_{\tau_m}} \right)^\gamma \quad (1.34)$$

ou $Re_{\tau_{Crit}}$ est le nombre de Reynolds critique (en dessous duquel l'écoulement isotherme peut être considéré comme laminaire), C_1 , α , β et γ sont des constantes positives à définir.

Cette fonction f doit avoir les comportements suivants :

- Pour un ratio de température de $T_R = 1$ (180-1 et 395-1), f doit tendre vers l'infini, ce qui est bien reproduit par le terme $\frac{1}{\Delta T} = \frac{1}{T_R^\alpha - 1}$
- S'il y a une relaminarisation du côté chaud (180-2, 180-5, 395-5), f doit tendre vers 0. Ceci est réalisé par : $\tanh(\beta(Re_{\tau H} - Re_{\tau Crit})) + 1$
- Si l'intensité turbulente varie beaucoup entre les deux côtés mais que le côté chaud n'a pas encore relaminarisé (ex : 395-2), f doit tendre vers 0 du côté chaud et vers l'infini du côté froid, ce qui est assuré par $\left(\frac{Re_{\tau L}}{Re_{\tau H}}\right)^\gamma$

Le tableau 1.8, donne les valeurs des différentes constantes déterminées par identification avec les données des simulations anisothermes.

α	β	γ	$Re_{\tau Crit}$	C_1	C_2
2	1	10	135	2	0.61

TABLE 1.8 – Valeur des paramètres du modèle.

Les figures 1.17 et 1.18 comparent les spectres d'énergie turbulente obtenus par les simulations et donnés par le modèle pour respectivement l'intensité turbulent $Re_{\tau m} = 180$ et $Re_{\tau m} = 395$. Nous pouvons voir que les spectres obtenus avec le modèle correspondent bien à la pente de la zone inertielle des spectres obtenus avec les simulations. De plus, selon les cas, la pente suit bien la valeur de $-5/3$ ou $-7/3$. Ce modèle permet donc de bien prendre en compte l'influence d'un fort gradient de température dans l'espace spectral.

Le laboratoire PROMES a continué à travailler sur ces phénomènes en décortiquant le plus finement possible l'ensemble de phénomènes physiques en LES ou même DNS : Toutant et Ba-taille (2013) ; Auléry *et al.* (2015) ; Dupuy *et al.* (2018) ; Avellaneda *et al.* (2019a) ; Avellaneda *et al.* (2019b) ; Dupuy *et al.* (2019c) ; Dupuy *et al.* (2019b) ; Dupuy *et al.* (2019d) ; Dupuy *et al.* (2019a).

Pour ma part, l'ensemble de mes activités de recherche se rapprochant de plus en plus des besoins de l'industrie à travers des problématiques d'optimisation numérique de systèmes industriels, j'ai malgré tout continué à travailler sur cette thématique, mais cette fois avec des modèles plus simples et en me focalisant sur la caractérisation de l'apparition du phénomène de relaminarisation.

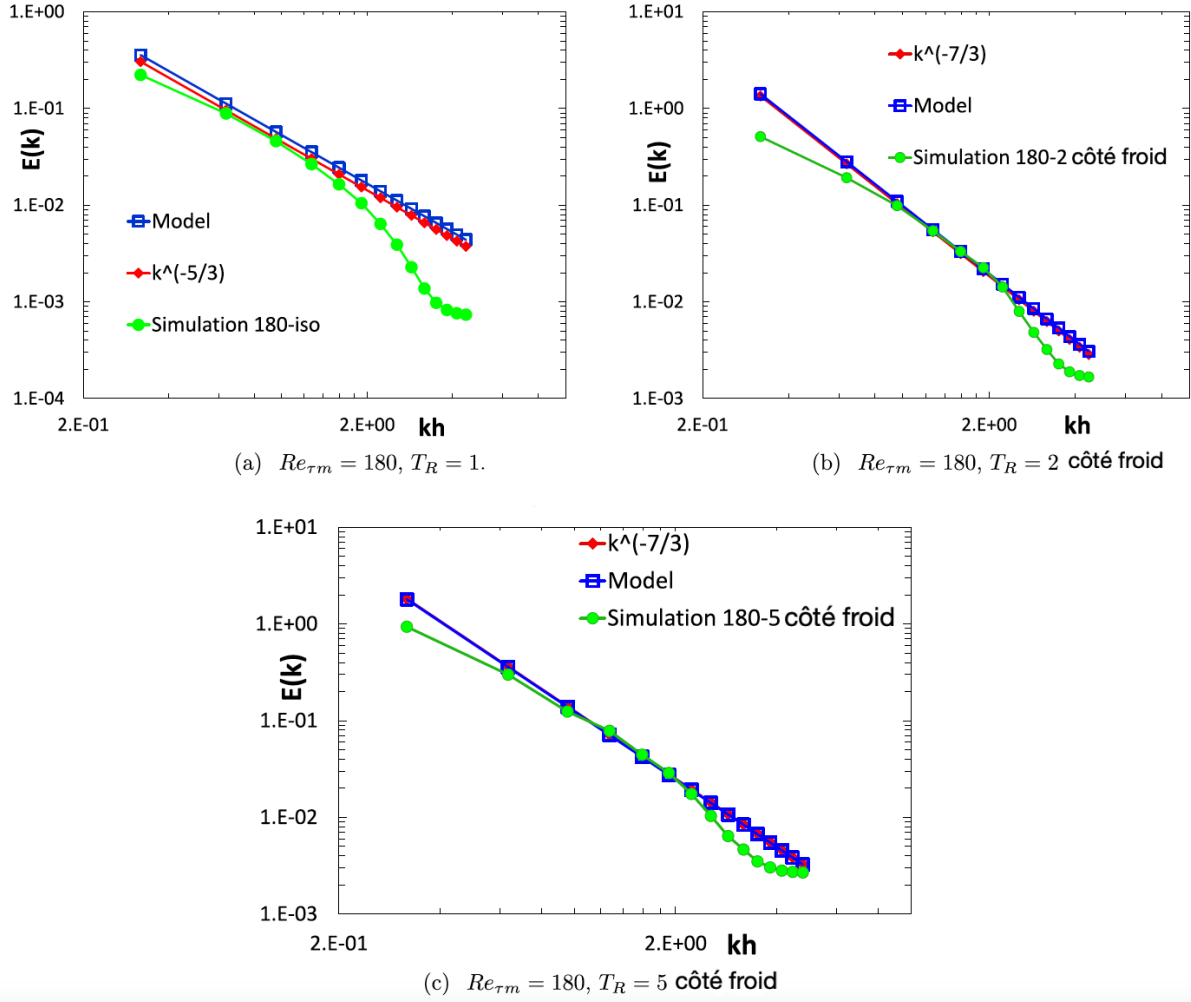


FIGURE 1.17 – Comparaison des spectres d'énergie turbulente obtenus par simulation et par le modèle pour $Re_{\tau_m} = 180$.

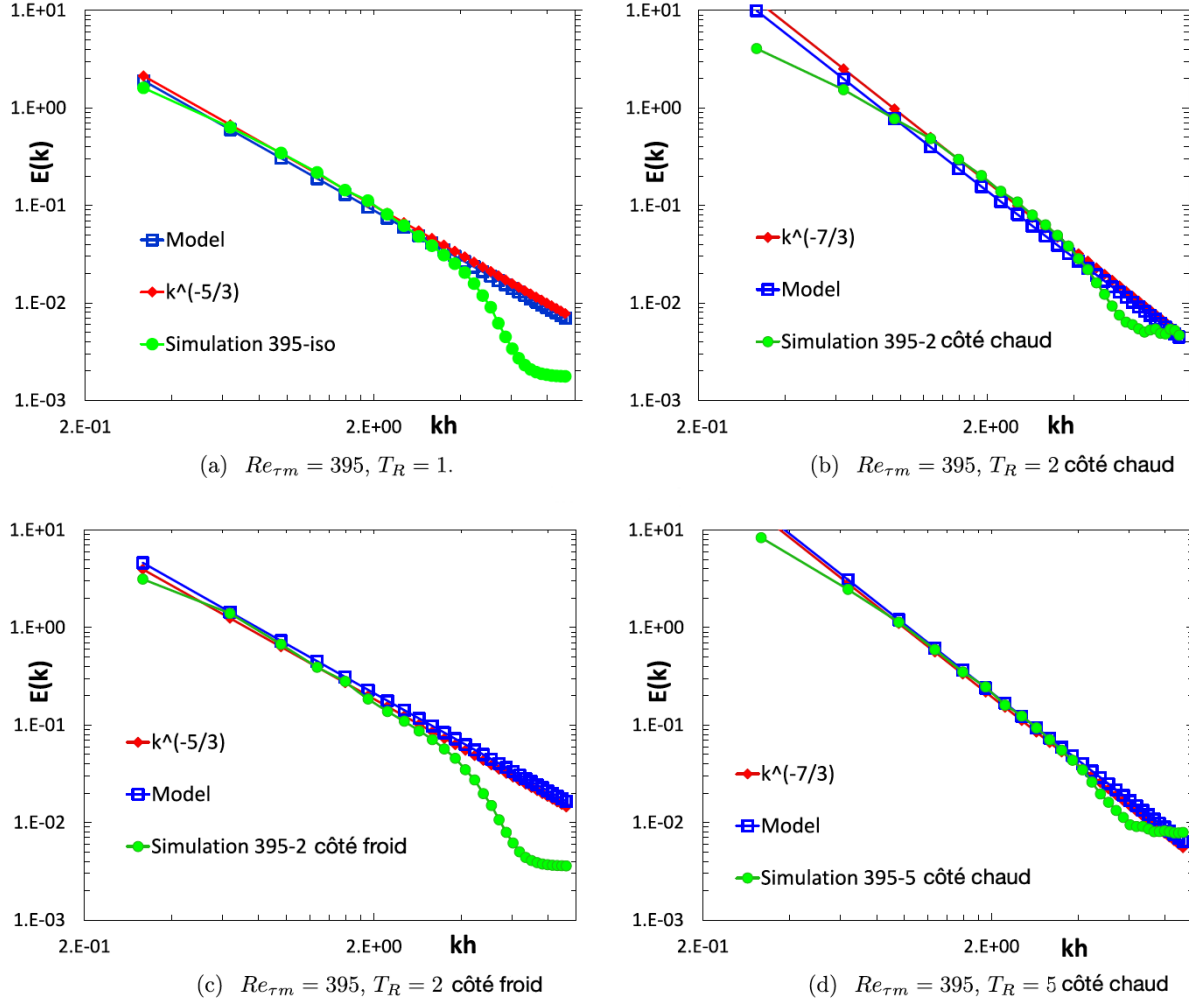


FIGURE 1.18 – Comparaison des spectres d'énergie turbulente obtenus par simulation et par le modèle pour $Re_{\tau_m} = 395$.

1.1.2.2 Simulations RANS pour l'anticipation de l'apparition du phénomène de relaminarisation.

Comme cela a déjà été dit plus avant, l'écoulement turbulent traversant un récepteur solaire haute température peut être soumis à de forts gradients de température. Généralement, ces systèmes sont contrôlés via le débit traversant le récepteur à l'aide de capteurs de température permettant de s'assurer de ne pas atteindre de trop hautes températures. Le problème étant qu'avec ce genre de dispositif et vu ce qui a été démontré juste avant, il peut arriver sans que l'on ne puisse le mesurer sur des valeurs moyennes que l'écoulement se relaminarise localement du côté chaud réduisant grandement les transferts thermiques entrant donc une forte augmentation de la température sur la paroi éclairée. Cet enchaînement peut être la cause d'une rupture du récepteur.

Dans ce contexte, nous avons cherché à identifier l'apparition du phénomène de relaminarisation afin de proposer une méthode de prévention des points chauds. Pour ce faire, nous

avons utilisé des simulations de type RANS, ce qui a permis de réaliser un grand nombre de simulation, et ainsi avoir une base de données importante. La première étape de ce travail a été de valider les simulations de type RANS à la fois pour partie turbulence mais aussi thermique.

Le système d'équation bas-Mach en RANS, c'est à dire après avoir moyenné les équations de Navier-Stokes (1.1, 1.2, 1.3) à l'aide de la moyenne de Favre, s'écrivent sous la forme :

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{U}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1.35)$$

$$\bar{\rho} \frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial t} + \bar{\rho} \tilde{U}_j \frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{P}'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\bar{\mu} \left(\frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{U}_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\mu} \frac{\partial \tilde{U}_j}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial \bar{\rho} \widetilde{U_i'' U_j''}}{\partial x_j} \quad (1.36)$$

$$\bar{\rho} C_p \frac{\partial \tilde{T}}{\partial t} + \bar{\rho} C_p \tilde{U}_i \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_i} = \frac{\partial \bar{P}_{thermo}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\bar{\lambda} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial \bar{\rho} C_p \widetilde{U_i'' T''}}{\partial x_i} \quad (1.37)$$

$$\bar{P}_{thermo} = R \bar{\rho} \tilde{T} \quad (1.38)$$

Dans ces équations, il est nécessaire de modéliser les deux termes de flux turbulents : $\bar{\rho} \widetilde{U_i'' U_j''}$ et $\bar{\rho} C_p \widetilde{U_i'' T''}$.

Les trois modèles de turbulence testés sont tout d'abord, un modèle classiquement utilisé pour simuler des échangeurs thermiques, le modèle $k - \omega - SST$ (Menter (1994)) qui pourra servir de comparaison pour les autres modèles. Puis, deux modèles dérivés du concept de relaxation elliptique de Durbin (1991) :

- le modèle EB-RSM (Elliptic Blending Reynolds-stress model) proposé par Manceau (2015) qui comprend 7 équations pour modéliser le tenseur de Reynolds,
- le modèle $k - \varepsilon - \bar{v}^2/k$ (eddy-viscosity model) proposé par Billard et Laurence (2012), qui est un modèle de viscosité de turbulence tensorielle (2 équations) dérivé du modèle EB-RSM.

Ces modèles ont été choisis car ils représentent bien le comportement que doit avoir l'écoulement en proche paroi et parce qu'ils ont déjà montré de bons résultats dans des écoulements considérant des échanges thermiques importants (par exemple, Billard et Laurence (2012), R. Manceau et Laurence (2000), Sveningsson et Davidson. (2005) ou F. Dehoux et Manceau. (2017)).

Enfin, concernant le modèle EB-RSM, trois modèles différents du flux turbulent thermique sont testés :

- un modèle considérant un gradient de diffusion thermique simple (SGDH - Simple Gradient Diffusion Hypothesis)

$$\overline{\rho U_i'' T''} = -\frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} \quad (1.39)$$

avec $\mu_t = C_\mu \rho k^2 / \varepsilon$ et $C_\mu = 0.09$, $k = \overline{\rho U_i'' U_i''} / 2$ and $Pr_t = 1$ qui sera utilisé ici pour comparaison car c'est le modèle le plus répandu dans les codes de CFD commerciaux.

- un modèle considérant un gradient de diffusion thermique généralisé (GGDH - Generalized Gradient Diffusion Hypothesis) qui ajoute un coefficient de diffusion anisotropique via la relation de Daly-Harlow (Daly et Harlow (1970)) :

$$\overline{\rho U_i'' T''} = -C_\theta \overline{\rho} \frac{k}{\varepsilon} \overline{U_i'' U_i''} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} \quad (1.40)$$

avec $C_\theta = 0.22$.

- un modèle considérant un flux thermique différentiel (DFM - Differential Flux Model) qui résout une équation de transport pour le flux turbulent thermique :

$$\frac{d\overline{\rho U_i'' T''}}{dt} = \rho \mathcal{P}_{i\theta}^U + \rho \mathcal{P}_{i\theta}^T + \rho \mathcal{G}_{i\theta} + \rho \phi_{i\theta}^h + \rho \mathcal{D}_{i\theta}^T + \rho \mathcal{D}_{i\theta}^\mu \quad (1.41)$$

le détail du modèle est donné dans Launder. (1988).

Le code Open Source Code_Saturne a été utilisé pour cette étude. Les modèles utilisés nécessitent une valeur du $y^+ \approx 1$ pour bien résoudre la sous-couche visqueuse. La figure 1.19 représente le maillage utilisé avec (i) une zone proche paroi où le maillage est fin et régulier (jusqu'à $y^+ > 20$), (ii) une zone intermédiaire sur laquelle le maillage s'étire de maille en maille et, (iii) une zone centrale avec un maillage régulier et des mailles plus grandes. On peut noter que selon les simulations, le maillage côté froid (ici à gauche) peut être plus raffiné que celui côté chaud.

Le second point important à noter ici par rapport aux simulations LES présentées dans la section 1.1.2.1 est qu'en RANS, il est possible d'utiliser un maillage pseudo 1D pour la résolution de notre problème car ici, il n'y a pas de développement de tourbillon pouvant interférer avec lui-même à travers la condition aux limites de périodicité.

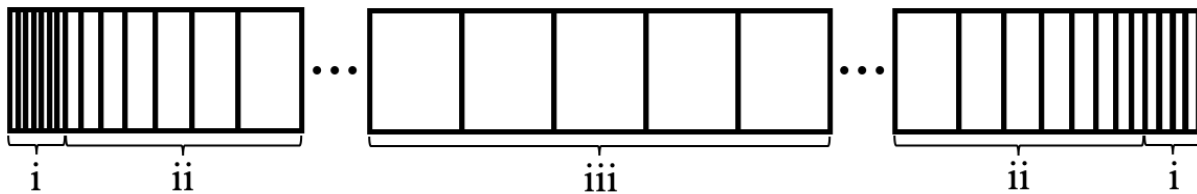


FIGURE 1.19 – exemple de maillage 1D pour les simulations RANS.

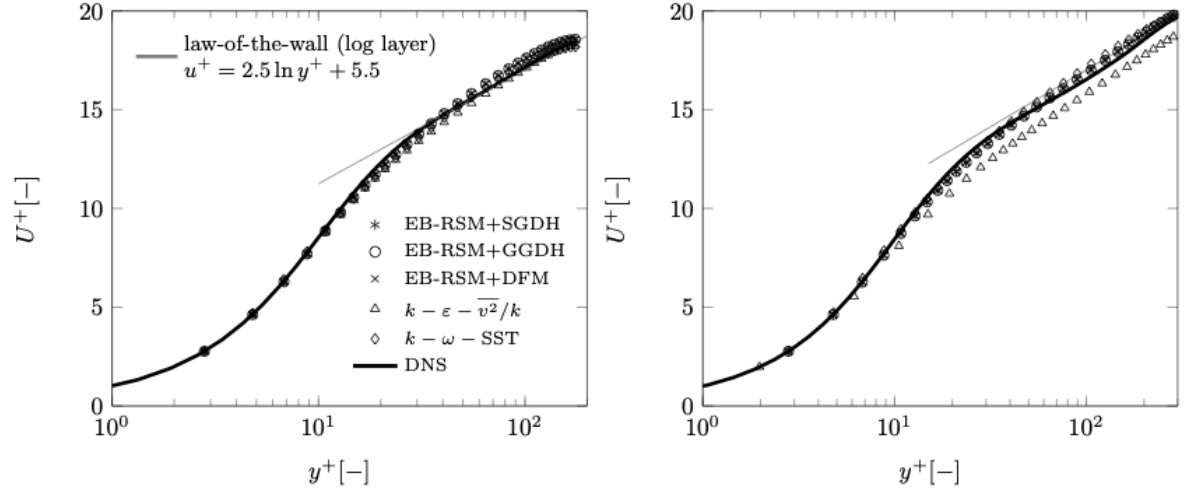
TABLE 1.9 – Présentation des DNS utilisées pour la validation des simulations RANS

References	180-1	180-1.01	180-2	395-1	395-1.07	395-2
Kim <i>et al.</i> (1987)	✓					
Moser <i>et al.</i> (1999)				✓		
Nicoud et Poinso (1999)		✓				
Auléry <i>et al.</i> (2015)			✓			✓

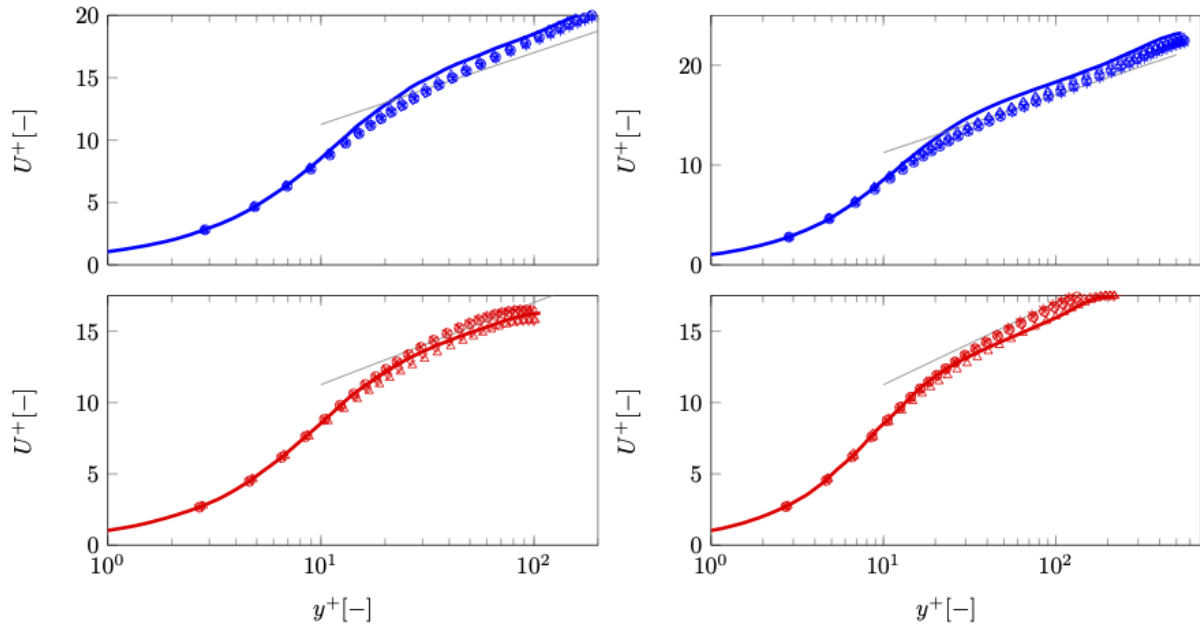
Pour la validation des modèles de turbulence, les résultats ont été comparés aux DNS renseignées dans le tableau 1.9.

L’ensemble des profils ne seront pas présentés dans ce manuscrit mais seulement les profils adimensionnels de vitesse longitudinale (figure 1.20) et de température (figure 1.21) pour les deux intensités turbulentes étudiées ($Re_{\tau m} = 180$ (à gauche) et $Re_{\tau m} = 395$ (à droite)) et pour des rapports de température de $T_R \approx 1$ (en haut : (a)) et $T_R = 2$ (en bas : (b)). Les autres résultats sont présentés dans l’article de ACL7.

Les profils de vitesse ne permettent pas de franchement discriminer un modèle de turbulence en particulier. Par contre, les profils de température mettent clairement en avant que le modèle EB-RSM_SGDH ne permet pas de bien prendre en compte la thermique dans notre écoulement. Ce point est important à noter car ce modèle est celui proposé par défaut dans la majorité des codes de CFD commerciaux. Enfin, les modèles EB-RSM_GGDH et EB-RSM_DFM se superposent presque parfaitement. La suite de l’étude se fera donc avec le modèle GGDH car il est plus simple et plus rapide pour une même précision.

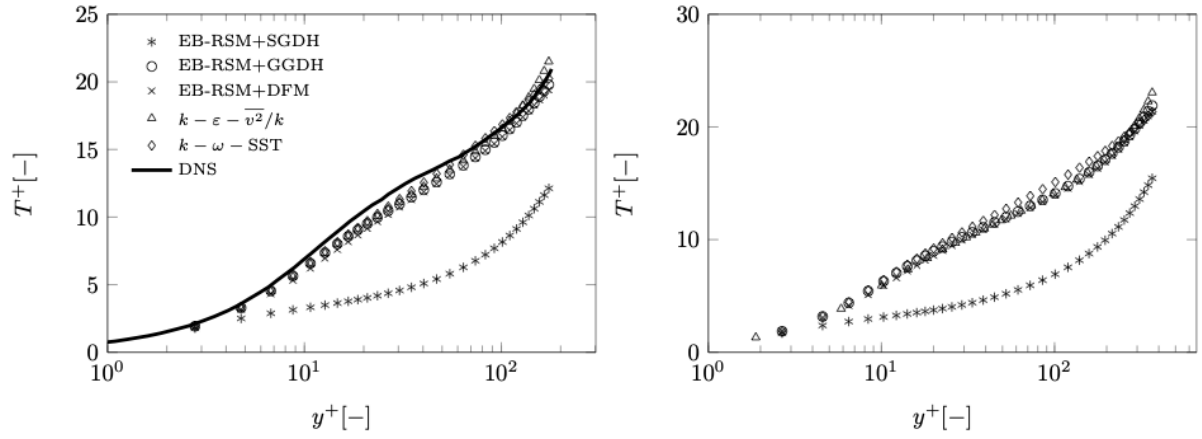


(a) $Re_{\tau_m} = 180, T_R = 1.01$ (gauche) et $Re_{\tau_m} = 395, T_R = 1.07$ à droite.

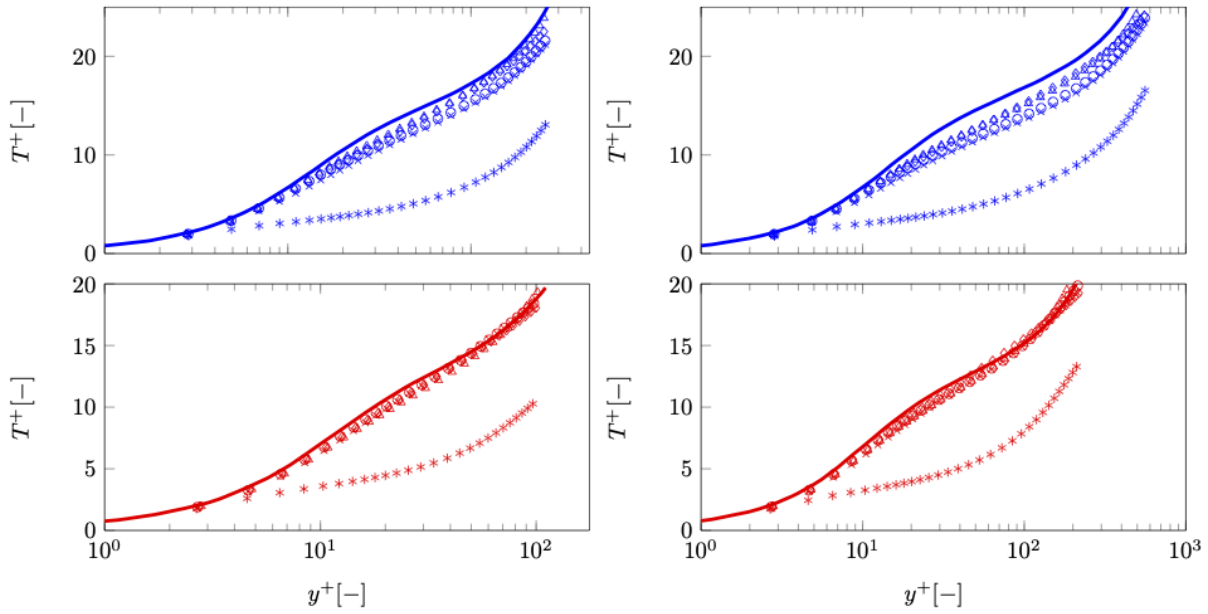


(b) $T_R = 2, Re_{\tau_m} = 180$ (gauche) et $Re_{\tau_m} = 395$ à droite. Paroi froide en haut et chaude en bas.

FIGURE 1.20 – Comparaison des profils de vitesse longitudinale adimensionnés en proche paroi.



(a) $Re_{\tau m} = 180, T_R = 1.01$ (gauche) et $Re_{\tau m} = 395, T_R = 1.07$ à droite.



(b) $T_R = 2, Re_{\tau m} = 180$ (gauche) et $Re_{\tau m} = 395$ à droite. Paroi froide en haut et chaude en bas.

FIGURE 1.21 – Comparaison des profils de température adimensionnés en proche paroi.

L'objectif maintenant, est de proposer un ou des critères permettant de déterminer, uniquement à partir de données mesurables : rapport de température et caractéristique de l'écoulement moyen, si il y a un risque de relaminarisation de l'écoulement du côté chaud. Pour se faire, une base de donnée a été produite en considérant les modèles $k - \omega - SST$, $k - \varepsilon - \bar{v}^2/k$ et EB-RSM_GGDH. Pour chacun de ces modèles, des simulations ont été réalisées pour une plage de nombre de Reynolds turbulent moyen allant de $Re_{\tau_m} = 150$ à $Re_{\tau_m} = 375$ par pas de 15 et une plage de rapport de température allant de $T_R = 1$ à $T_R = 9$ par pas de 0,5. Ceci représente environs 800 simulations.

La démarche suivie est présentée sur la figure 1.22 et les différentes étapes sont détaillées ci-après. Par souci de simplicité, seul les résultats obtenus à partir du modèle EB-RSM seront présentés, mais l'ensemble de l'étude est détaillée dans ACL12.

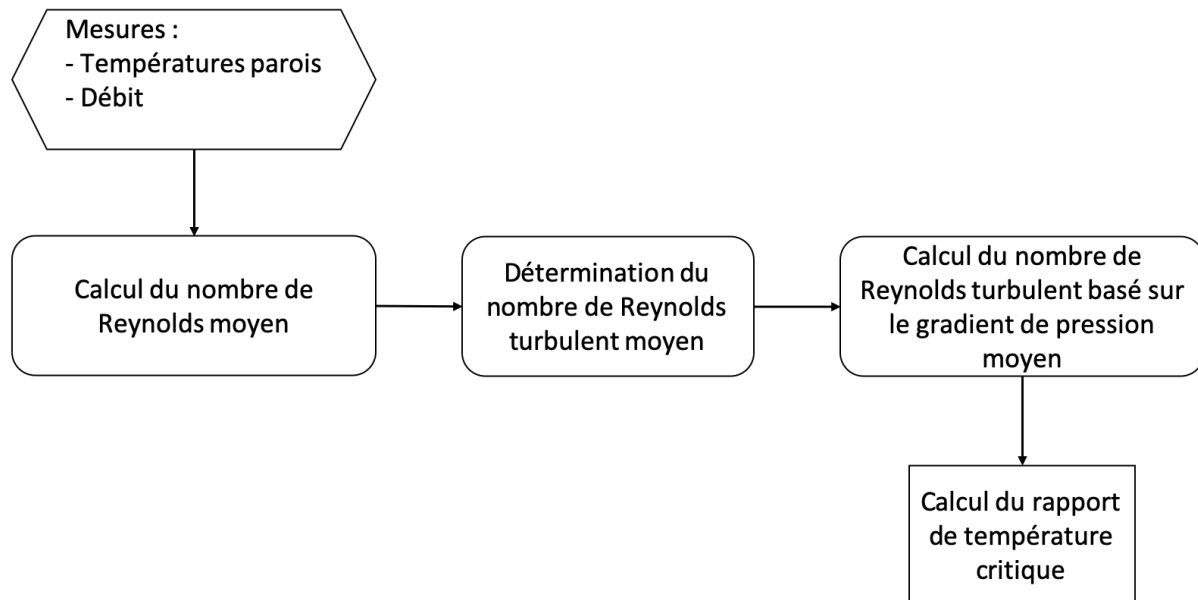


FIGURE 1.22 – Méthodologie de détermination du rapport de température critique en fonction du débit de l'écoulement.

Tout d'abord, une fois déterminé le nombre de Reynolds moyen (bulk) à partir du débit mesuré, la figure 1.23 présente, pour l'ensemble des simulations EB-RSM, le lien entre le nombre de Reynolds moyen et le nombre de Reynolds turbulent moyen. cette figure met aussi en avant le fait que pour un même rapport de température, $Re_{\tau_m} = f(Re_b)$ est une fonction linéaire.

Une fois le nombre de Reynolds turbulent moyen déterminé, nous proposons de déterminer un nombre de Reynolds turbulent basé sur le gradient de pression moyen que nous noterons Re_{τ_M} . En effet, la définition du nombre de Reynolds turbulent moyen (equation 1.16) couramment utilisée dans la littérature n'est pas équivoque et nous pourrions aussi utiliser une définition basée sur la contrainte de cisaillement moyenne (i.e. le gradient de pression moyen) et sur la vitesse de frottement correspondante (équations 1.42).

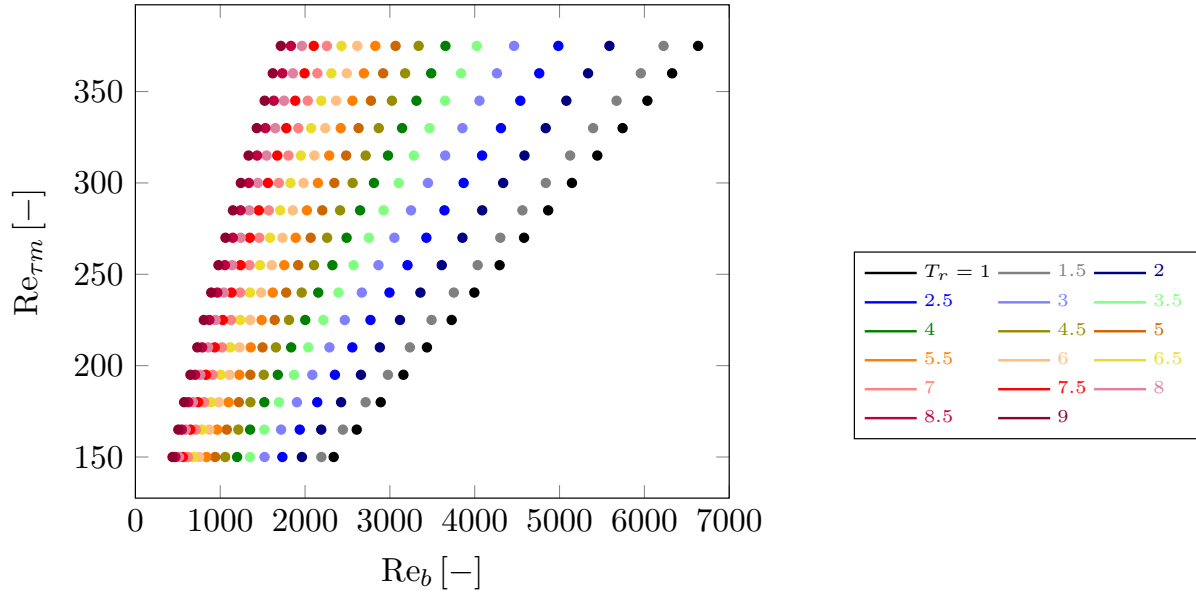


FIGURE 1.23 – Nombre de Reynolds turbulent moyen en fonction du nombre de Reynolds bulk pour différent rapport de température.

$$\tau_{wm} = \frac{\tau_{w1} + \tau_{w2}}{2}, \quad (1.42a)$$

$$U_{\tau m} = \sqrt{\frac{\tau_{wm}}{\rho_b}}. \quad (1.42b)$$

Enfin, le nombre de Reynolds turbulent moyen $Re_{\tau M}$ peut s'écrire (équation 1.43) :

$$Re_{\tau M} = \frac{\rho_b U_{\tau m} h}{\mu_b}, \quad (1.43)$$

Ces deux définitions sont liées par la relation (équation 1.44). Un point important à noter ici est le fait que les deux définitions sont identiques lors que l'on considère un écoulement isotherme.

$$Re_{\tau M} = \frac{1}{\mu_b} \sqrt{\frac{\rho_b}{2} \left(\frac{\mu_{w1}^2 Re_{\tau 1}^2}{\rho_{w1}} + \frac{\mu_{w2}^2 Re_{\tau 2}^2}{\rho_{w2}} \right)} \quad (1.44)$$

Pour finir, ceci permet de tracer $Re_{\tau M} = f(Re_{\tau m})$ sur la figure 1.24. Ici aussi, une relation linéaire peut être déterminée.

Il est maintenant nécessaire de déterminer un critère permettant d'identifier la relaminarisation de l'écoulement. Selon Tsukahara. (2014), un écoulement peut être considéré comme laminaire si le nombre de Reynolds turbulent est inférieur à $Re_{\tau a} = 63$. Dans notre cas, il faudrait alors comparer cette valeur de 63 à la valeur du nombre de Reynolds turbulent local côté chaud $Re_{\tau 2}$ (où à lieu la relaminarisation). Une autre valeur peut être définie selon l'analyse de stabilité proposée dans A. Fortin et Pierre. (1994) qui démontre que la bifurcation de Hopf existe

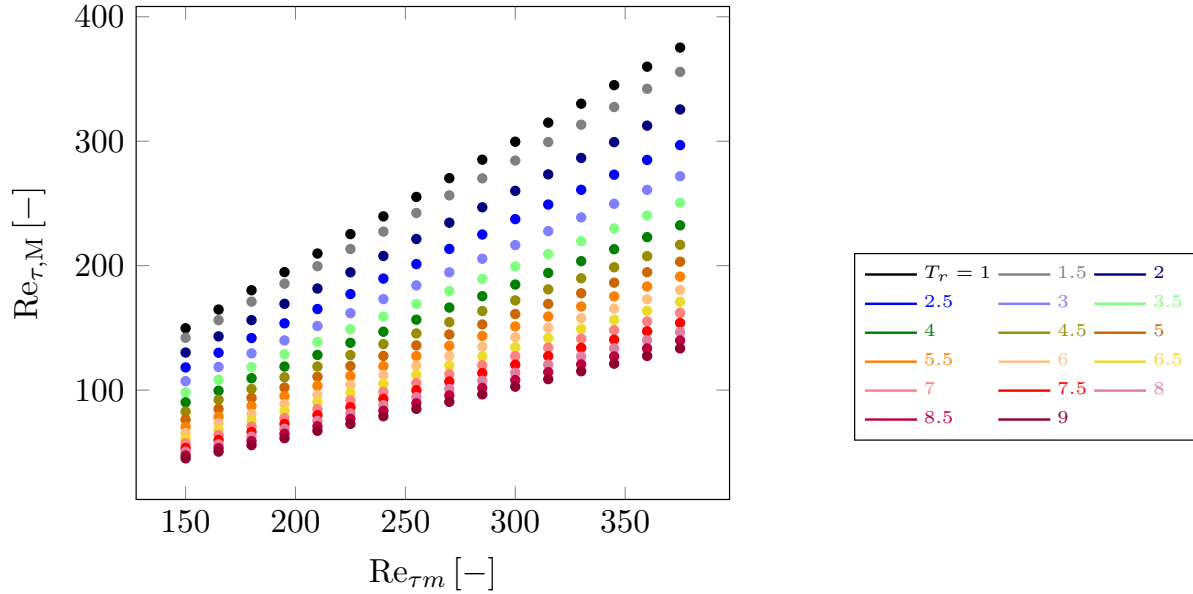


FIGURE 1.24 – Lien entre les deux définitions de nombre de Reynolds turbulent moyen.

pour une valeur de $Re_b = 5772.22$ ce qui correspond, pour un cas isotherme, à $Re_{\tau b} = 186$ et permet de distinguer les régimes stables des régimes partiellement instables.

Selon la figure 1.25, qui représente les valeurs de nombre de Reynolds turbulent locaux en fonction du rapport de température pour les différentes simulations, une fonction en puissance liant $Re_{\tau 2}$ et T_R peut approcher ce comportement (équation 1.45).

$$Re_{\tau 2} = C T_R^n \quad (1.45)$$

Les valeurs des paramètres C et n sont donnés dans le tableau 1.10. À partir de l'équation 1.45, il est facile de calculer la valeur du ratio de température critique T_R^* pour les deux nombres de Reynolds turbulent critiques tirés de la littérature.

$$T_{R,a}^* = \left(\frac{Re_{\tau 2,a}^*}{C} \right)^{1/n} \quad \text{avec } Re_{\tau 2,a}^* = 63 \quad (1.46)$$

$$T_{R,b}^* = \left(\frac{Re_{\tau 2,b}^*}{C} \right)^{1/n} \quad \text{avec } Re_{\tau 2,b}^* = 186 \quad (1.47)$$

Finalement, il devient donc possible de tracer directement le rapport de température en fonction du nombre de Reynolds turbulent $Re_{\tau M}$ et identifier trois zones en nous basant sur les deux valeurs de nombre de Reynolds turbulent critiques :

1. une zone interdite, dans laquelle il est sûr que l'écoulement aura relaminarisé du côté chaud,
2. une zone déconseillée, dans laquelle l'écoulement est incertain,
3. une zone sécurisée, dans laquelle l'écoulement est pleinement turbulent.

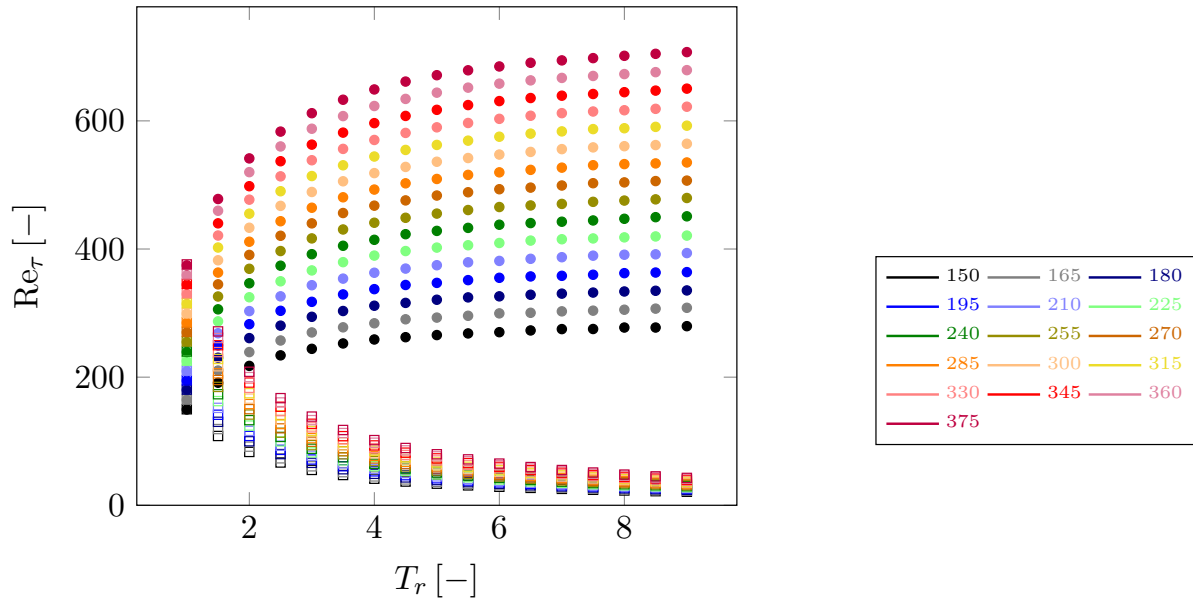


FIGURE 1.25 – Nombre de Reynolds turbulent côté froid (cercle) et côté chaud (carré) en fonction du rapport de température pour différent $Re_{\tau M}$.

TABLE 1.10 – coefficients C et n de l’équation 1.45

$Re_{\tau m}$	150	165	180	195	210	225	240	255
C	151.692	168.385	185.784	202.675	219.452	236.952	253.982	272.027
n	-0.915	-0.931	-0.947	-0.958	-0.968	-0.978	-0.985	-0.994
$Re_{\tau m}$	270	285	300	315	330	345	360	375
C	289.541	306.352	323.548	341.261	358.618	375.851	393.227	410.268
n	-1	-1.005	-1.009	-1.013	-1.016	-1.019	-1.022	-1.023

Les résultats correspondants sont tracés sur la figure 1.26.

La droite en pointillés a été obtenue en suivant un tout autre raisonnement. Sur l’ensemble des simulations réalisées avec rapport de température de 2, les profils de vitesse longitudinale moyenne adimensionnée par la vitesse maximale (voir figure 1.27(a)) laisse voir que le maximum de vitesse est décalé vers le côté chaud du canal et plus au centre comme pour les cas isothermes. Un des premiers résultats surprenant relevé grâce à la simulation LES 180-5, est le fait que ce maximum revient vers le centre du canal pour des écoulements présentant une relaminarisation du côté chaud. En fait, pour un écoulement fortement anisotherme complètement laminaire, le maximum se décale même du côté froid du canal (voir figure 1.27(b)). Cet effet est lié à l’influence de la température sur la viscosité et est détaillé dans Boutrouche *et al.* (2018).

Sur la figure 1.28, sont représentées les coordonnées du maximum de vitesse en fonction du rapport de température pour différentes valeurs de nombre de Reynolds turbulent moyen $Re_{\tau m}$. L’ensemble des ces points permet de bien visualiser le décalage du maximum de vitesse vers le côté chaud, puis, pour les plus faibles valeurs de nombre de Reynolds turbulent, un retour

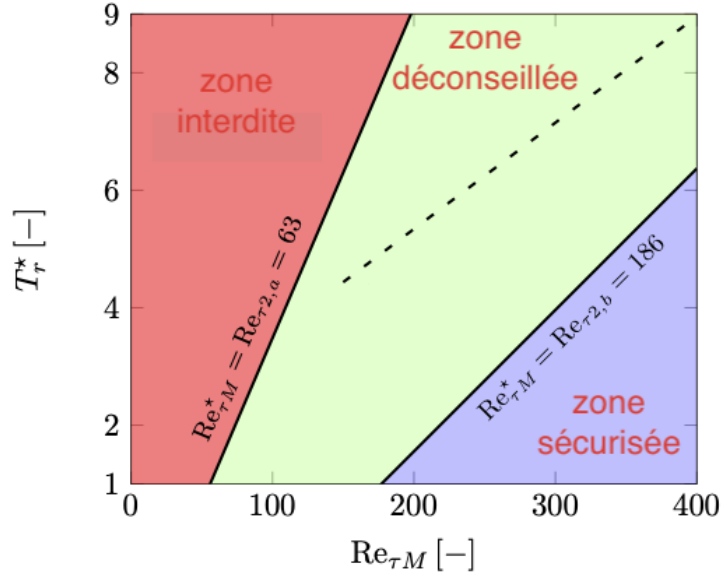


FIGURE 1.26 – Représentation des trois zones caractéristiques sur une représentation $T_R^* = f(Re_{\tau M})$.

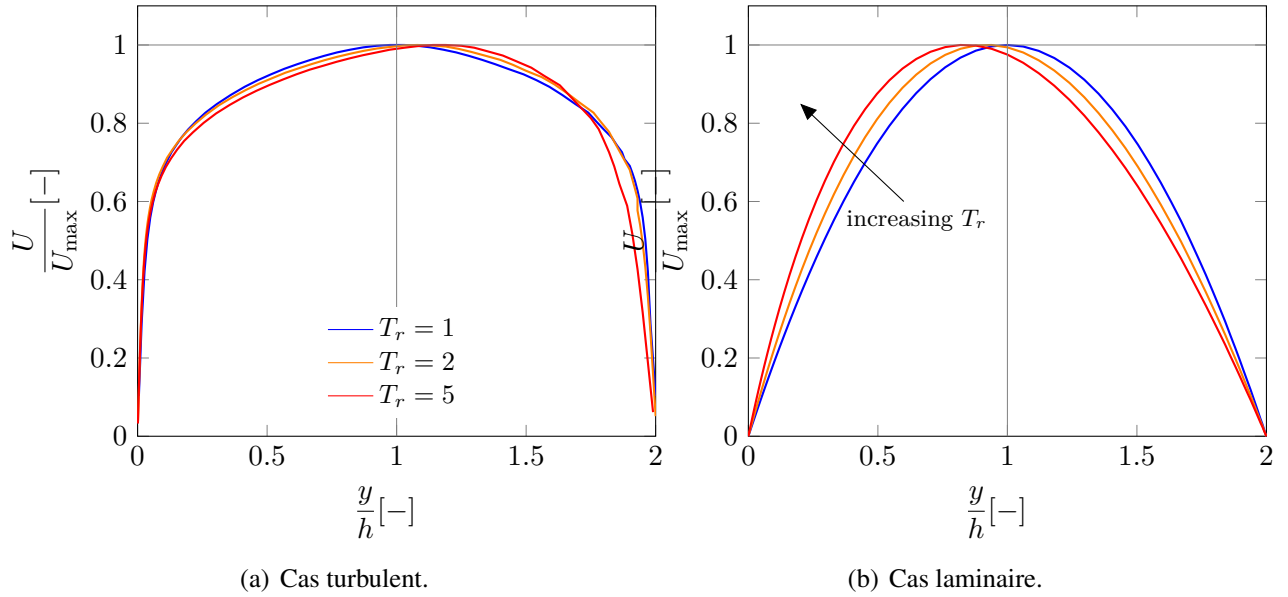


FIGURE 1.27 – Profils de vitesse pour des écoulement de Poiseuille anisotherme.

vers le centre. Il semble donc pertinent d'identifier pour quelle valeur de rapport de température ce changement de comportement à lieu car il est lié au phénomène de relaminarisation. Il est remarquable de voir que cette valeur de rapport de température critique en fonction du nombre de Reynolds turbulent moyen $Re_{\tau M}$ fait apparaître une relation linéaire (équation 1.48) :

$$T_R^* = 0.0181 Re_{\tau M} + 1.7204 \text{ avec } R^2 = 0.99576 \quad (1.48)$$

Cette fonction correspond à la ligne en pointillés sur la figure 1.26.

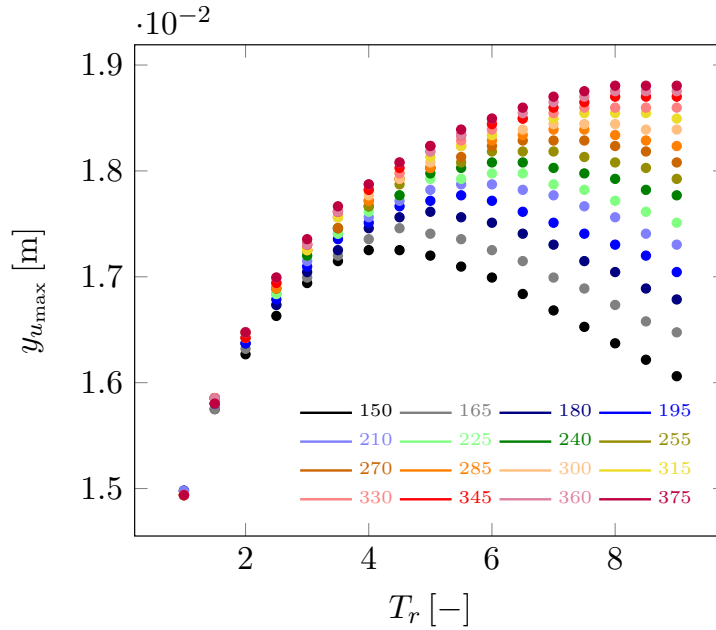


FIGURE 1.28 – Décalage du maximum de vitesse, en comparaison du cas isotherme, en fonction du rapport de température pour différentes valeurs du nombre de Reynolds turbulent moyen $Re_{\tau m}$.

Il est donc possible de déterminer avec des données mesurables les cas pour lesquels il y a un risque de relaminarisation de l'écoulement du côté chaud et donc un risque pour le récepteur solaire. Ces résultats ont été obtenus avec le modèle RANS EB-RSM_GGDH. Le même travail a été fait avec les modèles $k-\omega-SST$ et $k-\varepsilon-\bar{v}^2/k$ et, bien que les conclusions soient les mêmes, les résultats ne sont pas identiques. Au final, les fonctions liant le rapport de température critique en fonction du nombre de Reynolds turbulent moyen $Re_{\tau M}$ n'ont pas les mêmes coefficients. On obtient

- pour le modèle $k-\omega-SST$: $T_R^* = 0.0217 Re_{\tau M} + 1.8979$ avec $R^2 = 0.98875$
- pour le modèle $k-\varepsilon-\bar{v}^2/k$: $T_R^* = 0.0086 Re_{\tau M} + 4.7771$ avec $R^2 = 0.94039$

Ces fonctions sont tracées sur la figure 1.29. La logique voudrait que le modèle EB-RSM_GGDH soit le plus précis, mais il est difficile de conclure quant au meilleur modèle sans réelles références telles que des DNS.

Dans cette partie comme dans l'ensemble de mes travaux de recherche, j'ai fait en sorte de représenter le mieux possible les phénomènes physiques dans les modélisations et simulations

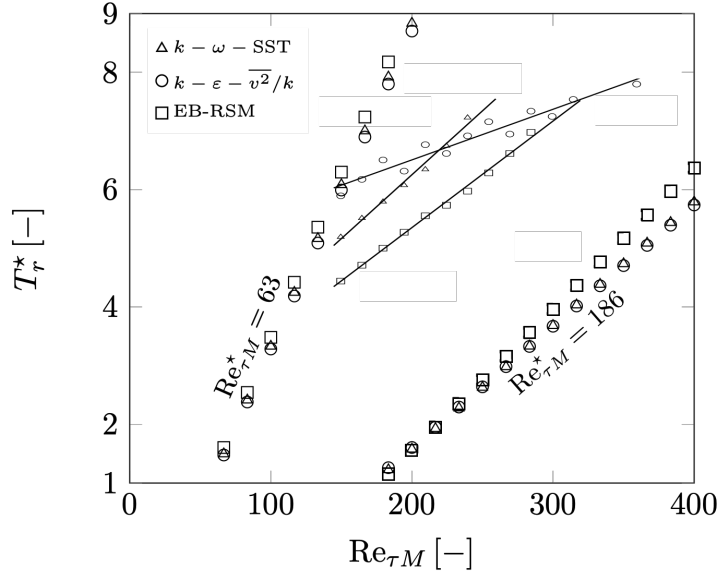


FIGURE 1.29 – Représentation des zones caractéristiques obtenues avec les différents modèles RANS.

effectuées. En effet, sans bonne prise en compte de la physique, il aurait été impossible de représenter les phénomènes de relaminarisation et donc de pouvoir prévenir des possibles problèmes liés à ces phénomènes.

Ceci conclut la section "CFD" de ce manuscrit qui va se poursuivre par des études se focalisant toujours sur le transport de l'énergie thermique mais cette fois-ci, pour des systèmes de bien plus grandes dimensions et pour lesquels les écoulements ne peuvent plus être simulés avec des modèles de turbulence.

1.2 Optimisation des systèmes énergétiques.

Un système énergétique complet (conversion, transport, stockage) est très complexe à maîtriser, et de fait, très difficile à optimiser. Les méthodes proposées pour résoudre les problèmes évoqués ici sont nombreuses, mais peuvent toutes se résumer à l'énoncé mathématique suivant : maximiser ou minimiser une fonction numérique de variables binaires ou continues, soumises à diverses contraintes linéaires ou non. Ces optimisations permettront de diminuer la consommation, d'augmenter la productivité, d'améliorer l'efficacité ou de réduire les coûts.

L'ensemble des doctorants que j'ai encadré ces sept dernières années et que j'encadre encore travaillent sur la thématique de la conversion et du transport de l'énergie. La thèse de Lorenzo Castillo-Garcia [dp3](#) est la seule thèse ne portant que sur la partie conversion de l'énergie via le développement d'un outil de simulation dynamique des machines frigorifiques à absorption. Les autres considèrent le transport de l'énergie sur des distances plus importantes et les systèmes sont cette fois-ci optimisés.

La première thèse au sein du laboratoire portant sur le transport de l'énergie sur de longues distances est celle de Théophile Mertz [D1](#). Dans cette thèse a été développée une méthodologie d'optimisation numérique (type MINLP) de la conception et du dimensionnement des réseaux de chaleur urbain de 4^{ème} génération. L'objectif considéré est économique. Un an après, sur la même thématique, a commencé la thèse de Fabien Marty [D2](#) sur l'optimisation structurelle d'un système de cogénération électricité/chaleur alimenté par un puits géothermique de grande profondeur. Le dimensionnement inclut à la fois un ORC (Organic Rankine Cycle) pour la production d'électricité et un réseau de chaleur urbain pour la valorisation de la chaleur. Ici, un type d'unité de production a été pris en compte avec plus de précision que précédemment. Deux fonctions objectif ont été étudiées, une économique et une exergétique. Dans ces deux cas, le système était considéré en régime permanent. Le besoin de prendre en compte la dynamique s'est vite fait ressentir, que ce soit pour la prise en compte de stockage thermique ou d'unités de production intermittentes.

Quatre autres thèses ont été soutenues ou sont en cours et prennent en compte la dynamique du système. La thèse de Simon Scolas [D4](#) porte sur l'optimisation des centrales solaires thermiques. Ici, la prise en compte des évolutions temporelles est indispensable car l'énergie principale considérée est l'énergie solaire et le système étudié comporte un stockage thermique. La méthode utilisée pour gérer les équations différentielle est la collocation orthogonale qui permet de discrétiser les équations afin de n'avoir plus qu'un système d'équation algébrique à résoudre. La thèse d'Arley Nova-Rincon [D3](#) porte elle, sur l'optimisation dynamique des réseaux de froid. Elle a pour objectif d'utiliser la méthode des collocations orthogonales doubles afin de discrétiser à la fois les dérivés en temps mais aussi en espace. Plus récemment, la thèse de Régis Delubac [D6](#) prend en compte à la fois les réseaux de chaleur et un site de production incluant une centrale solaire thermique afin de proposer un outil d'aide à la conception optimale des réseaux de chaleur solaire. La durée à considérer pour ce problème d'optimisation dynamique est d'une année au minimum afin d'obtenir un dimensionnement optimum incluant les spécificités très différentes des quatre saisons de l'année. De plus, ceci permet de rendre possible le dimensionnement d'un stockage thermique inter-saisonnier. Les autres contraintes fortes de ce projet sont le fait que l'outil final doit converger en moins d'un quart d'heure et doit être OpenAccess, et donc, faire appel à des solveurs d'optimisation gratuits généralement moins

performant que les payants. Pour toutes ces raisons, nous avons choisi de résoudre ce problème d'optimisation dynamique en multi-période et tâcherons de prendre le plus de période possible afin de représenter au mieux les variations de la demande et de la météo. Enfin, la thèse de Méziane Akchiche **D5** porte elle sur l'analyse et l'optimisation des puits pour l'exploitation des gisements d'hydrocarbures dans la perspective de contenir le réchauffement climatique. L'idée ici est d'optimiser, d'un point de vue exergo-économique, les technologies de relevage nécessaires sur la durée de vie d'un champ pétrolier en considérant les opérations de surface.

Dans le suite de ce manuscrit, seuls les résultats des projets déjà terminés seront présentés, à savoir les travaux menés avec Théophile Mertz **D1**, Fabien Marty **D2**, Arley Nova-Rincon **D3** et Simon Scolan **D4**. L'ensemble des ces travaux a été réalisé avec le logiciel GAMS qui possède son propre langage de programmation et qui a l'avantage de permettre de résoudre le problème d'optimisation avec différents solvers. Il est à noter que les solvers disponibles dans GAMS sont très performants en comparaison avec d'autres environnements tels que Julia avec le package Jump ou Python avec le package Pyomo. Bien que les travaux de Méziane Akchiche **D5** et de Régis Delubac **D6** ne seront pas présentés ici, ils ont déjà donné lieu à des communications dans des conférences : respectivement **COM15**, **ACT113**, **ACT114**, **ACT115** et **COM11**, **COM13**, **ACT117**.

Dans un premier temps, une présentation rapide de ce qu'est l'optimisation numérique sera faite puis, deux sections porteront respectivement sur l'optimisation de systèmes énergétiques en régime permanent puis en dynamique. Enfin, un point particulier, souvent oublié dans la littérature, peut être de façon tacite, portera sur la mise en avant d'un problème particulier de l'optimisation numérique qui est : comment réussir à converger vers un optimum de confiance ?

1.2.1 Optimisation numérique.

Une simulation numérique se caractérise par le fait d'avoir autant de variables que d'équations et l'on recherche dans ce cas une valeur pour chacune des variables permettant de résoudre ce système. La différence principale entre simulation et optimisation numérique est le fait qu'en optimisation, le problème à résoudre comprend plus de variables que d'équations et plus exactement, que d'équations égalités + inégalités saturées à convergence. Il existe donc une infinité de solutions pouvant répondre à ce problème. Il est alors nécessaire d'ajouter une ou des équations afin de définir un objectif que l'on va minimiser ou maximiser en recherchant les valeurs optimales de l'ensemble des variables permettant d'obtenir cet optimum.

Les problèmes d'optimisation peuvent se résumer à l'énoncé mathématique suivant : maximiser ou minimiser une fonction numérique de variables (binaires ou continues), soumises à diverses contraintes (linéaires ou non). Les problèmes d'optimisation peuvent donc être classés en plusieurs catégories selon le type de leur variable et de leur contrainte. Le tableau **I.11** présente une classification de ces problèmes couramment rencontrés.

Il s'agit maintenant de formuler ce problème d'un point de mathématiques. Le système d'équations **I.49** à **I.51** présente une formulation très générale. Elle considère un problème Mixed Integer Dynamic Optimization (MIDO) qui rentre dans la catégorie MINLP mais qui

TABLE 1.11 – Classification des problèmes d'optimisation.

	Variables continues	variables mixtes (continues et discrètes)
Contraintes Linéaires	Linear Programming LP	Mixed Integer Linear Programming MILP
Contraintes non linéaires	Non-linear Programming NLP	Mixed Integer Non-Linear Programming MINLP

considère en plus un problème d'optimisation dynamique.

$$\min_{x(t), u(t), v, z(t), y, t_f} \left\{ \phi(x(t_f), u(t_f), v, z(t_f), y, t_f) + \int_{t_0}^{t_f} L(x(t), u(t), v, z(t), y, t) dt \right\} \quad (1.49)$$

soumis à :

$$f(x(t), \dot{x}(t), u(t), v, z(t), y, t) = 0 \quad \forall t \in [t_0, t_f] \quad (1.50)$$

$$g(x(t), \dot{x}(t), u(t), v, z(t), y, t) \leq 0 \quad \forall t \in [t_0, t_f] \quad (1.51)$$

avec :

$$\begin{aligned} &— x \in X \subseteq \mathbb{R}^{n_x} & u \in U \subseteq \mathbb{R}^{n_u} & v \in V \subseteq \mathbb{R}^{n_v} \\ &— z \in Z = \{0, 1\}^{n_z} & y \in Y = \{0, 1\}^{n_y} \end{aligned}$$

où les variables sont :

- $x(t)$: variables continues décrivant l'état dynamique du système (ex : température...)
- $u(t)$: variables continues purement algébriques pour lesquelles les évolutions temporelles optimales sur l'intervalle $[t_0, t_f]$ sont requises (ex : débit...),
- v : variables continues indépendantes du temps dont les valeurs optimales sont requises (ex : surface d'un échangeur...),
- $z(t)$: variables binaires dont les variations temporelles optimales sur l'intervalle $[t_0, t_f]$ sont requises (ex : ouverture ou fermeture brusque d'une vanne...),
- y : variables binaires indépendantes du temps dont les valeurs optimales sont requises (ex : existence d'une canalisation...).

et les contraintes :

- équations [1.50](#), elles représentent un ensemble algébro-différentiel (DAE) qui décrit le système dynamique. Elles comprennent donc un modèle dynamique global du système en question couplé à toutes les contraintes égalité que le système doit satisfaire.
- équations [1.51](#), elles représentent un ensemble d'inégalité que doit satisfaire le système pouvant aussi être algébro-différentiel.

Pour simplifier la présentation générale de ce système d'équations, le cas des équations aux dérivés partielles (dérivées en fonction du temps et de l'espace) n'est pas représenté ici.

Les équations permettant de représenter l'ensemble des phénomènes physiques à prendre en compte dans un système énergétique complet sont rarement des équations linéaires. De cet état de fait, deux approches sensiblement différentes peuvent être considérées et ont chacune des avantages et des inconvénients.

La première approche (Kachacha (2018)) passe par un travail amont de linéarisation des équations avant d'effectuer l'optimisation numérique. Ceci garantit une grande robustesse numérique et une bonne convergence. Toutefois, ces linéarisations peuvent induire des incertitudes et ne sont valables que pour le domaine sur lesquels elles ont été définies. Le travail de linéarisation doit donc être refait dès lors que l'on s'éloigne de ces domaines de définition.

La seconde approche consiste à conserver au maximum les équations non-linéaires afin de représenter au mieux les phénomènes physiques et leurs interactions. Dans ce second cas, un travail amont doit porter sur la mise en place d'une méthodologie de résolution du problème d'optimisation numérique, spécifique à chaque système, afin de garantir une bonne convergence.

C'est cette seconde approche qui a été privilégiée dans les travaux d'optimisation présentés dans cette section. Ceci est en cohérence avec les travaux de CFD présentés dans la section 1.1 pour lesquels un effort particulier de modélisation des phénomènes physiques a toujours été réalisé.

À partir du système d'équation 1.49 à 1.51, dans la suite de ce manuscrit, différentes hypothèses seront réalisées pour étudier des systèmes énergétiques complexes. Dans la partie 1.2.2, les problèmes considéreront un régime permanent alors que dans la partie 1.2.3, les problèmes prendront en compte la dynamique du système mais n'incluront pas de variable binaire. Il est à noter que le cas de système d'équations aux dérivées partielles sera étudié dans cette dernière section.

1.2.2 Optimisation en régime permanent.

Dans les deux cas présentés ici, le système étudié est un réseau de chaleur urbain (RCU - figure 1.30).

Je présenterai les réseaux de chaleur et/ou de froid (RCF) comme étant la colonne vertébrale de la transition énergétique. Ils représentent, en effet, le meilleur outil de massification des ENR&R et qui plus est, ils permettent de valoriser les énergies locales en favorisent les circuits courts. Du fait que ce système de grande taille doive être géré par des professionnels, son entretien et donc ses performances, sont maintenus avec rigueur. De plus, sa sécurité est continuellement assurée car il doit respecter des normes environnementales plus strictes que pour un système de chauffage individuel. Un autre avantage important des RCF est l'effet de foisonnement (figure 1.31) qui permet, grâce au fait que les différents types de consommateurs n'ont pas de besoin au même instant, de ne pas avoir besoin d'une unité de production nécessitant une puissance maximale égale à la somme des puissances maximales que devraient fournir des unités de production individuelles. Il est à noter que cet effet de foisonnement s'accroît avec la taille du réseaux.

Les éléments principaux d'un RCU sont :

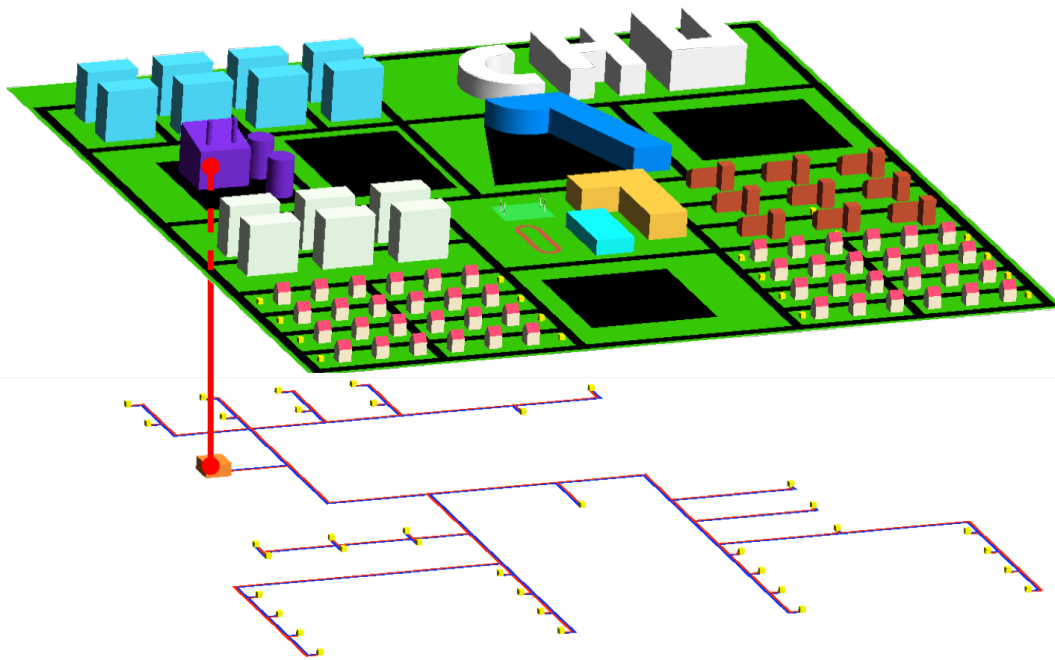


FIGURE 1.30 – Schéma d'une petite ville avec un réseau de canalisations entrées.

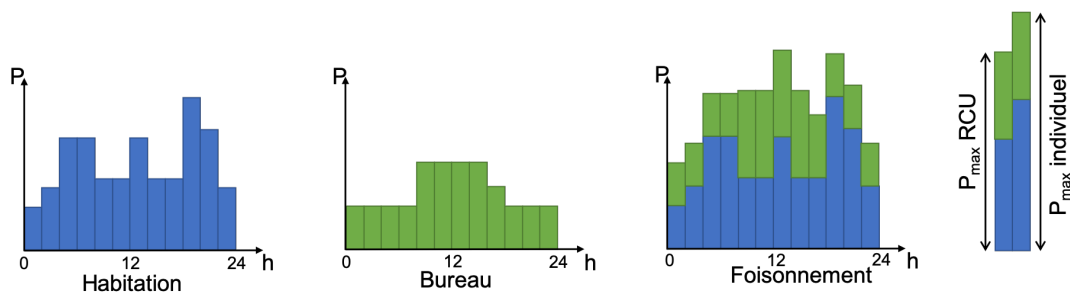


FIGURE 1.31 – Principe du foisonnement.

- le site de production de la chaleur d'où part la chaleur vers le réseau. Il est généralement constitué de plusieurs unités de production (chaudière biomasse ou gaz, Usine de Valorisation Énergétique, puits géothermique, centrale solaire thermique...) et peut inclure un stockage thermique,
- un réseau de canalisation permettant d'acheminer la chaleur vers les consommateurs et de ramener le fluide refroidi dans le site de production. Deux types de réseaux existent, les réseaux ramifiés (figure 1.32(a)) et les réseaux maillés (figure 1.32(b)) plus complexes mais qui permettent un meilleur approvisionnement en cas de défaut sur le réseau.
- les sous-stations qui permettent de transférer la chaleur du réseaux principal vers un réseau secondaire pouvant être un immeuble ou un quartier. Une sous-station n'est rien d'autre qu'un échangeur de chaleur souvent accompagné d'un by-pass en amont

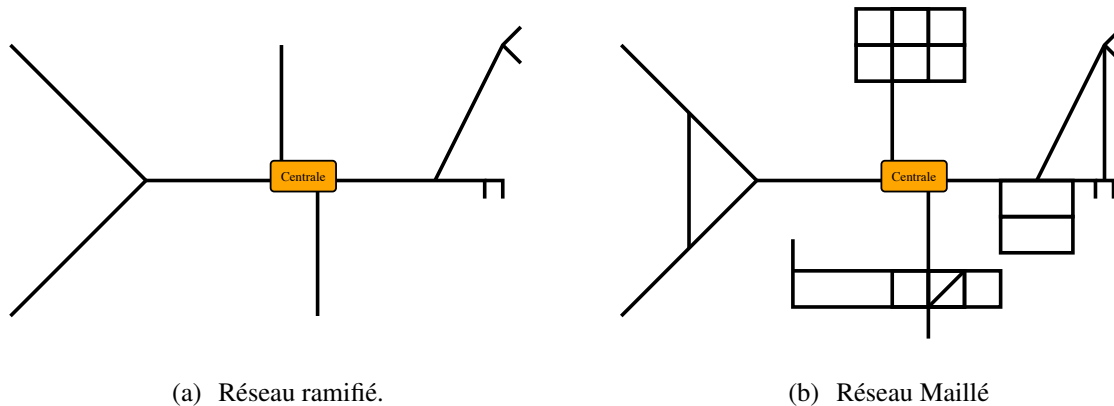


FIGURE 1.32 – Types de topologie réseau existants.

pour fournir la bonne puissance au consommateur. Bien sûr, un compteur d'énergie est indispensable pour procéder à la facturation. Dans certain cas, un stockage thermique est installé.

De nombreuses études portent déjà sur ce système et l'on peut même trouver des reviews pertinentes. En 2012, [Rezaie et Rosen \(2012\)](#) mettent en avant les avantages des RCF classifiant les réseaux afin de décrire les différents éléments. Ils présentent plusieurs systèmes incluant une cogénération chaleur/électricité ce qui amène une transition parfaite vers les avantages environnementaux de ces systèmes. Le trinôme industrie-gouvernement-société est ensuite discuté pour l'aspect économique. L'efficacité du système est présentée et cette explication est poussée jusqu'à la prise en compte de l'approche exergétique. Pour finir, ils identifient les points restant à étudier. En 2017, [Werner \(2017\)](#) publie aussi une review concernant les RCF en présentant le contexte de la situation actuelle dans le monde et offre un aperçu plus approfondi des conditions européennes. Cette article présente le marché, les technologies, l'offre, l'environnement, les institutions et les perspectives. Ici, il n'est pas question de modélisation ou de simulation, mais vraiment de faire un point concret sur ce qui est. Un graphe intéressant [1.33](#) démontre bien l'intérêt grandissant pour cette solution et la nécessité de travaux scientifiques complémentaires. Il conclut sur le fort potentiel des RCF dans le futur et pointe les efforts de coordination et de vision à long terme nécessaires pour récolter le potentiel de cette solution sur les différents aspects.

[Allegrini *et al.* \(2015\)](#) proposent une review en se focalisant sur les outils permettant de simuler le comportement des RCU. Ils insistent sur la nécessité de bien considérer les consommateurs (type de bâtiment) en plus du réseau et du site de production de chaleur afin d'obtenir des résultats pertinents. Ils proposent un tableau [1.34](#) résumant les liens entre logiciels et objectifs. Dans le texte, ils présentent aussi d'autres logiciels qui sont plus spécifiques et concluent en ouvrant vers les nombreuses perspectives qu'offre l'étude des RCU.

Enfin, F. Haghighat et ses collaborateurs font un point exhaustif sur la modélisation et l'optimisation des RCF à travers deux reviews [Talebi *et al.* \(2016\)](#) et [Sameti et Haghighat \(2017\)](#). La figure [1.35](#) extrait un tableau qui résume les études d'optimisation des RCF entre 2000 et 2016 pouvant servir de références. Il en ressort que les fonctions objectifs utilisées sont typiquement :

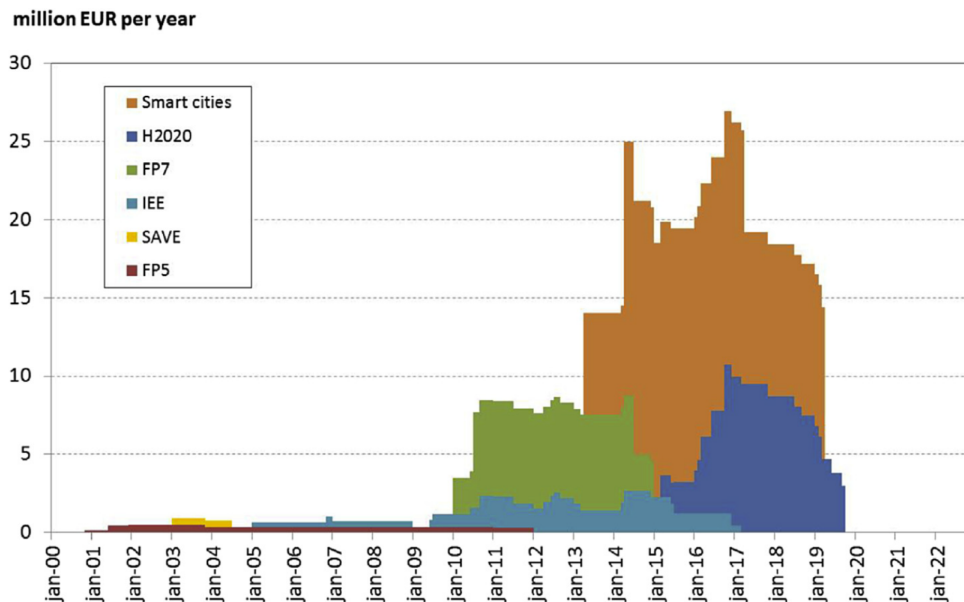


FIGURE 1.33 – Moyenne annuelle de financements obtenus pour des projets de recherche concernant les RCF sur différents type d'appel européen [Werner \(2017\)](#).

	External air flow	SW radiation	LW radiation	Building thermal	User behaviour	Thermal network	Electrical network	Gas network	District plant	Thermal storage	Wind power	Photovoltaics	Ground source	Spatial	Transportation	Embodied energy	
	X	D ²	D	S	D	S	S	X	X	X	S	S	S	D	X	X	City energy simulation for groups of buildings / city quarters.
CitySim	X	D ²	D	S	D	S	S	X	X	X	S	S	S	D	X	X	Detailed building simulation, limited interactions.
EnergyPlus	S	D	S ⁴	D	D	D	S	X	X	S	S	S	S	D	X	X	Detailed building simulation, thermal and elec networks possible.
ESP-r	S	D	S	D	D	D	S	D ⁶	X	S	D	S	S	S	X	X	Detailed building simulation, thermal and elec networks possible.
IDA ICE	S	D	S	D	D	D	S	X	X	S	S	X	S	D	S	X	Detailed building simulation, thermal networks possible.
Polysun	X ⁹	D	S	S ¹⁰	D	D	S	X	S	D	X	D	D	X	X	X	Detailed solar thermal and hydraulic systems.
TRNSYS	L	D	D	D	D	D	S	X	D	D	D	D	D	X	X	X	Detailed simulation tool for systems and single buildings.
Envi-met	S	S	S	S	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	Microclimate model.
KULeuven IDEAS lib	S	D	D	D	D ¹¹	D	S	D	X	S	X	D ¹²	D ¹³	X	X	X	District-level Modelica library.
LBNL District lib	S	D	D	D	S	D	S	D	X	S	S	S	D	D ¹⁴	X	X	District (and building) Modelica libraries.
energyPRO	X	X	X	L	X	D	D	D	X	D	D	D	S	S ¹⁵	X	X	Techno-economic simulation of energy systems.
RETScreen	X	X	X	S	X	S	S	X	X	S	S	S	S	S	X	X	Energy, life cycle cost, emissions, finance and risk analysis.
HOMER	X	X	X	L ¹⁶	X	X	X	X ¹⁷	X	S	X	D	D	X	X	X	Microgrid design optimisation.
Termis	X	X	X	L	X	X	D	X	X	S	S	X	X	X	L	X	Operate, simulate & optimise district heating networks.
Neplan	X	X	X	L	X	X	D	D	D	S	X	D	S	X	L ¹⁸	X	Simulate & optimise electrical, water, gas and heating networks.
NetSim	X	X	X	L	X	X	D	X	X	D	X	X	X	X	L ¹⁹	X	District heating, cooling and steam simulation environment.
EnerGis	X	X	X	S	X	S	S ²⁰	X	X	S	X	X	S	S	D	X	GIS-based urban energy and district heat network design tool.
SynCity	X	X	X	S	D	S ²¹	S	S	S	S	D	S	S	S	D ²²	D	Integrated tool for holistic urban energy systems modelling ²³ .
EPIC-HUB	X	X	X	L	X	S	S	S	S	S	X	L	L	X	S	X	Middleware platform for multi-carrier infrastructure systems.
MEU	X	L	L	L ²⁴	S	S	S	S	X	S	X	X	S	X	D	X	Energy management tool for cities and multi-energy utilities.
UMI	X	L ²⁵	L	L	X	X	X	X	X	X	X	X	L	X	D ²⁶	S	Rhino-based link to Radiance and EnergyPlus.
Radiance	X	D	D	X	X	X	X	X	X	X	X	X	D	X	D	X	Powerful ray-tracing program.
Solene	L	D ²⁸	D	S	S	X	X	X	X	X	X	X	X	X	D	X	Energy simulation for city quarters.
Fluent	D	D	D	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	CFD software.
OpenFOAM	D	X	D ²⁹	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	Extensible CFD software.

FIGURE 1.34 – Matrice présentant les possibilités offertes par certains logiciels pour simuler des RCU [Allegrini et al. \(2015\)](#).

économique, réduction des émissions de CO_2 , énergétique ou maximisation des ENR&R et que bien évidemment, elles ne mènent pas vers le même optimum. Ils présentent aussi les méthodes de linéarisation des contraintes comme étant une solution souvent utilisée afin de faciliter la convergence vers un optimum de confiance mais aussi que cela implique des imprécisions dans les problèmes d'optimisation.

No.	Reference	Type of objective function	Objectives	Solving method
1	Falke et al. (2016)	Multi-objectives optimization	Cost and CO_2 emission	Evolutionary algorithm/Perato front
2	Li et al. (2016b)	Multi-objectives optimization	Cost and CO_2 emission	Weighted factor/MILP
3	Li et al. (2016a)	Single objective	Pressure drop	Deterministic/MINLP
4	Mertz et al. (2016)	Multi-objectives optimization	Global cost, operation, and investment	Weighted factor/MINLP
5	Wang et al. (2016)	Multi-objectives optimization	Accumulated error	GA/non-linear objectives
6	Lu et al. (2014)	Multi-objectives optimization	Exergy efficiency and life cycle global warming	GA/multi-objectives
7	Gopalakrishnan and Kosanovic (2014)	Single objective	Hourly cost	GA/MINLP
8	Buoro et al. (2013)	Multi-objectives optimization	Global cost and CO_2 emission	Weighted factor/MILP
9	Wang et al. (2013)	Single objective	Mass flow rate/thermal conductance	Newtown method
10	Keçebaş et al. (2013)	Multi-objectives optimization	Total cost	ANN
11	Keçebaş and Yabanova (2012)	Single objective	Mass flow rate	ANN
12	Verda et al. (2012)	Multi-objectives optimization	Average unit cost of heat supplied to all users	GA
13	Sanaei and Nakata (2012)	Single objective	Exergy efficiency	Non-linear GRC
14	Åberg and Henning (2011)	Single objective	Operational cost	MODEST optimization model
15	Dobersek and Goricanec (2009)	Single objective	Capitalized cost	NLP
16	Söderman (2007)	Multi-objectives optimization	Total cost	Weighted factor/MILP
17	Henning et al. (2006)	Single objective	Operational cost	MODEST optimization model
18	Wright et al. (2002)	Multi-objectives optimization	Operational cost and thermal comfort	GA/multi-objectives

FIGURE 1.35 – Résumé d'études portant sur l'optimisation des RCF Talebi et al. (2016).

Ces études montrent aussi que dans la majorité des cas, le système complet n'est pas pris en compte or, il est bien connu que plus on élargit le champs des solutions, plus on a de chance de trouver un meilleur optimum. C'est ce que nous avons essayé de faire dans les études qui suivent. Les deux prochaines sous-sections portent sur des optimisations en régime permanent de type MINLP.

Le problème d'optimisation décrit par les équations 1.49 à 1.51 peut donc se simplifier de la façon suivante :

$$\min_{v,y} \{ \phi(v,y) \} \quad (1.52)$$

soumis à :

$$f(v,y) = 0 \quad (1.53)$$

$$g(v,y) \leq 0 \quad (1.54)$$

avec :

$$— v \in V \subseteq \mathbb{R}^{n_v} \quad \text{et} \quad y \in Y = \{0,1\}^{n_y}$$

où les variables sont :

- v : variables continues indépendantes du temps dont les valeurs optimales sont requises (ex : surface d'un échangeur...),
- y : variables binaires indépendantes du temps dont les valeurs optimales sont requises (ex : existence d'une unité...).

1.2.2.1 Optimisation simultanée de la configuration et du dimensionnement des réseaux de chaleur urbains (Projet THERMENERGY).

L'ensemble des travaux présentés dans cette partie sont tirés soit du manuscrit de thèse de Théophile Mertz (D1) soit des articles ACL5 ou congrès ACTI9, ACTI7, ACTN9, ACTN4.

Le concept de réseau de chaleur de 4^{ème} génération sous-entend les tendances suivantes : diminution du besoin en chaleur des nouveaux bâtiments performants, passage à la très basse température, la valorisation de potentiel d'EnR&R, interconnexion de plusieurs RCU entre eux, stockage d'énergie, synergie entre les différents réseaux : gaz, électricité, d'eau, chaud et froid.

Le projet THERMENERGY a pour but de développer un outil d'aide à la conception optimale des réseaux de chaleur de 4^{ème} génération minimisant les coûts totaux CaPex+OpEx sur une certaine durée, 30 ans pour notre étude . Plus précisément, l'objectif est de proposer une méthodologie de résolution d'un problème d'optimisation adaptable à différent type de réseau (neuf ou en extension) permettant :

- de connecter en cascade des consommateurs n'ayant pas les mêmes besoins en température (voir figure 1.36),

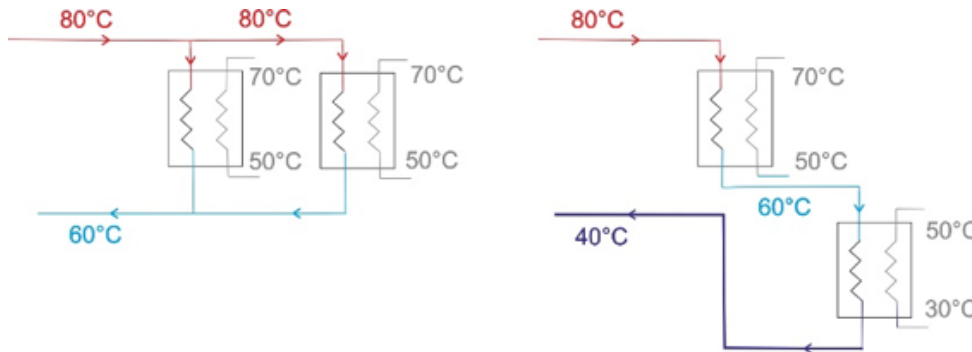


FIGURE 1.36 – Illustration de l'alimentation en parallèle (gauche), en cascade (droite).

- de déterminer le tracé du réseau (figure 1.37)
- de réaliser des réseaux bouclés (voir figure 1.38),
- de choisir les consommateurs à connecter au RCU en prenant en compte une unité de production individuelle pour ceux n'étant pas connectés (voir figure 1.39)
- de choisir le ou les sites de production ainsi que le type de technologie utilisée (voir figure 1.40).

La connaissance de l'évolution des températures dans le réseau devient donc indispensable. De plus, la bonne prise en compte de la physique permet de choisir le meilleur compromis entre pertes thermiques et pertes de charge dans les canalisations. Les pertes thermiques sont donc modélisées en fonction de la distance parcourue mais aussi, du diamètre de la canalisation, de l'épaisseur de l'isolant et de la vitesse de l'écoulement dans la canalisation qui sont des variables d'optimisation pour chaque canalisation. De même, les pertes de charge sont fonction de la vitesse, du diamètre et de la longueur des canalisations. Enfin, l'ensemble des bilans de conservation (débit, température, énergie) doit aussi être ajouté aux contraintes du problème.

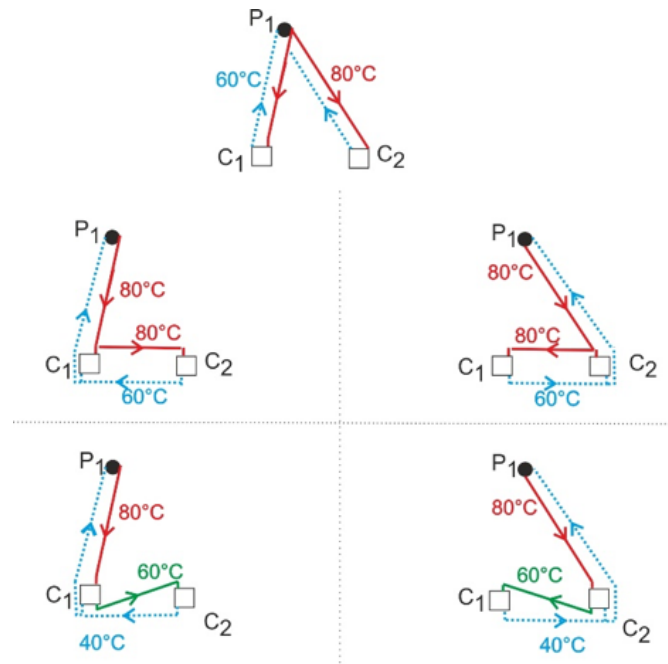


FIGURE 1.37 – Illustration de la combinatoire et des possibilités de connexion sur un cas simple 1 producteur 2 consommateurs. Les flèches vertes représentent les connexions en cascade.

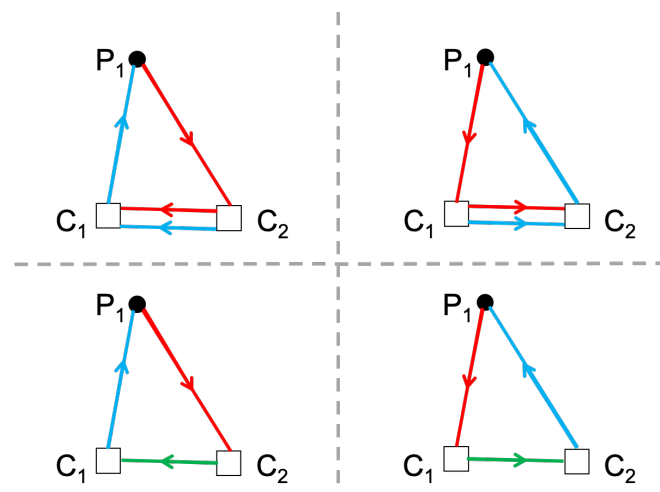


FIGURE 1.38 – Illustration de de la combinatoire représentant un réseau bouclé.

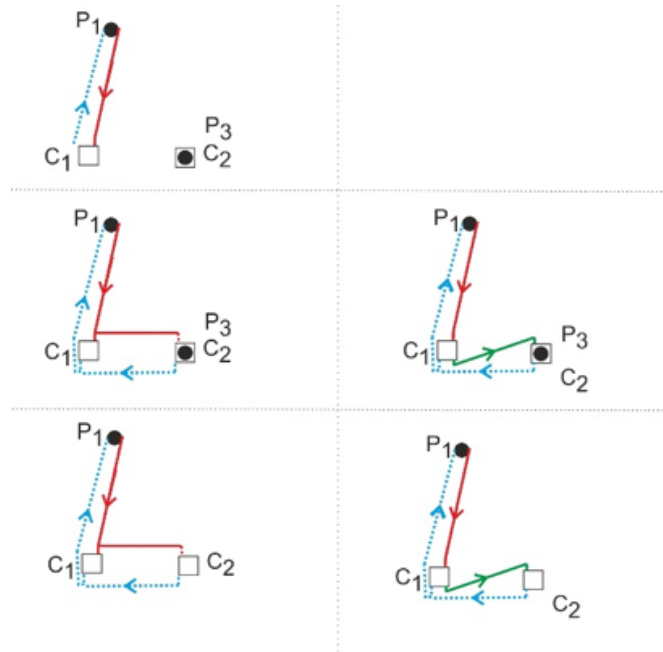


FIGURE 1.39 – Illustration de la combinatoire lors de l'ajout d'une production individuelle potentielle.

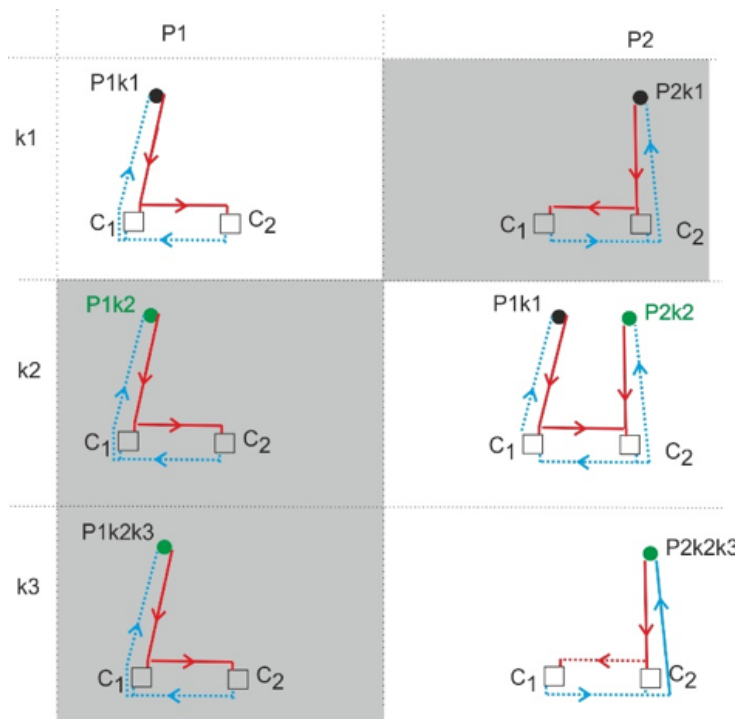


FIGURE 1.40 – Illustration du choix du type de technologie de production sur 2 sites différents où P_i est le site de production i pouvant contenir plusieurs technologies k qui se différencient par leur CaPex, OpEx, température de production et puissance maximale.

Concernant les données d'entrées du problème, l'utilisateur doit fournir la localisation des différents noeuds (consommateurs et producteurs), les puissances et températures requises par les consommateurs ainsi que les puissances et températures de sortie des différents types de producteur. Enfin, les données économiques en fonction du type d'unité de production, de canalisation, d'échangeur doivent aussi être renseignées ou choisies par défaut.

La fonction objectif [1.55](#) vise à minimiser les coût totaux C_{tot} en considérant les CaPex des unités de productions (H_{instal}), des échangeurs (en fonction de leur surface) et des canalisations ainsi que les OpEx liés au coût de pompage et de production de la chaleur en fonction du choix des technologies.

$$C_{tot} = Opex_{pompe} \cdot F opex_{pompe} + \sum_k (Opex_{heat(k)} F opex_k) + (Capex_{H_{instal}} + Capex_{échangeurs(s)} + Capex_{canalisations(d)}) F capex \quad (1.55)$$

où les facteurs F permettent de calculer un coût global annualisé considérant l'évolution des coûts sur 30 ans selon le travail de synthèse et d'explication de la norme ISO/DIS 15686-E [MEDDAT/CGDD/SEEI \(2009\)](#) avec un taux d'actualisation choisi à 4%. Cette analyse est inspirée par les travaux de [Ramos Bermudez \(2007\)](#).

Afin de compléter les informations fournies par cette outil d'optimisation, plusieurs indicateurs clés de performance sont aussi calculés à la solution optimale :

- répartition des postes du coût global (en M€) : coût de l'énergie, coût de pompage, investissement pour les chaufferies, les sous-stations et le réseau,
- longueur totale de réseau (en m),
- densité thermique (en kWh/m),
- puissance installée (en kW),
- énergie totale livrée (en MWh),
- % d'EnR&R dans le mix énergétique (répartition en % selon la puissance installée),
- contenu CO2 (kgCO2/kWh),
- taux de perte d'énergie thermique (en %),
- les pertes thermiques spécifiques (en W/m),
- les pertes de charge spécifique (en kPa/m),
- le coût global permet d'analyser sur d'autres horizons temporel (5, 10, 15 ou 30 ans), pour compléter la fonction objectif.

Dans [ACL5](#), un premier cas d'étude a été optimisé afin de démontrer l'intérêt et le bon fonctionnement de cette méthodologie. La configuration étudiée (figure [1.41](#)) est toujours la même et selon le cas, les consommateurs nécessitent des hautes températures (HT=80°C), basses températures (LT=60°C) ou très basses températures (VLT=40°C) et le coût des tranchées est soit 1000 soit 500€/m (voir tableau [1.12](#)). Dans tous les cas, la puissance requise des consommateurs est de 80 kW. L'unité de production k_1 localisée en P_1 n'a pas de limite de puissance ou de température maximales, un CaPex de 800€/kW et un OpEx de 0,8ct€/kWh.

Les cas 1 à 4 ne considèrent que 3 consommateurs alors qu'un 4^{eme} est ajouté pour les cas 5 à 9. Pour ces derniers, une unité de production individuelle est possible et les influences des

coûts de l'unité ainsi que de sa puissance maximale sont étudiées. Le tableau 1.12 récapitule les différences entre tout ces cas.

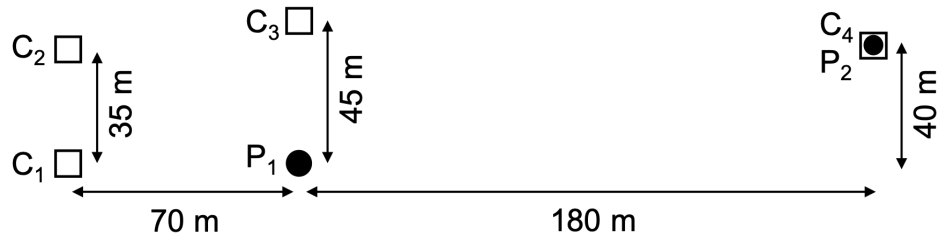


FIGURE 1.41 – Localisation des différents noeuds producteurs (P) et consommateurs (C).

TABLE 1.12 – Données d'entrée différenciant les cas 1 à 9.

	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4	Cas 5	Cas 6	Cas 7	Cas 8	Cas 9
C_1	HT	HT	HT	HT	HT	HT	HT	HT	HT
C_2	HT	LT	LT	LT	HT	HT	HT	HT	HT
C_3	HT	HT	HT	VLT	HT	HT	HT	HT	HT
Coût _{pipe} (€/m)	1000	1000	500	500	1000	1000	1000	1000	1000
C_4					HT	HT	HT	HT	HT
CaPex P2 =					+25%	+50%	+50%	+50%	+50%
OpEx P2 =					+25%	+50%	-25%	-25%	-75%

La figure 1.42 représente les structures optimales du réseau pour les cas 1 à 4. Le cas 1 est typique des réseaux de chaleur haute température où tous les consommateurs doivent être connectés en parallèle avec des canalisations aller-retour.

Dans le cas 2, le consommateur 2 est basse température et peut être alimenté en cascade du consommateur 1 car il est suffisamment proche pour pouvoir valoriser cette chaleur.

Pour les cas 3 et 4, le coût de la tranchée est divisé par 2 (ce qui peut dépendre de la localisation du RCU ou s'il est possible de mutualiser les coûts de tranchée avec les autres réseaux). Ceci permet de créer un réseau en boucle en creusant une canalisation supplémentaire mais en économisant sur les tuyaux retour. Le cas 4 avec un consommateur 3 très basse température permet une double cascade.

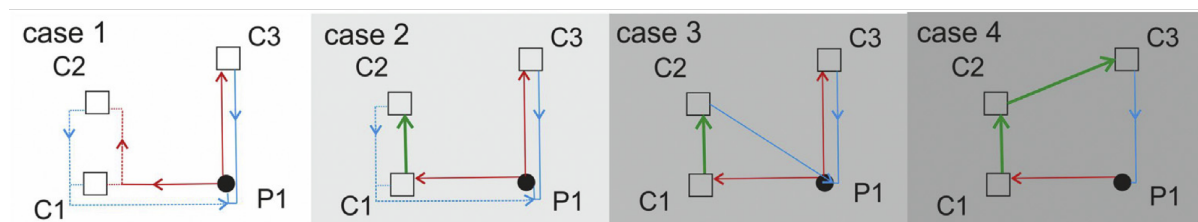


FIGURE 1.42 – Structures optimales pour les cas 1 à 4 de l'étude d'optimisation stationnaire des RCU.

Les résultats ajoutant le consommateur 4 sont obtenus pour différents types d'unité de production k_2 disponibles en C4. Les cas 5 et 6 considèrent une unité de production individuelle ayant des coûts (CaPex et OpEx) plus importants que l'unité de production k_1 du réseau (respectivement +25% et +50% de k_1). Les cas 7 et 8 considèrent une unité de production type solaire avec un CaPex plus important (+50% de k_1) mais un OpEx plus faible (-25% de k_1). Le cas 7 permettant de fournir l'ensemble de la demande du consommateur 4 alors que le cas 8 ne le permet pas. Le cas 9 est le même que le 8 mais avec un OpEx encore plus faible (-75% de k_1).

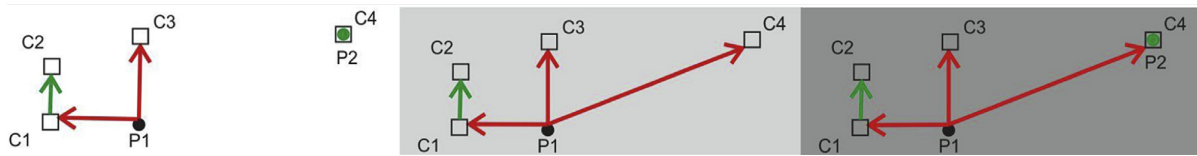


FIGURE 1.43 – Structures optimales : production individuelle en C4 (cas 5 et 7 à gauche) ; réseau avec production centralisée (cas 6 et 8 au centre) ; réseau avec production décentralisée (cas 9 à droite). Les canalisations retour ne sont pas représentées mais suivent l'aller.

La figure 1.43 représente les structures optimales du réseau pour les cas 5 à 9. Le consommateur 4 n'est pas connecté au réseau pour les cas 5 et 7 car :

- dans le cas 5, le coût de l'unité de production k_2 est plus faible que le coût de création d'une tranchée avec canalisations plus l'augmentation de la puissance en k_1 .
- dans le cas 7, le coût de l'unité de production k_2 (plus important pour le CaPex mais compensé par l'OpEx très faible) est plus faible que le coût de création d'une tranchée avec canalisations plus l'augmentation de la puissance en k_1 .

Le consommateur 4 est connecté au réseau et uniquement alimenté par k_1 (on retrouve un réseau de chaleur avec une production centralisée) pour les cas 6 et 8 car :

- dans le cas 6, le coût de l'unité de production k_2 est plus important que le coût de création d'une tranchée avec canalisations plus l'augmentation de la puissance en k_1 .
- dans le cas 8, ce n'est pas intéressant de créer l'unité k_2 alors qu'il faut de toute façon connecter le consommateur 4 au réseau car il ne peut pas être alimenté uniquement avec k_2 .

Enfin, pour le cas 9, bien que k_2 ne puisse pas alimenter le consommateur 4, il est intéressant de l'utiliser car son OpEx est très faible. Dans ce cas là, k_1 fournit la chaleur manquante.

Les performances de cet outil ont ensuite été testées sur un réseau bien plus conséquent dans ACT19. Sur la figure 1.44, la zone entourée en bleu représente un réseau de chaleur existant ayant été utilisé pour la validation de l'outil. Le tableau 1.13 récapitule les données d'entrée principales de ce réseau.

Cette configuration a été répétée deux fois, en haut puis à droite, afin d'obtenir un réseau de taille conséquente avec 19 consommateurs. Une unité de production fossile est proposée en P1 avec un CaPex de 800€/kW, un OpEx de 8ct€/kWh et un taux d'inflation de 4%. Un nœud particulier, C7, peut posséder une unité de production renouvelable (CaPex 1200 €/kW, OpEx 4ct€/kWh et pas d'inflation) ainsi qu'un appoint type gaz (CaPex 1200 €/kW, OpEx 8ct€/kWh et inflation à 4%). Ce problème, qui correspond à plus de 22 000 variables et 33 000 contraintes

(égalité et inégalité), est difficile à résoudre sur un ordinateur classique. L'étude a donc été réalisée avec un modèle plus simple considérant les propriétés du fluide constantes et un réseau ayant forcément les canalisations aller-retour dans la même tranchée. Ceci a permis de diminuer d'environ 15% le nombre de variable et 20% le nombre de contrainte. 3 cas sont présentés mais d'autres sont détaillés dans le manuscrit de thèse de Théophile Mertz [D1](#).

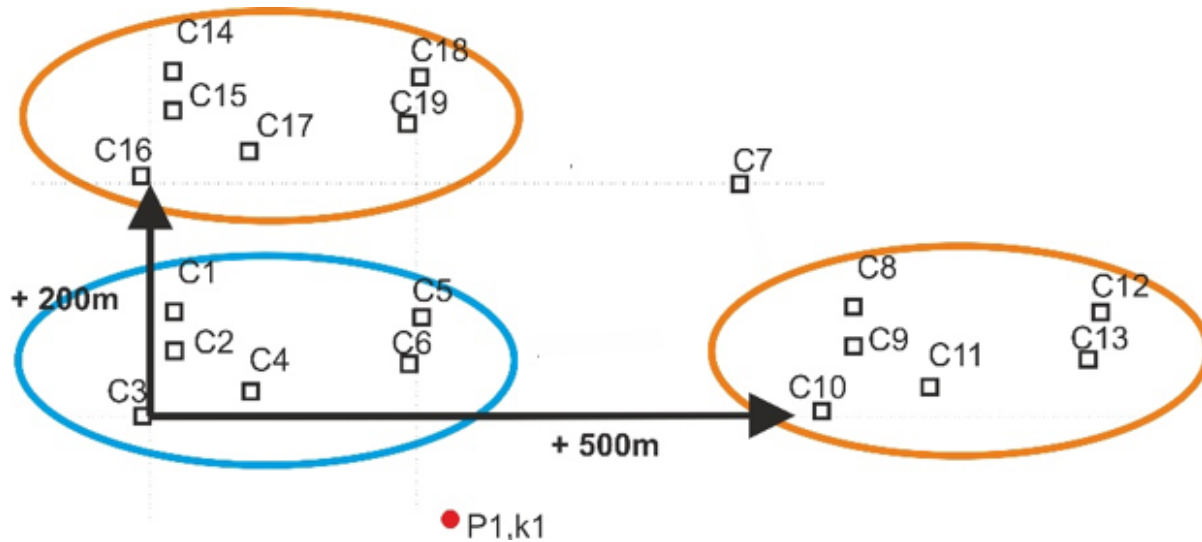


FIGURE 1.44 – Schéma du réseau de grande dimension pour les cas A B et C de l'étude d'optimisation stationnaire des RCU.

TABLE 1.13 – Localisations et puissances requises des différents noeuds (consommateurs et producteurs) du réseau de chaleur existant servant de référence à l'étude du réseau de grande dimension.

	P_1	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7
x(m)	280	91	91	69	146	267	245	465
z(m)	24	166	136	94	105	167	133	248
H_{req} (kW)	0	135	60	90	25	45	45	96

Dans le cas A, aucune unité de production n'est disponible en C7. Le cas B propose une unité de production en C7, type solaire ayant un CaPex important mais un OpEx faible. Cette unité n'est capable de fournir que 90% de la demande des consommateurs C7 à C13 et un appoint fossile est possible. Le cas C considère une unité de production solaire capable fournir 90% de la puissance du réseau complet, toujours avec un appoint possible.

Les figures [1.45](#), [1.46](#), [1.47](#) représentent les configurations optimales pour respectivement, les cas A, B et C. La solution pour le cas A correspond à un réseau de 5 270 km pour un coût de 29,53 M€. Cette configuration optimale peut paraître surprenante si l'on regarde la manière dont le consommateur C4 est connecté au réseau (via C16 en passant par C2). Intuitivement, il aurait pu sembler plus intéressant le connecter directement à C6.

Dès lors qu'une ENR est disponible en C7, elle est utilisée. La configuration optimale obtenue pour le cas B propose deux réseaux séparés. Un alimenté par l'unité P1 et l'autre par P2

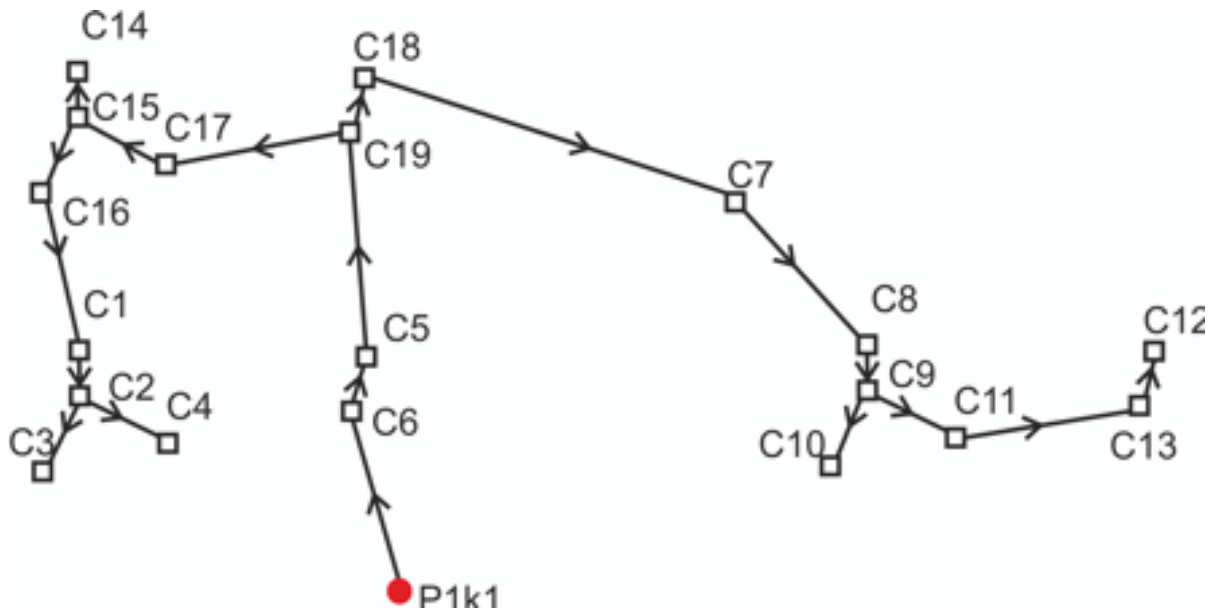


FIGURE 1.45 – Topologie optimale pour le cas A de l'étude d'optimisation stationnaire du réseau de grande dimension.

avec le solaire plus un appoint. Ces deux réseaux représentent une longueur totale de 4 474 km pour un coût de 26,76 M€ soit une réduction de 9,4% par rapport au cas A.

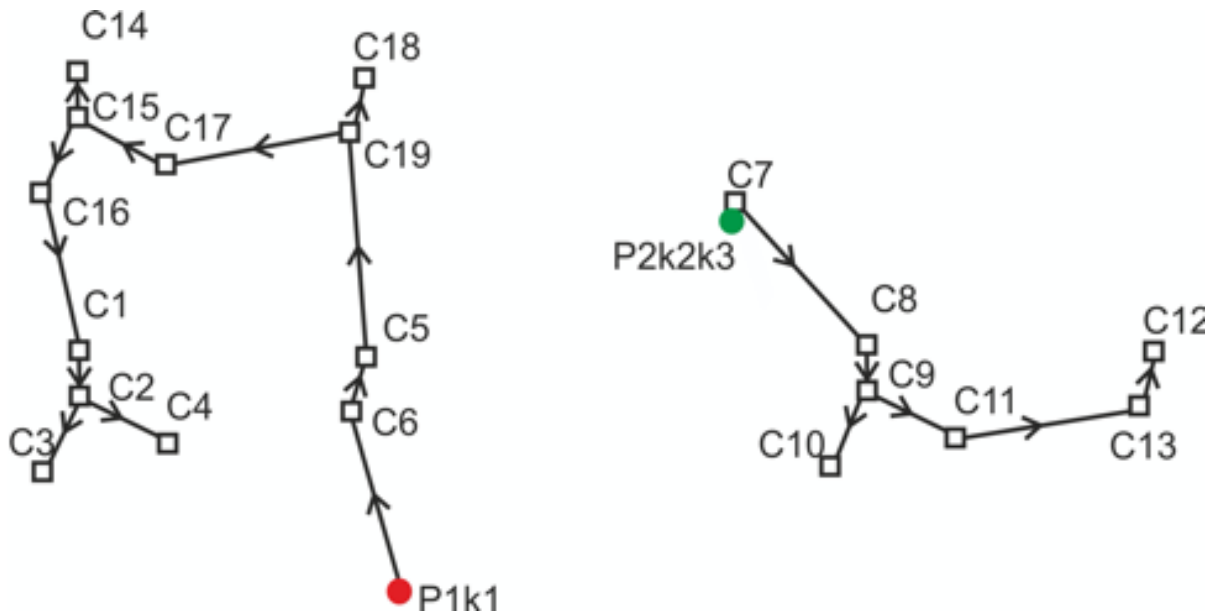


FIGURE 1.46 – Topologie optimale pour le cas B de l'étude d'optimisation stationnaire du réseau de grande dimension.

Enfin, la configuration obtenue pour le cas C correspond à un réseau centralisé complètement alimenté par P2 (solaire+appoint) avec une longueur totale de 4 940 km (soit plus long

que le cas B) mais pour un coût de 26,33 M€ soit une diminution de 10,8% par rapport au cas A.

Un autre type d'ENR&R tel que de la récupération de chaleur fatale permet de baisser encore plus l'OpEx. La même optimisation que le cas C, mais cette fois-ci avec un OpEx à 1ct€/kWh, permet avec la même topologie optimale de baisser les coût jusqu'à 24,61 M€ (-16,7% du cas A).

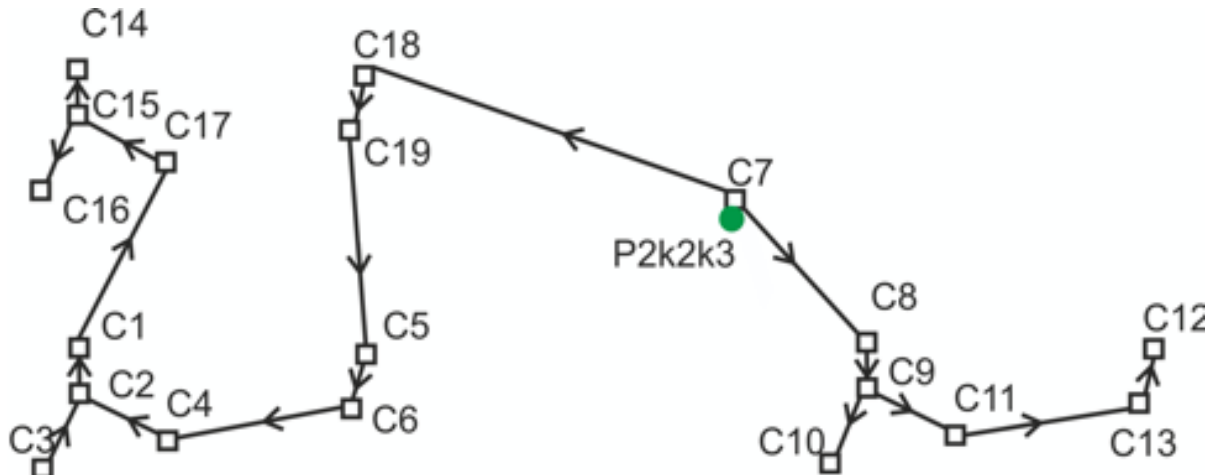


FIGURE 1.47 – Topologie optimale pour le cas C de l'étude d'optimisation stationnaire du réseau de grande dimension.

Comme on peut s'y attendre, les données d'entrée peuvent avoir une influence très importante sur les résultats optimaux. Dès lors, il peut sembler intéressant de réaliser une analyse de sensibilité post-optimale sur certains critères identifiés comme incertains, choix critiques ou sur lesquels une négociation peut se faire. Pour exemple, une étude de sensibilité a été réalisée sur l'influence des coûts de l'ENR k2 (CaPex et OPex) ainsi que sur le coût des tranchées. Les valeurs testées sont :

- CaPex : 100, 800 et 1500 €/kW.
- OPex : 1, 2, 3, 4, 5, 6 €/kWh.
- Tranchée : 300, 900, 1500 €/m.

La figure 1.48 présente l'ensemble des résultats optimaux pour les 54 optimisations différentes. À gauche, encadrées en bleu, les données d'entrée et à droite encadrés en noir certains résultats optimaux pouvant aider à la décision (les puissances installées pour les unités ki (Hinstki), la longueur totale de tranchée (Ltot), la FO Ctot et enfin, les pertes thermiques et de charge dans le réseau (H_loss_spec et DP_spec). Les couleurs (blanc, vert et noir) des droites permettent d'identifier les 3 topologies de réseau obtenues. En considérant la procédure complète pour réaliser ces optimisations, le temps nécessaire était de 3h20 sur un ordinateur portable classique en 2015 (Intel I5, CPU 2,60 GHz et 4Go Ram).

Ce premier travail sur l'aide à la conception des réseaux de chaleur montre la pertinence de l'utilisation de méthodes d'optimisation numérique pour l'obtention rapide de données impor-

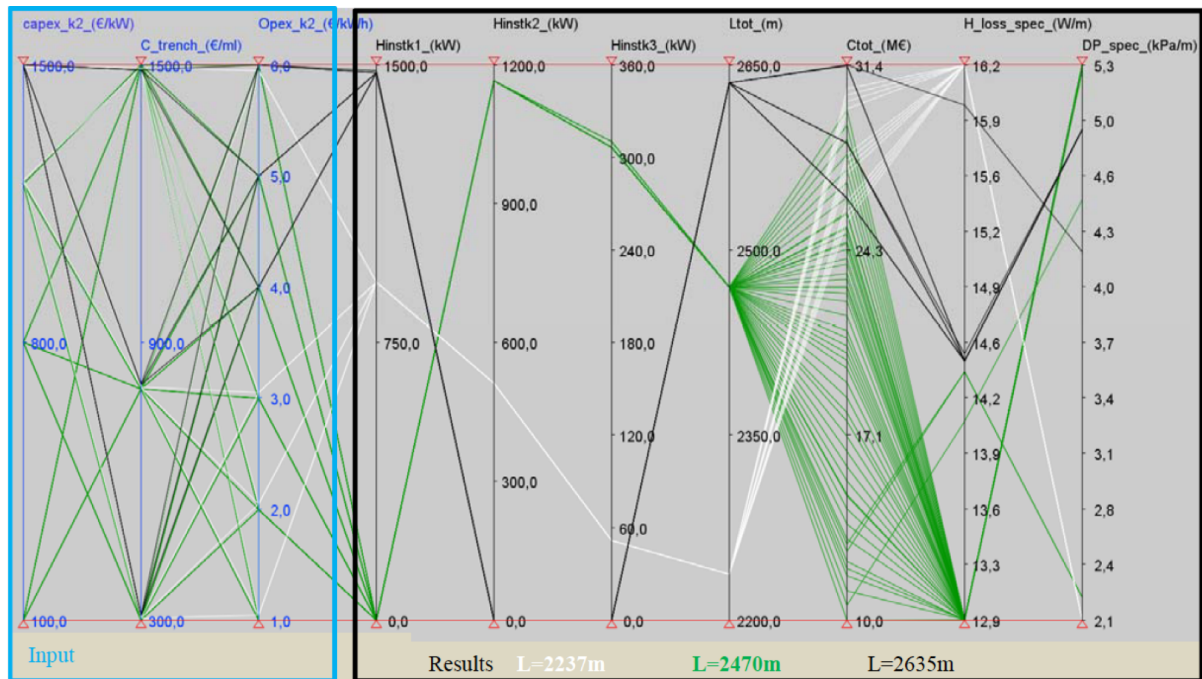


FIGURE 1.48 – Étude de sensibilité post-optimale pour le réseau de grande dimension.

tantes tout en ne nécessitant que peu de données d'entrée. Toutefois, ce travail se focalise sur le dimensionnement du réseau en lui-même et ne modélise que très simplement les différents types d'unité de production. Il semble donc important d'étudier plus en détail les différentes briques technologiques que représentent ces unités. Ceci a été initié dans le projet Fongeosec présenté dans la section suivante.

1.2.2.2 Optimisation de la structure globale des activités de surface d'une centrale géothermique de co-génération Électricité/Chaleur (Projet FONGEOSEC).

L'ensemble des travaux présentés dans cette partie sont tirés soit du manuscrit de thèse de Fabien Marty [D2](#) soit des articles [ACL8](#), [ACL9](#), [ACL13](#) ou congrès [ACTI8](#), [ACTI11](#), [ACTN3](#), [ACTN5](#), [ACTN8](#), [COM12](#).

Par rapport à l'étude précédente, le système étudié ici comprend une unité de cogénération Électricité (via un cycle organique de Rankine - ORC)/ Chaleur (pour un RCU). Tous deux alimentés par un puits géothermique haute enthalpie dont les données considérées pour le projet Fongeosec sont : un débit de $350 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ et une température de 180°C . Le modèle devait donc prendre en compte la répartition de la chaleur en parallèle entre l'ORC et le RCU (voir figure [1.49](#)). le fait que la puissance fournie à l'ORC puisse changer implique une modélisation fine de ce dernier.

Comme nous pouvons le voir sur la figure [1.49](#), l'évaporateur et le condenseur sont décomposés en trois parties afin de pouvoir utiliser des corrélations plus précises pour le calcul du coefficient d'échange global qui soient dépendantes de l'état du fluide organique dans l'échangeur. Les échangeurs utilisés sont des échangeurs à tubes et calandres dont la modélisation

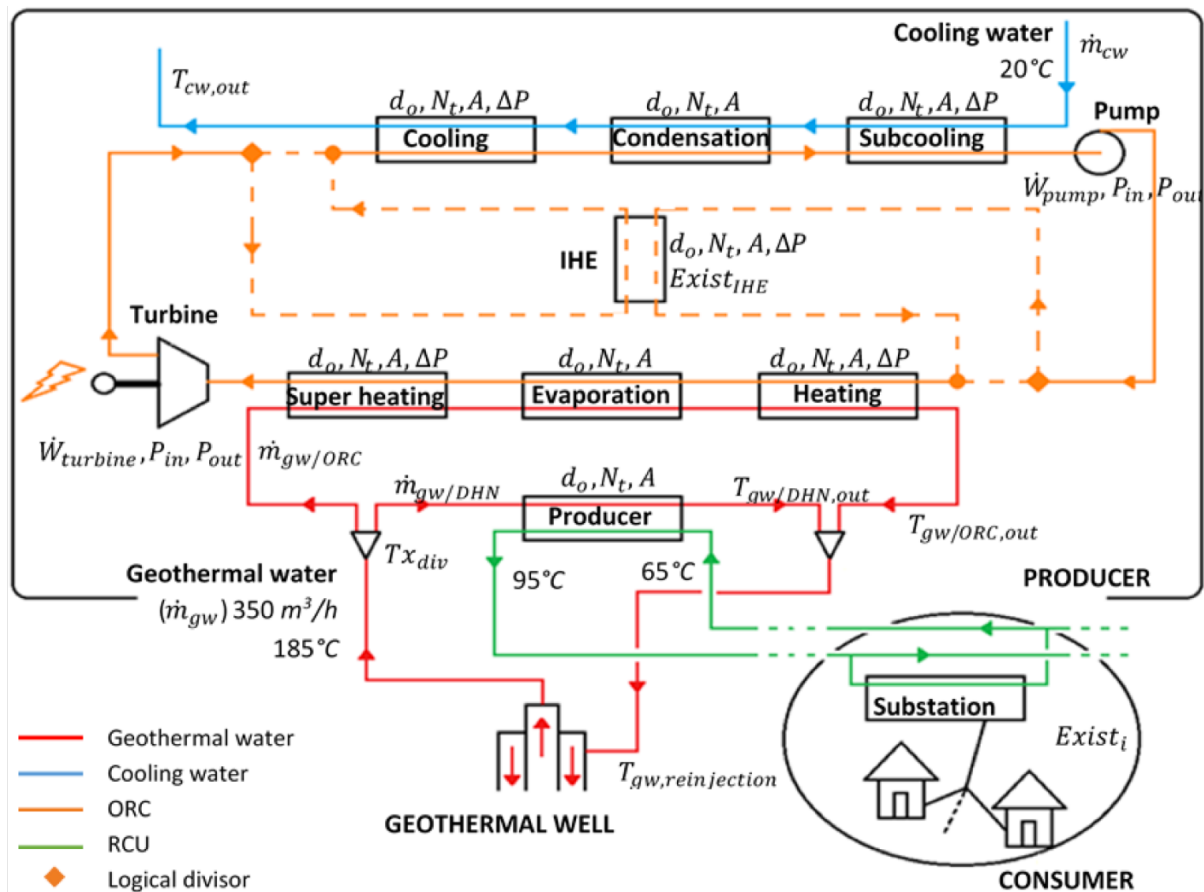


FIGURE 1.49 – Superstructure du problème de cogénération présentant le détail du site de production). ACL8

permet de dimensionner la surface d'échange à l'aide de la méthode DTLM et est valable uniquement pour des échangeurs à deux passes tube par passe calandre.

Les équations d'état Peng-Robinson ont été codées dans un module fortran qui est appelé par GAMS pour l'optimisation. les résultats obtenus pour l'étude de plusieurs cycles ORC (voir tableau 1.14 pour les caractéristiques) ont été comparés avec des simulations réalisées avec le logiciel ProSim Plus ainsi qu'avec des résultats fournis par ENERTIME (partenaire dans le projet FONGEOSEC, fournisseur du cycle ORC). Tous les résultats (voir tableau 1.15) sont obtenus avec moins de 0.1% d'erreur en comparaison avec les données ENERTIME. Enfin, les résultats obtenus avec ProSim sont du même ordre de grandeur, tantôt plus proches de ceux d'ENERTIME tantôt moins. Cette étape nous a permis de valider la modélisation fine du cycle ORC.

TABLE 1.14 – Conditions opératoires pour les données fournies par ENERTIME.

Paramètres	Valeurs
Débit de la source géothermale	350 m ³ h ⁻¹
Température de la source géothermale disponible	170°C
Température de réinjection dans la source géothermale	65 ; 70 ; 75 ; °C
Pincement minimal de température à l'évaporateur	75°C
Pincement de température au condenseur	≤ 5,5°C
Température d'entrée de l'eau de refroidissement	5 ; 10 ; 20 ; 25 °C
Température de sortie de l'eau de refroidissement	Température d'entrée + 10°C
Rendement isentropique de la turbine	83 %
Rendement isentropique de la pompe	75 %
Rendement du générateur électrique	95,5 %

Concernant la partie réseau de chaleur, dans le projet Fongeosec, seul un consommateur (l'université de Pau et des Pays de l'Adour) était imposé, les autres consommateurs étant optionnels. Comme pour le projet THERMENERGY, la topologie du réseau est optimisée. Par contre, vue la complexité du système de production, il n'a pas été possible de modéliser l'ensemble des alternatives prises en compte dans THERMENERGY. Ici, les consommateurs sont alimentés en parallèle avec des canalisations aller/retour. La figure 1.50 représente une possibilité de structure optimale en présentant aussi un zoom sur une sous-station. Dans ce cas, les pertes thermiques dans le réseau sont calculées proportionnellement à la distance de la canalisation.

Dans cet exemple, le site de production (soit l'ensemble représenté sur la figure 1.49) est localisé en 1, l'université en 2 et les consommateurs 3 à 8 sont optionnels. on voit ici les valeurs prises par les variables binaires d'existence des sous-stations ($Exist_i$) ainsi que celles d'existence des canalisations entre deux noeuds ($Exist_{path,ij}$).

Deux fonctions objectif ont été testées, une économique 1.56 et une exergetique 1.57 :

$$Profit = [1 - tx_{imp}][S_{elec} + S_{heat} - C_{TPC} - C_{an}] \quad (1.56)$$

avec tx_{imp} la taxe d'imposition des entreprises, S_{elec} la vente de l'électricité, S_{heat} la vente de la chaleur, C_{TPC} le coût de fonctionnement et C_{an} le remboursement de l'investissement initial.

$$\dot{E}_{loss} = \dot{i}_{tot} + \dot{E}_{utile} \quad (1.57)$$

TABLE 1.15 – Comparatifs des résultats obtenus concernant la modélisation de l'ORC.

		ENERTIME	GAMS	ProSim	$\frac{\Delta X_{gams}}{X} (\%)$	$\frac{\Delta X_{prosim}}{X} (\%)$
T entrée de l'eau de refroidissement 5°C et T réinjection dans la source géothermale 65°C						
Pression haute	bar	18,27	18,23	17,95	0,22	1,75
Pression basse	bar	1,17	1,16	1,15	0,85	1,71
Rendement net	MW_e	5,69	5,75	5,72	1,05	0,53
Puissance évapo	MW_{th}	38,99	38,96	38,95	0,08	0,1
T entrée de l'eau de refroidissement 10°C et T réinjection dans la source géothermale 65°C						
Pression haute	bar	17,23	17,15	17,06	0,46	0,99
Pression basse	bar	1,419	1,41	1,39	0,63	2,04
Rendement net	MW_e	5,34	5,37	5,33	0,56	0,19
Puissance évapo	MW_{th}	38,99	38,96	38,95	0,08	0,1
T entrée de l'eau de refroidissement 20°C et T réinjection dans la source géothermale 70°C						
Pression haute	bar	17,03	17,04	16,78	0,06	1,47
Pression basse	bar	2,04	2,01	1,99	1,33	2,31
Rendement net	MW_e	4,55	4,56	4,53	0,22	0,44
Puissance évapo	MW_{th}	37,13	37,13	37,13	0,00	0,00
T entrée de l'eau de refroidissement 25°C et T réinjection dans la source géothermale 75°C						
Pression haute	bar	18,00	18,14	17,82	0,78	1,00
Pression basse	bar	2,41	2,38	2,35	1,41	2,65
Rendement net	MW_e	4,17	4,17	4,14	0,00	0,72
Puissance évapo	MW_{th}	35,27	35,30	35,30	0,09	0,09

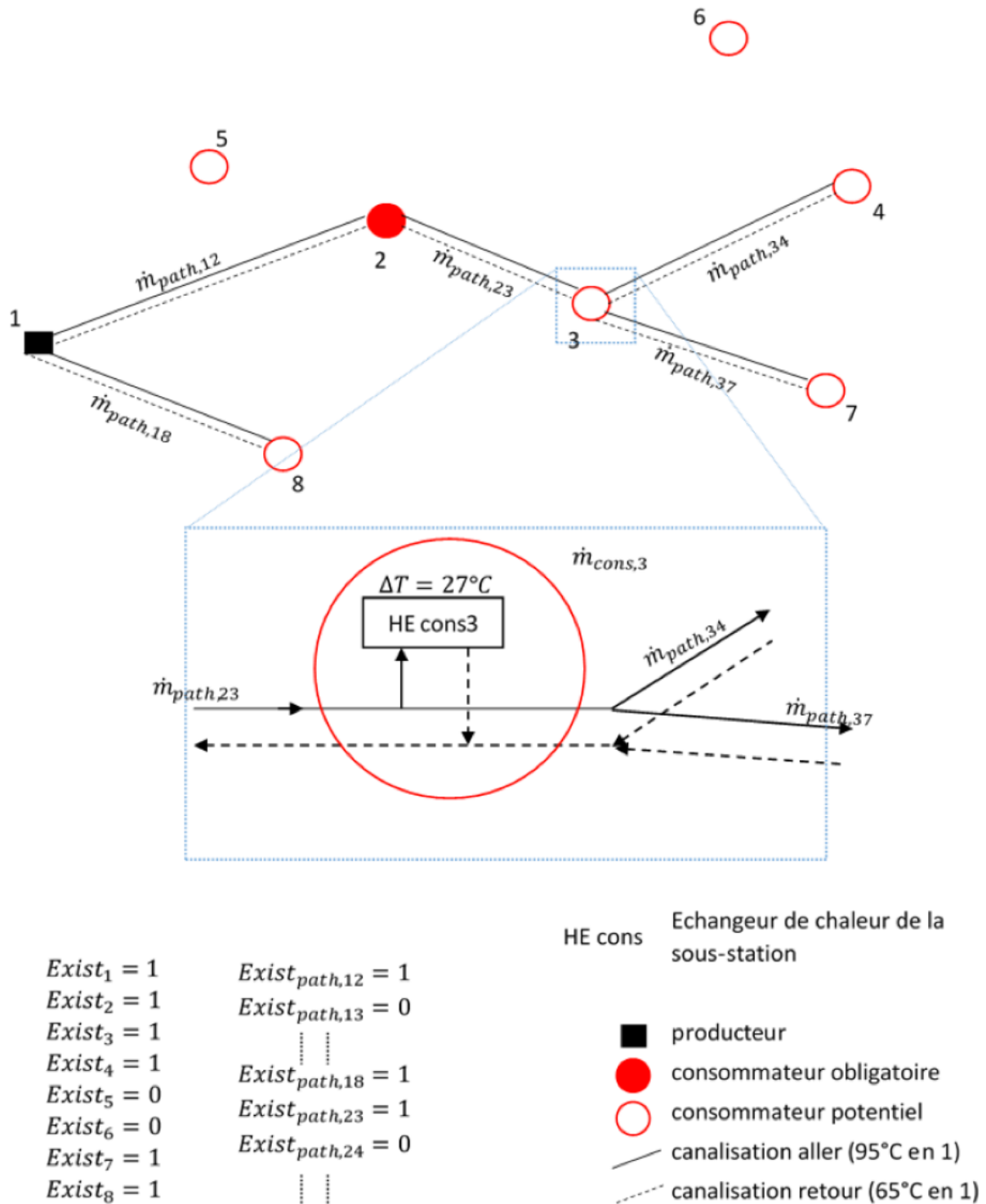


FIGURE 1.50 – Exemple de structure d'un réseau de chaleur pour le problème de cogénération ACL8.

avec i_{tot} la somme des destructions d'exergie calculées dans la turbine, les pompes, les échangeurs et $\dot{E}_{utile}$ l'exergie utile (puisque cette exergie est perdue, car non valorisée).

Une étude multi-objectif a ensuite été réalisée en considérant plusieurs optimisations pour différentes valeurs du terme de pondération ω dans l'équation 1.58 :

$$Obj = \omega Profit - b(1 - \omega)\dot{E}_{loss} \quad (1.58)$$

avec b pris égal à $1 \in J^{-1}$ ($Profit$ et $\dot{E}_{loss}$ étant du même ordre de grandeur).

Les autres indicateurs clés de performance calculé sont :

- la pression haute et la pression basse de l'ORC,
- la température d'évaporation et la température de condensation du fluide organique,
- l'existence ou non du récupérateur de chaleur interne et s'il existe la puissance échangée dans celui-ci,
- les pincements de température dans les échangeurs,
- les surfaces d'échange pour les échangeurs,
- la topologie du RCU et sa longueur totale,
- les quantités d'électricité et de chaleur produites,
- le coût de chaque élément de l'ORC, de l'échangeur producteur et du RCU,
- le revenu sur la vente d'électricité et celui sur la vente de la chaleur,
- le taux de répartition de la chaleur entre l'ORC et le RCU,
- la température de l'eau géothermale après échange avec l'ORC puis celle après échange avec le RCU et la température de réinjection dans le puits.

La méthodologie développée dans ce projet a tout d'abord été utilisée pour optimiser 4 cas d'étude pour lesquels les puissances requises par les consommateurs sont différentes. Le tableau 1.16 récapitule ces différences. Dans le but d'optimiser aussi le tracé du réseau de chaleur, il est nécessaire de connaître les localisations des différents consommateurs (voir tableau 1.17). La fonction objectif considérée ici est le *Profit* (équation 1.56).

TABLE 1.16 – Puissances requises (en *MW*) des consommateurs pour les différents cas d'études de l'optimisation du système de co-génération.

Cas	Consommateurs							
	2	3	4	5	6	7	8	9
Ref.	7,99	-	-	-	-	-	-	-
A	7,99	1,71	0,57	0,86	1,14	5,14	2,57	5,14
B	7,99	6,06	4,06	2,35	2,29	1,82	2,68	6,15
C	7,99	2,58	3,27	5,28	2,17	2,84	4,73	2,70

Les différentes configurations optimales sont représentées sur la figure 1.51 et d'autres valeurs optimales importantes (dont la FO) sont renseignées dans le tableau 1.18 qui contient aussi le temps nécessaire à la résolution du problème sur ordinateur portable classique (Intel i7 CPU 2,70 GHz ayant 8Go de RAM). Enfin, la figure 1.52 donne la répartition des coûts pour les différentes configurations optimales pour l'ORC et le RCU.

D'un point de vue applicatif, on peut voir que les résultats sont obtenus en moins de 15 minutes, ce qui est un critère important pour rendre cet outil pertinent pour des bureaux

TABLE 1.17 – Distance en *km* entre chaque noeud avec comme origine le site de production en 1 pour l'étude d'optimisation du système de co-génération.

$\downarrow i \backslash j \rightarrow$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1		4,46	2,92	2,44	3,56	1,90	1,95	4,70	3,72
2	4,46		1,73	2,43	1,46	3,65	5,27	0,76	1,85
3	2,92	1,73		1,72	1,74	1,93	4,17	2,25	1,04
4	2,44	2,43	1,72		1,17	2,73	2,85	2,42	2,75
5	3,56	1,46	1,74	1,17		3,41	3,97	1,27	2,54
6	1,90	3,65	1,93	2,73	3,41		3,77	4,17	2,26
7	1,95	5,27	4,17	2,85	3,97	3,77		5,23	5,15
8	4,70	0,76	2,25	2,42	1,27	4,17	5,23		2,58
9	3,72	1,85	1,04	2,75	2,54	2,26	5,15	2,58	

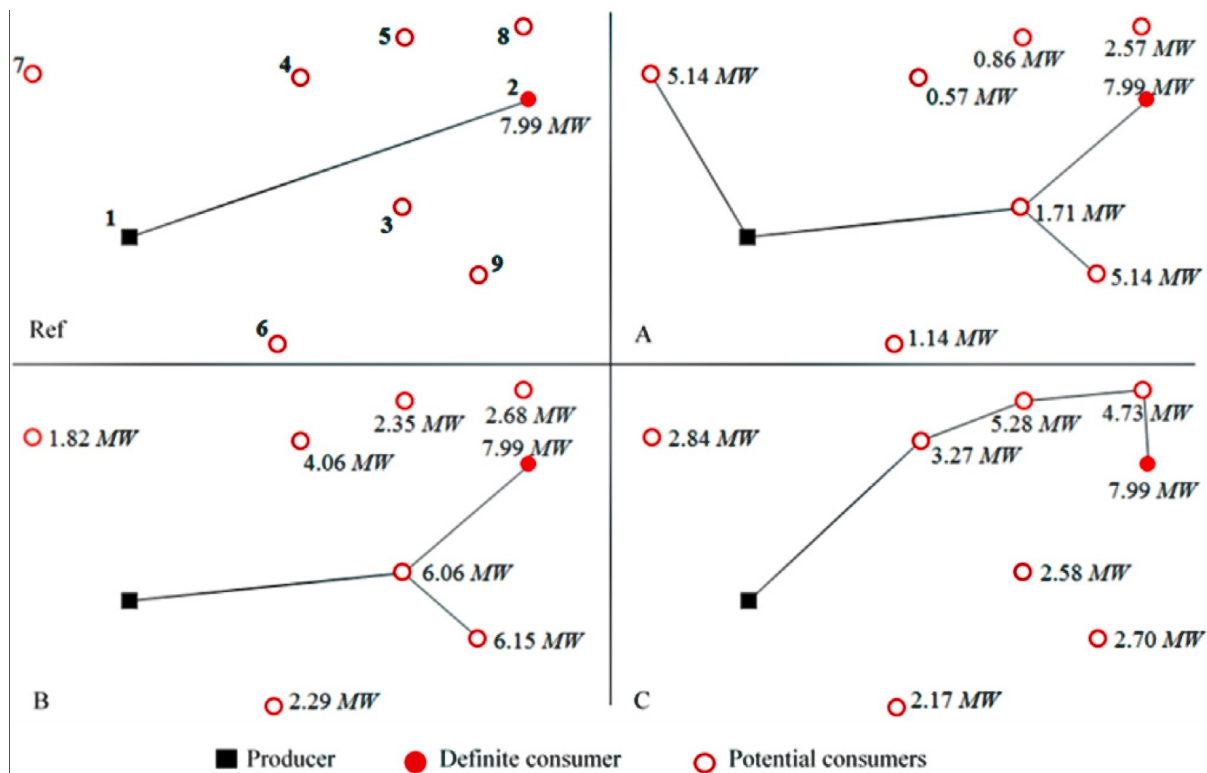


FIGURE 1.51 – Configurations optimales obtenues pour les différents cas dans l'étude d'optimisation du système de co-génération considérant le FO *Profit*.

TABLE 1.18 – Résumé des résultats obtenus pour les différents cas dans l'étude d'optimisation du système de co-génération considérant le FO *Profit*.

		Ref.	A	B	C
<i>Profit</i>	<i>k€</i>	3417	3765	3903	3903
Temps d'exécution		00 :11 :40	00 :13 :20	00 :11 :56	00 :14 :29
Taux de division	%	22,02	55,05	55,68	58,59
T réinjection puits	<i>K</i>	346,5	346,9	346,9	347,0
Vente annuelle d'électricité	<i>k€</i>	7539	5505	5453	5195
ORC Coût de l'ORC	<i>k€</i>	11154	8308	8246	7951
T retour puits	<i>K</i>	346,0	345,3	345,3	345,3
Vente annuelle de chaleur	<i>k€</i>	1694	4235	4283	4507
RCU Coût du RCU	<i>k€</i>	2205	4461	3447	3490
T retour puits	<i>K</i>	348,2	348,2	348,2	348,2
Distance totale du RCU	<i>km</i>	4,46	7,64	5,69	5,64

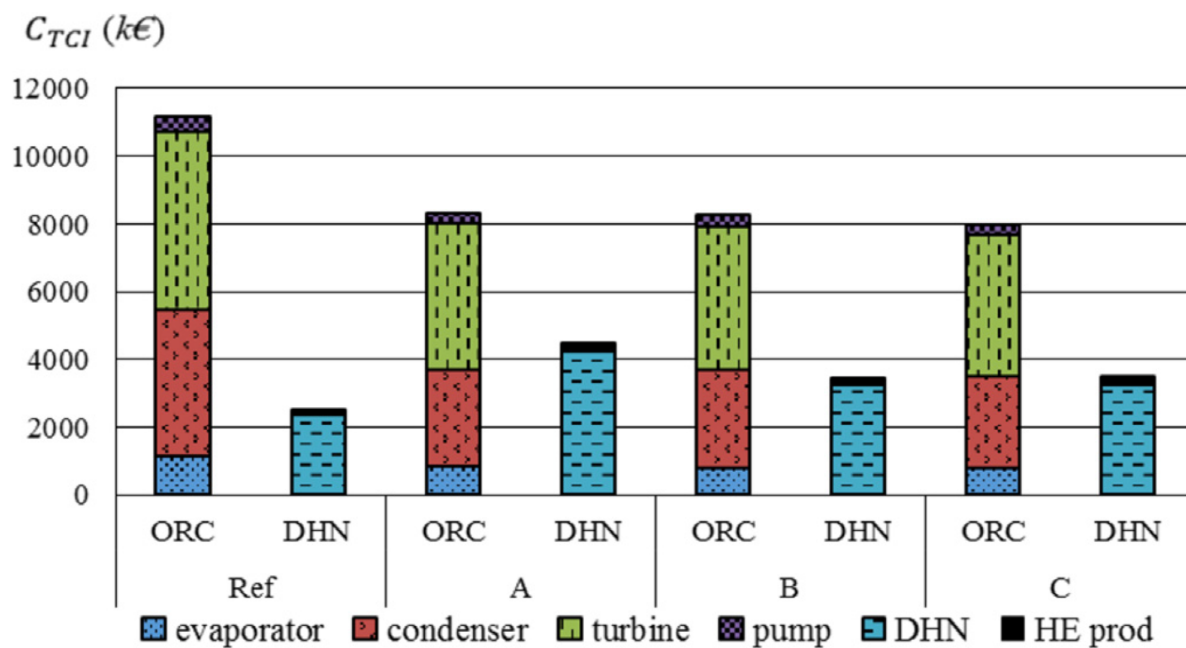


FIGURE 1.52 – Répartition des coûts pour les différents cas dans l'étude d'optimisation du système de co-génération considérant le FO *Profit*

d'étude ou autres. Ensuite, d'un point de vue énergétique, l'ensemble des résultats s'explique facilement : plus il y a d'opportunité de vente de chaleur sur des distances proches, plus le RCU sera important. Ceci impacte directement l'ORC qui permettra en conséquence, une vente de la chaleur moins importante mais un dimensionnement et donc un coût de conception réduit. On peut voir que le consommateur 7, le plus éloigné du feeder principal reliant le site de production à l'université (consommateur obligatoire), n'est connecté au réseau uniquement pour la cas où sa demande est très importante. Dans les autres cas, ce n'est pas intéressant d'un point de vue profit de le connecter.

Enfin, la proportion des coût concernant l'ORC est conservée entre les différents cas, avec une grande partie pour la turbine et le condenseur alors que pour l'évaporateur et encore plus la pompe, les coûts sont bien moins importants. Côté RCU la majorité des coûts est utilisée pour le réseau en lui même, le coût de l'échangeur de chaleur étant quasiment négligeable.

L'ensemble des ces résultats sont tirés de ACL8 dans lequel est aussi présente une étude de sensibilité sur la puissance fournie par le puits géothermique. De plus, les influences du débit et de la température y sont discutées.

Dans ACL9, les résultats obtenus pour le cas d'étude A sont comparés à deux autres cas utilisant la FO qui vise à minimiser les destructions et les pertes exergétiques (équation 1.57) :

- $\min \dot{E}_{loss}^*$: pour lequel la topologie du RCU est fixée à celle obtenue avec $\max Profit$,
- $\min \dot{E}_{loss}$: pour lequel la topologie est libre.

La tableau 1.19 présente les valeurs des destructions et des pertes exergétique pour les trois résultats optimaux. Bien évidemment, même à structure du réseau fixée, lorsque l'optimisation utilise comme FO $\min \dot{E}_{loss}^*$, le résultat d'un point de vue exergétique est meilleur car l'optimisation, en jouant sur les variables de contrôle (répartition de la chaleur, débits, températures...), peut trouver une solution optimale plus intéressante. Toutefois, la valeur de la fonction objectif passe de 6924 kW à 6913 kW, soit une amélioration de seulement 0,15%. Ceci pourrait laisser penser que mettre un coût à la production de l'énergie ainsi qu'à sa vente revient sensiblement au même que de minimiser les destructions et pertes exergétiques. Ce raisonnement est directement réfuté lorsque la topologie du système est, elle aussi, optimisée.

TABLE 1.19 – Valeurs des destructions et pertes exergétiques (en kW) en considérant les différentes FO pour l'étude d'optimisation du système de co-génération.

	$\dot{i}_{tot}$	$\dot{E}_{utile}$	total
	$Profit$		
ORC	2141	741	2882
DHN	3135	907	4042
Système	5276	1648	6924
	$\dot{E}_{loss}^*$		
ORC	2155	716	2871
DHN	3135	907	4042
Système	5290	1623	6913
	$\dot{E}_{loss}$		
ORC	3691	1409	5100
DHN	1254	363	1617
Système	4945	1772	6717

Dans ce cas, la valeur de la FO $\min \dot{E}_{loss}$ passe à 6717 kW soit 3% d'écart par rapport au résultat obtenu avec la FO $Profit$. La figure 1.53 représente le tracé du réseau pour ces deux optimisations. Le problème de la minimisation des destructions et pertes exergétique est le fait que le réseau de chaleur n'alimente plus que le consommateur imposé. Exergétiquement parlant, il n'y a aucun intérêt à créer un réseau de chaleur qui ne correspond qu'à des pertes. Il

aurait alors fallu prendre en compte les systèmes de chauffage individuels pour savoir s'il était intéressant ou non de créer un réseau ou optimiser une efficacité.

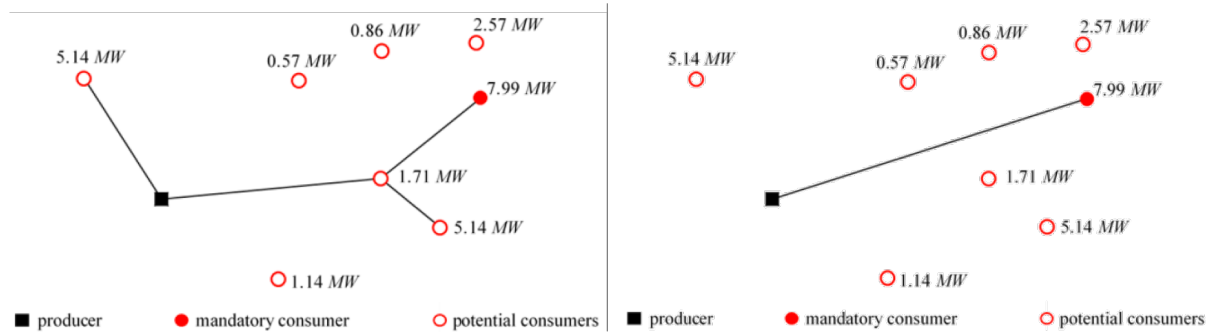


FIGURE 1.53 – Topologies optimales utilisant la FO *Profit* à gauche et $\dot{E}_{loss}$ à droite.

Il est par contre intéressant de regarder plus en détails les diagrammes des flux d'exergie dans les systèmes (voir figures 1.54 pour max *Profit* et 1.55 pour min $\dot{E}_{loss}$). En considérant la FO $\dot{E}_{loss}$, le flux utilisé par les consommateurs est minimisé pour n'alimenter que l'université. Ensuite, l'ORC est alimenté pour fonctionner au point optimal de son dimensionnement ce qui fait que sur l'ensemble, les pertes totales d'exergie sont moins importantes qu'avec la FO *Profit*. Cette discussion est détaillée dans ACL9 et est complétée par une étude de sensibilité sur l'influence du débit et de la température de sortie du puits géothermique.

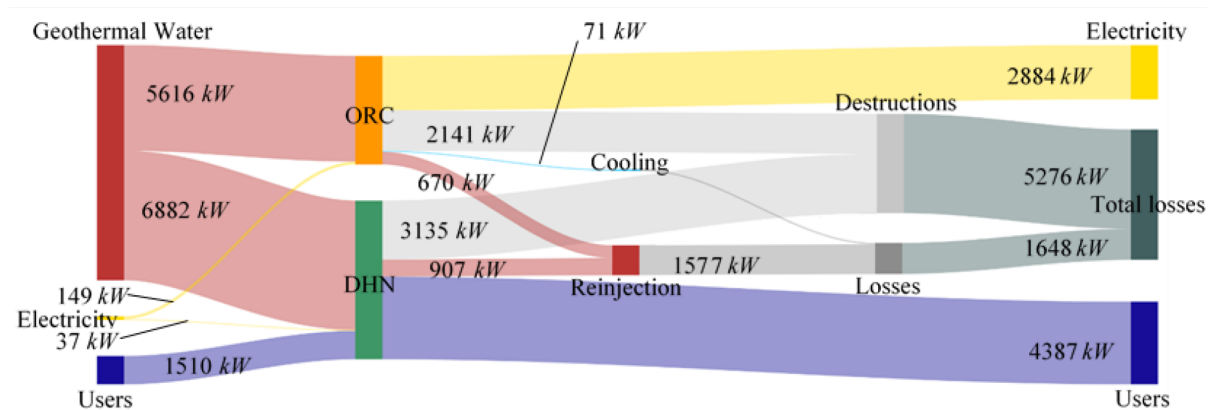


FIGURE 1.54 – Diagramme des flux d'exergie pour la FO *Profit*

Le point de vue exergetique est le seul commenté jusqu'à présent, mais si l'on regarde la valeur du profit, on passe de 3765 k€/an pour la FO *Profit* à 3371 pour la FO $\dot{E}_{loss}$. Ces deux critères sont finalement presque antagonistes et pourtant intéressants à prendre en compte.

Ceci mène à un raisonnement qui inclurait les deux phénomènes en une seule FO afin de tirer le meilleur des deux points de vue, ce qui a été étudié dans ACL13. La fonction objectif considérée devient la fonction *Obj* (équation 1.58). Où ω est un facteur de pondération entre les deux fonctions objectif *Profit* et $\dot{E}_{loss}$. Le cas considéré est toujours le cas A et 20 optimisations ont été réalisées pour des valeurs de ω allant de 0 ($Obj = \dot{E}_{loss}$) à 1 ($Obj = Profit$) par

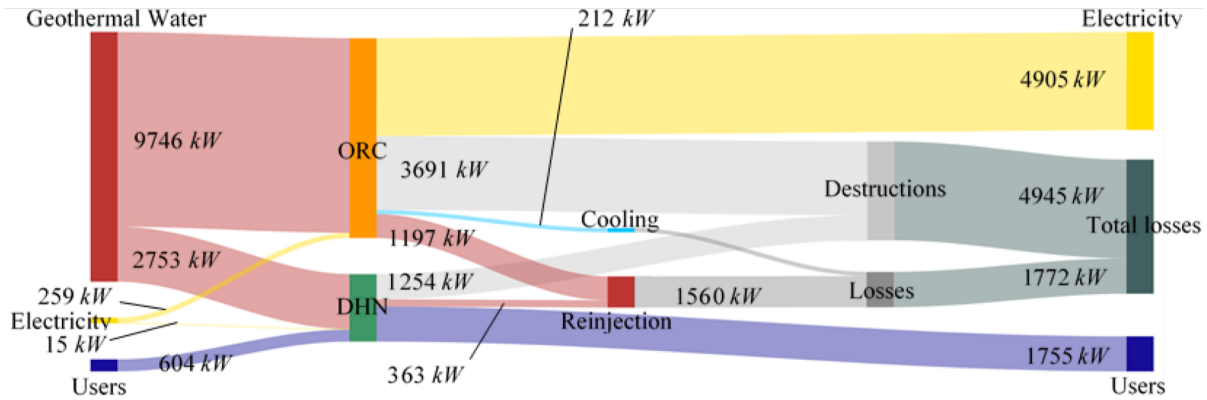


FIGURE 1.55 – Diagramme des flux d'exergie pour la FO min $\dot{E}_{loss}^*$

pas de 0,05. Ceci permet d'obtenir un front de Pareto qui représente l'ensemble des solutions qui dominent les autres mais ne se dominent pas entre elles sur au moins un des critères.

On peut voir ce front sur la figure 1.56 et en particulier, 4 groupes de solutions qui se distinguent principalement par la topologie du réseau. Sur cette figure, la solution dite "ideal" est donnée pour un point correspondant aux meilleures solutions obtenues pour les différents critères considérés séparément.

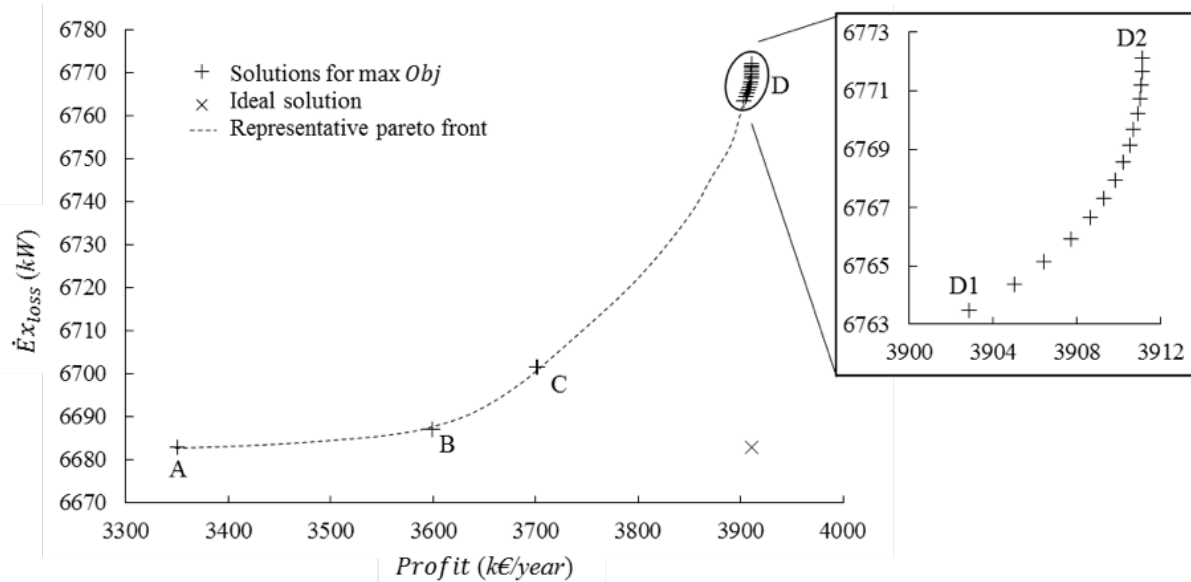


FIGURE 1.56 – Résultat de l'optimisation multi-objectif pour maximiser $Profit$ et minimiser $\dot{E}_{loss}$. Les lettres correspondent aux topologies optimales représentées sur la figure 1.57

Les 4 topologies sont représentées sur la figure 1.57 :

- A {3345; 6683} correspond au cas $\omega = 0$ soit uniquement la FO $\dot{E}_{loss}$,
- B {3599; 6687} permet, par rapport à A d'améliorer de +7,6% le $Profit$ sans grand impact sur l' $\dot{E}_{loss}$ (+0,06%),
- C {3702; 6702} améliore encore le $Profit$ (2,9%) au détriment de l' $\dot{E}_{loss}$ (+0,22%),

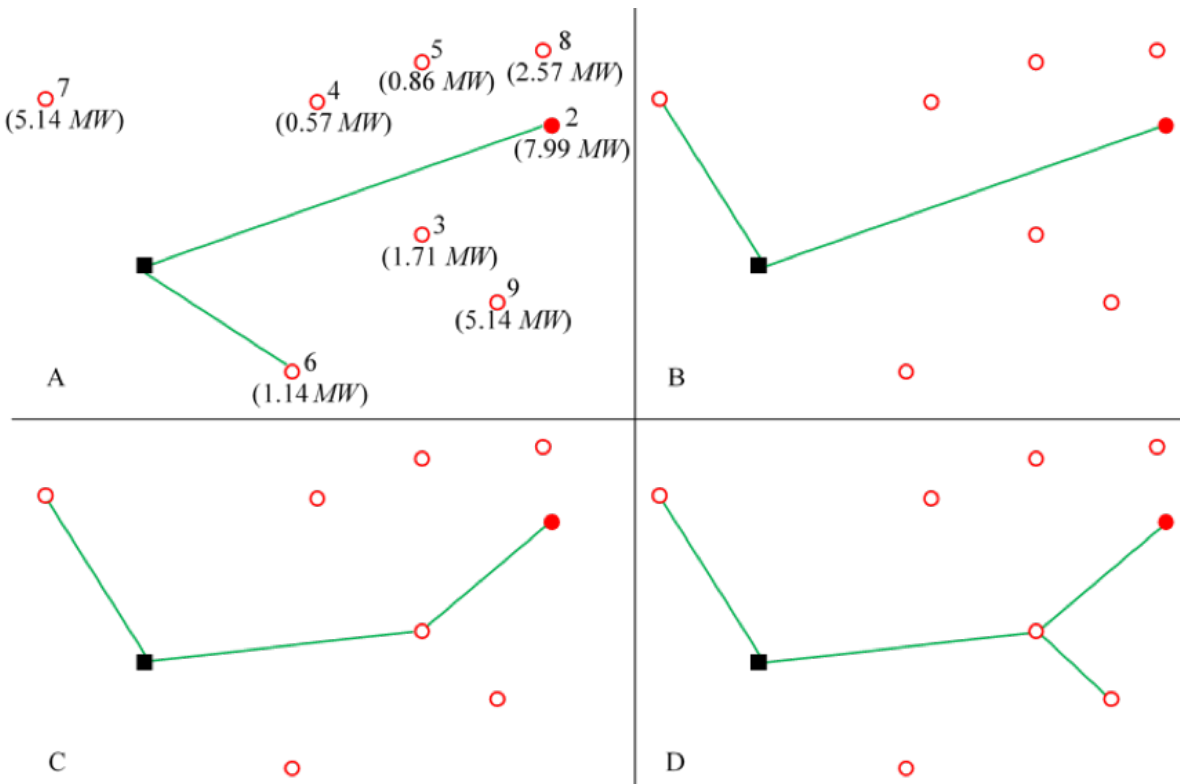


FIGURE 1.57 – Topologies optimales du réseau de chaleur obtenues par l'optimisation multi-objectif. Les lettres correspondent aux solutions présentées sur la figure 1.56

- D {3902 à 3911; 6763 à 6772} représente un groupe de solution ayant la même topologie, températures et débits pour le réseau mais avec des différences sur l'ORC. Entre C et D1, le *Profit* augmente de 5,4% alors que l' $\dot{E}_{loss}$ augmente de 0,9%. D2 représente le cas $\omega = 1$ soit uniquement la FO *Profit*.

Comme dit précédemment, toutes ces solutions sont optimales au sens de Pareto et il reste la charge au décideur de choisir une solution. Il peut sembler évident que si l'on a cherché à faire une optimisation multi-objectif, cela veut dire que les deux points de vue intéressent le décideur. Dès lors, à moins que les points A ou D2 ne se démarquent significativement sur les deux points considérés, il est pertinent de considérer les solutions intermédiaires. Par exemple, la solution B permet, pour une effet moindre sur l'exergie, d'augmenter grandement le profit. Malheureusement, c'est bien souvent le profit qui permet de trancher entre plusieurs solutions. De se fait, les solutions D deviennent pertinentes. Pour ne proposer qu'une solution, il faudrait alors être capable de modéliser les préférences du décideur. Mais alors quel poids y donner ? L'article ACL13 propose des critères de sélection, mais cette étape sera à refaire pour chaque projet. Dans cet article sont aussi réalisées des études de sensibilité sur l'influence de l'isolation des canalisations, du Pinch aux échangeurs et de la température maximale du réseau.

Nous avons vu, dans ces deux projets que l'utilisation de l'optimisation numérique pour l'étude des systèmes énergétiques est indispensable. Cependant, vu que ces études sont réali-

sées en régime permanent (soit pour une période caractéristique), il est impossible d'étudier la variabilité de certaines ENRs ou l'intérêt d'un stockage thermique pourtant indispensable dans ce genre de système et faisant partie des points marquant des réseaux de 4^{ème} génération. La prochaine section va donc porter sur des méthodologies permettant de résoudre un problème d'optimisation dynamique de système énergétique.

1.2.3 Optimisation dynamique.

Cette section va s'intéresser à l'optimisation dynamique des systèmes énergétiques. Ceci dans le but de pouvoir étudier plus en détail certaines briques technologiques dont la dynamique doit forcément être prise en compte (énergie solaire, stockage thermique...)

En repartant du système défini par les équations 1.49 à 1.51 et en ne considérant que des variables continues, un problème d'optimisation dynamique peut s'écrire sous la forme :

$$\min_{x(t), u(t), v, t_f} \left\{ \phi(x(t_f), u(t_f), v, t_f) + \int_{t_0}^{t_f} L(x(t), u(t), v, t) dt \right\} \quad (1.59)$$

soumis à :

$$f(x(t), \dot{x}(t), u(t), v, t) = 0 \quad \forall t \in [t_0, t_f] \quad (1.60)$$

$$g(x(t), \dot{x}(t), u(t), v, t) \leq 0 \quad \forall t \in [t_0, t_f] \quad (1.61)$$

avec :

$$x \in X \subseteq \mathbb{R}^{n_x} \quad u \in U \subseteq \mathbb{R}^{n_u} \quad v \in V \subseteq \mathbb{R}^{n_v}$$

où les variables sont :

- $x(t)$: variables continues décrivant l'état dynamique du système (ex : température...)
- $u(t)$: variables continues purement algébriques pour lesquelles les évolutions temporelles optimales sur l'intervalle $[t_0, t_f]$ sont requises (ex : débit...),
- v : variables continues indépendantes du temps dont les valeurs optimales sont requises (ex : surface d'un échangeur...).

et les contraintes :

- équations 1.60, elles représentent un ensemble algébro-différentiel (DAE) qui décrit le système dynamique. Elles comprennent donc un modèle dynamique global du système en question couplé à toutes les contraintes égalité que le système doit satisfaire.
- équations 1.61, elles représentent un ensemble d'inégalité que doit satisfaire le système pouvant aussi être algébro-différentiel.

Cette formulation est connue comme le problème de Bolza voir (J. M. Longuski et Prussing (2014)). Le premier terme correspond au terme de Mayer et le terme intégral correspond au terme de Lagrange. Ainsi, selon le système étudié en optimisation dynamique, il est possible de formuler des fonctions objectif de la forme de Bolza, Mayer ou Lagrange. Biegler et Grossmann

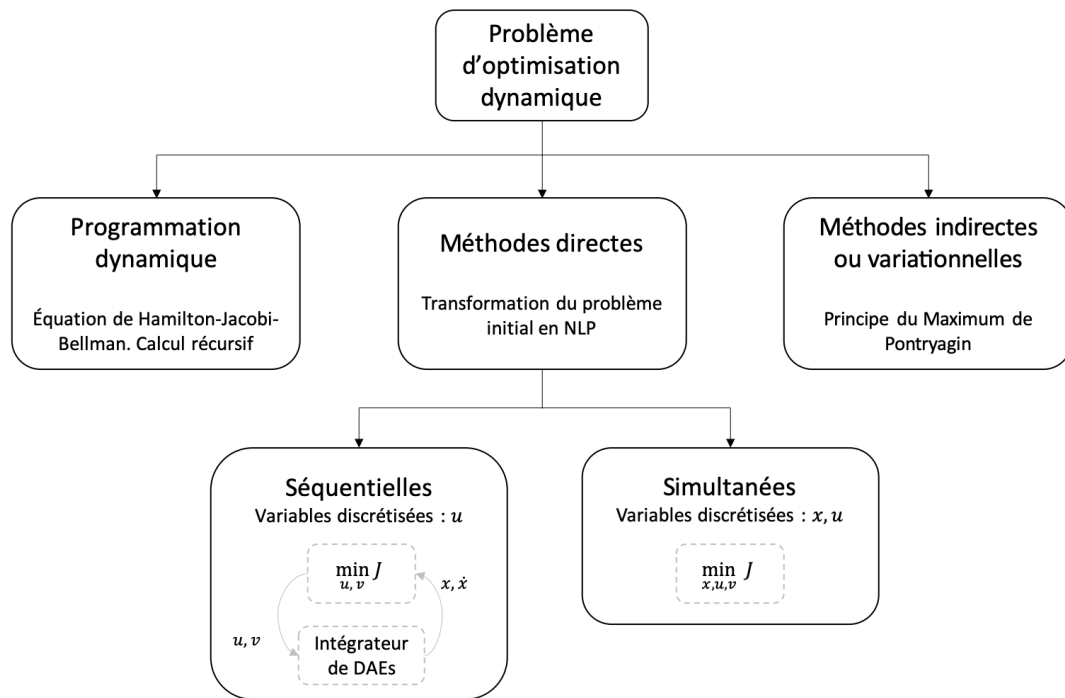


FIGURE 1.58 – Stratégies de résolution d'un problème d'optimisation dynamique

(2004), Biegler (2007) et Biegler (2010) proposent une classification des méthodes de résolution de problème d'optimisation dynamique résumé dans la figure 1.58.

Le problème peut être résolu en appliquant une approche **variationnelle**, qui est basée sur le principe du maximum de Pontryagin (Gerds (2012)). Cependant, cette approche ne permet pas de gérer efficacement les problèmes non-linéaires, contraint et soumis à de fortes instabilités (Gerds (2012)).

La **programmation dynamique** s'appuie sur le principe d'optimalité de Bellman pour calculer de manière récursive, à partir d'un état final connu du système, l'évolution temporelle des variables d'optimisation de façon à minimiser la fonction objectif sur l'horizon de temps considéré. Cependant, son application se limite généralement à la résolution de problèmes de petite taille (Wittmann *et al.* (2011)).

Enfin, les **méthodes directes** résolvent des problèmes de type NLP obtenus après avoir discrétiser les équations différentielles sous forme d'un système d'équations algébriques non-linéaires. En fonction des variables discrétisées, deux types de stratégie sont encore possibles.

La première stratégie est l'**approche séquentielle** : dans ce cas, seules les variables de contrôle sont discrétisées. Le terme "séquentielle" est employé ici car cette stratégie consiste en une procédure itérative alternant la simulation du procédé (à l'aide d'un intégrateur de DAE) et l'optimisation du système d'équation algébrique qui actualise les variables de contrôle pour la prochaine étape de simulation. Cette stratégie peut très chronophage à cause des deux niveaux de résolution et de la nécessité, à chaque itération, de faire appel à un intégrateur qui doit réussir à résoudre le système.

La seconde stratégie est l'**approche simultanée**. Les variables d'état et de contrôle sont discrétisées dans le temps, ce qui génère un problème NLP généralement de grande taille mais n'ayant

besoin d'être satisfait qu'au point optimal. Cette approche simultanée à l'avantage d'être bien plus rapide que la méthode séquentielle et de plus en plus abordable avec l'évolution des moyens de calcul modernes. L'étape critique ici, pouvant créer un problème trop lourd à résoudre, est la discrétisation des équations différentielles. Cette étape peut passer par l'utilisation de différences finies ou volumes finis pour lesquels la solution numérique n'est définie qu'en certains points et jusqu'à un certain ordre. Pour pouvoir comparer la solution numérique à la solution exacte, il faudrait que celles-ci soient définies sur le même domaine temporel, ce qui imposerait l'utilisation d'un grand nombre de point de discrétisation. Ceci nous conduit à une nouvelle façon de définir la solution qui va s'écrire comme la combinaison d'une base de fonctions définies sur tout l'espace. Ces fonctions dites "d'essai" possèdent des dérivées par rapport aux variables d'intégration analytiquement connues.

L'ensemble des travaux présentés dans cette partie utilise plus précisément la méthode des collocations orthogonales (voir le manuscrit de thèse d'Arley Nove-Rincon **D3** pour plus de détails) pour qui la satisfaction de l'ensemble des équations du problème aux différents points du maillage temporel (appelés point de collocation) permet de transformer le système DAE en un système d'équations non-linéaires purement algébriques dont les inconnues sont les coefficients des fonctions représentant les variables (voir [A.Finlayson \(1974\)](#)).

Le choix des points de collocation est important car il détermine la stabilité et la précision de la méthode. Ceux-ci ne sont généralement pas choisis de manière équidistante sur l'horizon de temps mais plutôt de telle sorte qu'ils correspondent aux racines de polynômes orthogonaux, comme les polynômes de Legendre par exemple. Ce choix permet de minimiser l'erreur et de la répartir uniformément sur l'horizon de temps (voir [Jain et Gupta \(2017\)](#) et [Arora et al. \(2005\)](#)). L'un des avantages principaux de cette méthode est qu'elle permet, à précision égale à une méthode volume finis par exemple, de nécessiter un nombre de points significativement moins important ([Biegler \(2010\)](#), [Carey et Finlayson \(1975\)](#) et [Elnashaie et Cresswell \(1973\)](#)).

Enfin, lorsque l'horizon de temps est long ou que la dynamique du système demande plus de précision, on peut utiliser une méthode dérivée appelée : collocation orthogonale sur éléments finis ([Carey et Finlayson \(1975\)](#)). Le domaine d'intégration est divisé en sous-domaines (ou éléments finis) au sein desquels on applique la collocation orthogonale. Une variable est donc représentée par une fonction d'essai polynomiale sur chaque élément fini. La continuité des variables d'état entre ces éléments finis devant être imposée.

Cette méthode est celle utilisée pour les deux travaux présentés ci-après, à savoir, l'optimisation dynamique des réseaux de froid et l'optimisation dynamique de centrale solaire thermique.

1.2.3.1 Optimisation dynamique des réseaux de froid urbain.

L'ensemble des travaux présentés dans cette partie sont tirés soit du manuscrit de thèse d'Arley Nova Rincon **D3** soit des articles **ACL10** ou congrès **ACT12**, **ACTN10**, **COM10**.

Les systèmes optimisés jusqu'à présent dans ce manuscrit considéraient tous des réseaux de chaleur urbain. Or, il est important de savoir que l'augmentation des besoins de climatisation dans le domaine du bâtiment a doublé depuis le début des années 2000 et que les prévisions montrent toutes une évolution de ces besoins exponentielle. Par exemple, [Isaac et van Vuuren \(2009\)](#), dans leur modélisation de la demande énergétique du secteur résidentiel mondial d'ici à 2100, prédisent une réduction de la demande énergétique pour le chauffage de 34% mais une augmentation de la demande pour la climatisation de 72% avec un impact considérable à l'échelle régionale. De même, selon le rapport "The future of cooling" [OECD/IEA \(2018\)](#) de l'agence internationale de l'énergie, nous passerons de 1,6 milliard de bâtiments climatisés dans le monde (en 2018) à 5,6 milliards en 2050. Si à cela, nous rajoutons les besoins de réfrigération dans l'industrie, il est certain que des systèmes tels que les réseaux de froid urbain auront une place privilégiée.

La bibliographie scientifique sur l'optimisation numérique des réseaux de froid, et encore plus en considérant la prise en compte de la dynamique du système, est très petite et à notre connaissance, personne n'a étudié les réseaux de froid urbain en considérant à la fois la gestion du réseau et son dimensionnement. C'est ce qui a été réalisé dans la thèse d'Arley Nova Rincon **D3**.

Pour ce faire, il a d'abord été nécessaire de choisir un cas d'étude afin tester la méthodologie d'optimisation dynamique développée. La configuration du réseau sélectionné est tirée d'une étude en régime stationnaire proposée par [Söderman \(2007\)](#), dans laquelle est donnée une topologie de réseau (voir figure [1.59](#)) ainsi que la demande maximale pour chaque consommateur. Nous avons déterminé les diamètres des canalisations de manière à respecter la vitesse maximale conseillée dans une canalisation en fonction de son diamètre selon les recommandations données dans [Branan \(2005\)](#).

Les profils dynamiques de demande des consommateurs pour une journée ont été choisis en se basant sur les travaux d'[Olama \(2016\)](#) qui fournit, pour différents types de bâtiment (bureau, résidentiel, hôtel, magasin et loisir), des profils de demande (voir figure [1.60](#)) en fonction d'une demande maximale. Le tableau [1.20](#) récapitule, pour les vingt consommateurs du réseau, leur type ainsi que leur demande maximale.

Le système étudié ici pouvant être de très grande dimension (plusieurs dizaines de kilomètre), l'équation permettant de représenter l'écoulement du fluide dans les canalisations doit nécessairement prendre en compte l'évolution spatiale de la température dans la canalisation afin de prendre en compte le retard entre production et consommation du froid dans les cas où le débit peut varier. Pour se faire, en considérant un écoulement piston, des pertes thermiques mono-directionnelles dans la direction radiale de la canalisation, des propriétés de fluide constantes et en négligeant l'inertie thermique des canalisations et de l'isolant, l'équation peut

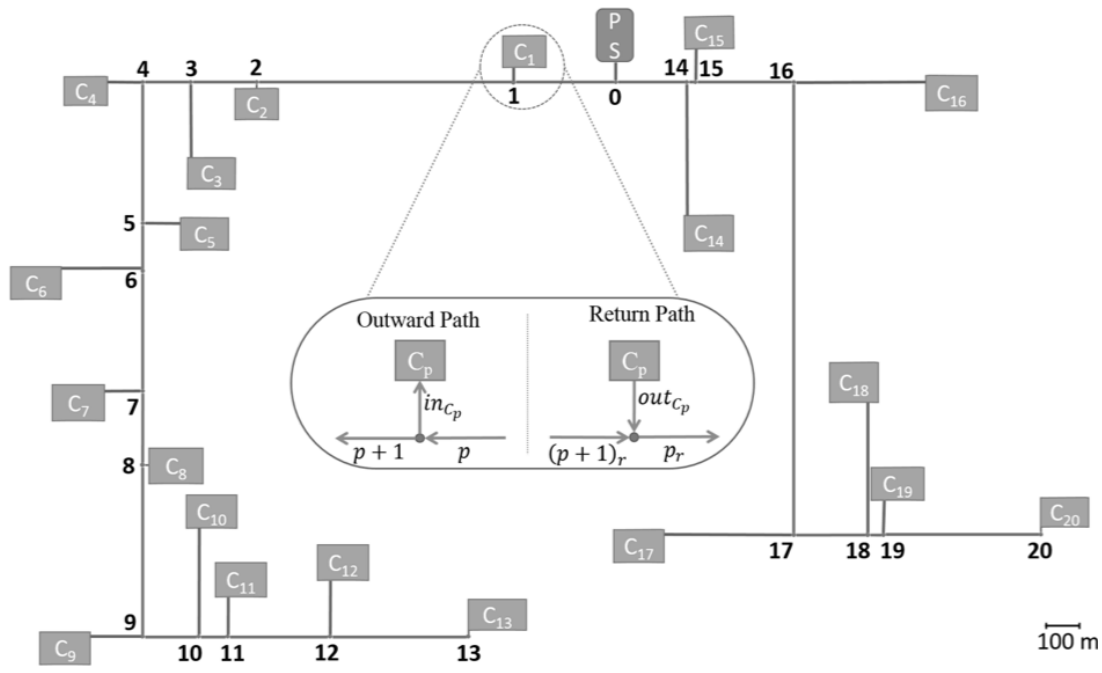


FIGURE 1.59 – Représentation de la topologie du réseau de froid.

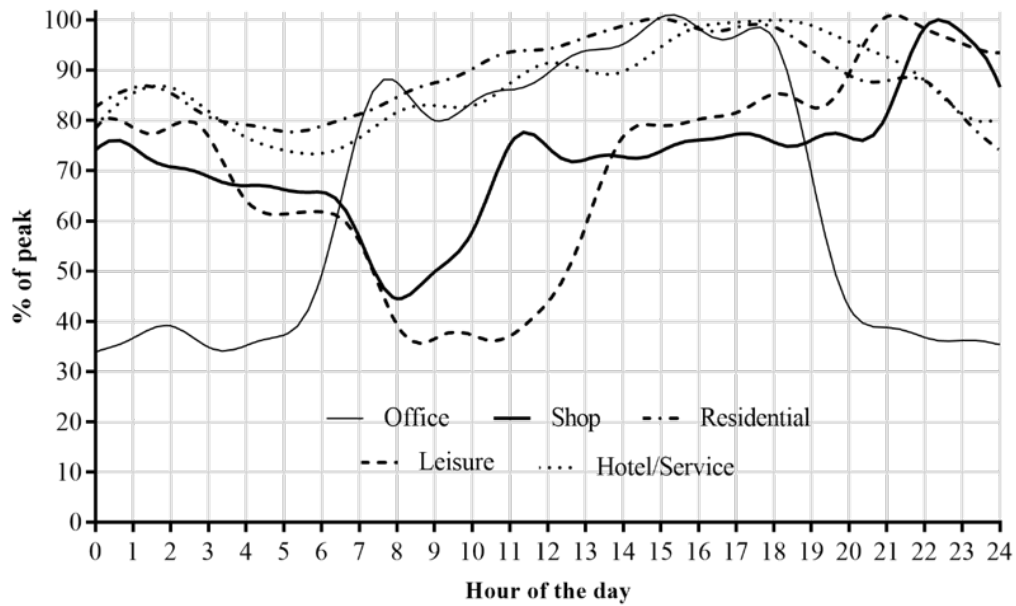


FIGURE 1.60 – Profils temporels de demande de froid pour différent type de bâtiment en fonction de leur puissance maximale.

TABLE 1.20 – Demande maximale et type de bâtiment des différents consommateurs du réseau de froid.

N°	Type	Demande max (kW)	N°	Type	Demande max (kW)
C_1	Magasins	1640	C_{11}	Résidentiel	800
C_2	Bureaux	700	C_{12}	Bureaux	100
C_3	Loisirs	200	C_{13}	Magasins	180
C_4	Bureaux	780	C_{14}	Bureaux	1500
C_5	Magasins	100	C_{15}	Hôtels/Services	650
C_6	Bureaux	900	C_{16}	Hôtels/Services	380
C_7	Bureaux	100	C_{17}	Loisirs	455
C_8	Résidentiel	250	C_{18}	Hôtels/Services	900
C_9	Hôtels/Services	400	C_{19}	Loisirs	360
C_{10}	Bureaux	170	C_{20}	Loisirs	1220

s'écrire comme suit :

$$\rho C_p A \frac{\partial T}{\partial t} + \dot{m} C_p \frac{\partial T}{\partial x} = \underbrace{K A \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}}_{\text{négligeable}} + \frac{T_s - T}{R'} \quad (1.62)$$

avec A la section de passage du fluide et R' la résistance équivalente par unité de longueur. Cette dernière est calculée en fonction de la vitesse de l'écoulement pour le terme convectif et prend en compte l'isolant ainsi que la profondeur de la canalisation et le type de sol. La méthode des collocations orthogonales double sur éléments finis (2D-OCFE) a été utilisée pour discrétiser cette équation au dérivé partielle, dans le temps et dans l'espace.

Les détails de cette discrétisation ainsi qu'une discussion sur le choix du nombre d'éléments finis et de point de collocation par élément sont présents dans la thèse d'Arley Nova-Rincon **D3** et l'ensemble a été validé dans **ACL10**. Cette validation est faite sur une canalisation d'un kilomètre de diamètre 12 pouces, sur un horizon de temps d'une heure et en comparant les résultats avec une méthode de discrétisation aux différences finies centré d'ordre 2 en temps et en espace. Une étude de sensibilité au maillage a montré que 1200 point en temps et 200 en espace étaient nécessaires avec des différences finies et la simulation a duré 24,84 s sur un ordinateur portable classique (I7 quad-core 2.7 GHz CPU with 8 Gb of RAM).

Pour obtenir une précision identique (erreur < 0,005%) avec la méthode 2D-OCFE, 180 points en temps et 30 en espace sont nécessaires. Le temps de résolution est descendu à 0,094 s soit 250 fois plus vite qu'avec des différences finies.

Deux études ont été réalisées avec ce modèle, qui en plus de la modélisation des canalisations, prend en compte de façon simplifiée une unité de production de froid et les bilans matière et énergie dans les diviseurs et les mélangeurs ainsi que les puissances transférées dans les échangeurs des sous-stations en respectant le Pinch aux échangeurs.

La première étude **ACL10** porte sur la résolution d'un problème récurrent dans les réseaux de froid connu sous le nom de "Low ΔT syndrome" (**Olama (2016)**). Les unités de production de froid ayant été dimensionnées pour fournir une certaine puissance avec un certain ΔT , leur

rendement diminue si celles-ci fonctionnent hors de ce fonctionnement nominal.

Les réseaux de froid les plus anciens sont gérés uniquement avec des débits constants qui font que très vite la température de retour à l'unité de production s'éloigne d'une plage de consigne. Dans notre exemple, la température envoyée dans le réseau est de 277 K et pour éviter ce syndrome, il faut que la température de retour soit au moins 10 K supérieure (soit 287 K). La première optimisation porte donc sur le choix d'un débit constant permettant d'alimenter les différents consommateurs tout en minimisant l'écart entre les températures de sortie des consommateurs (T_{outC_p}) et une consigne à 287 K :

$$\min_{\dot{m}_{0cst}} \sum_p \left(\int_0^{24} (T_{outC_p}(t) - 287)^2 dt \right) \quad (1.63)$$

Les différents débits dans les branches du réseaux sont déterminés proportionnellement à la puissance maximale demandée par le consommateur :

$$\frac{Peak(C_1)}{\dot{m}_{inC_1}} = \frac{Peak(C_p)}{\dot{m}_{inC_p}} \forall p \in [2, \dots, 20] \quad (1.64)$$

La figure 1.61 présente les profils de température de sortie consommateur pour les consommateurs 1 (le plus proche de l'unité de production) et 11 (un consommateur éloigné ayant une forte demande) dans les cas où les canalisations sont isolées ou non. Enfin, la température de retour à l'unité de production dans les cas isolé et non-isolé sont aussi tracées. Cette figure montre que l'utilisation de canalisations isolées impacte peu la température de sortie pour les consommateurs proches de l'unité de production, mais pour ceux éloignés, l'influence de l'isolant est très visible. L'autre résultat ici est le fait qu'en considérant une politique de contrôle avec débits constants, il n'est pas possible de trouver une valeur de débit évitant le "Low ΔT syndrome". En effet, la valeur de température retour à la production la plus basse est de 282,25 K.

Une politique de gestion considérant des débits variables semble donc indispensable pour fournir la demande aux consommateurs tout en respectant un bon ΔT à la production. Il est à noter que l'utilisation de débits variables dans les réseaux urbains fait partie des particularités des réseaux de 4^{ème} génération. Pour se faire, l'équation 1.64, n'est plus utilisée et la FO devient :

$$\min_{\dot{m}_{C_p}(t)} \sum_p \left(\int_0^{24} (T_{outC_p}(t) - 287)^2 dt \right) \quad (1.65)$$

La figure 1.62 présente les mêmes profils de température que précédemment mais cette fois-ci, avec l'utilisation de débits variables. Le premier point important à noter est qu'à aucun moment sur l'ensemble de la journée, la température retour à la production n'est passée en dessous de 287 K. La figure 1.63 présente l'évolution temporelle optimale des débits pour ce cas. Bien évidemment, ce sont eux qui sont maintenant en charge de fournir la bonne puissance aux consommateurs et donc, le profil du débit sortant de l'unité de production ressemble à celui de la puissance totale demandée sur le réseau. Ces premiers résultats d'optimisation dynamique, utilisant une FO "contrôle" à débits variables, montrent la capacité de la méthodologie

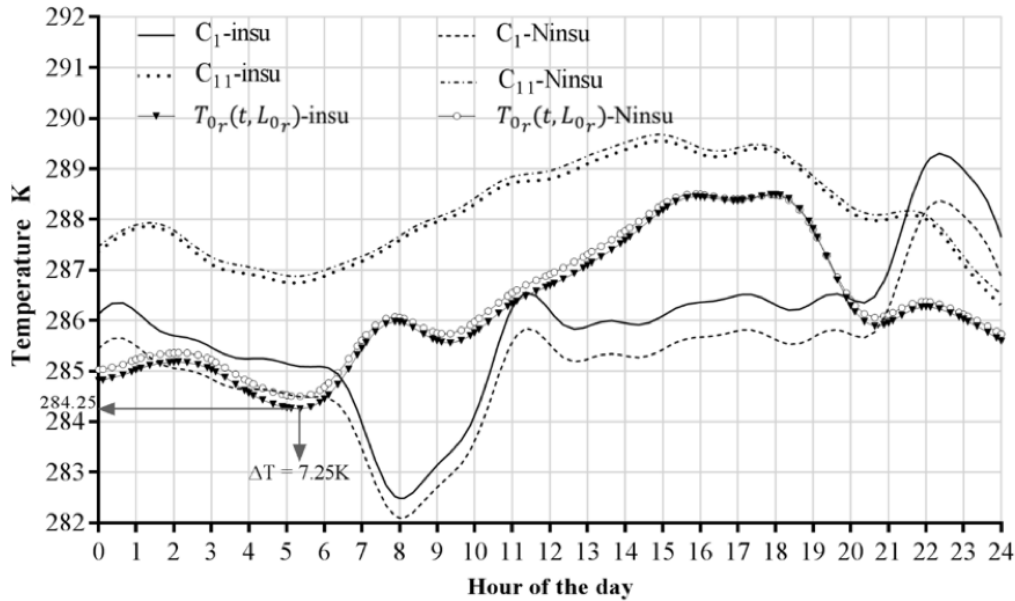


FIGURE 1.61 – Profils optimaux pour la FO (eq : 1.63 - débit constant). Températures de sortie des consommateurs 1 et 11 et température de retour à la production pour les cas isolés et non-isolés.

proposée à améliorer les conditions de fonctionnement des réseaux de froid pour des conditions extérieures et des demandes variables.

Après avoir réalisé une étude d'optimisation "technologique", une étude économique cette fois-ci, a été réalisée afin d'optimiser les diamètres des canalisations en plus des débits et températures (tous les détails sont dans le manuscrit de thèse d'Arley Nova-rincon D3). Cette étude économique porte uniquement sur les OpEx et devra donc être poursuivie en incluant les CaPex, non négligeables si l'on modifie grandement les diamètres des canalisations ou si l'on prend en compte le coût de l'isolant. La FO "économique" est :

$$\min_{\text{diamètre}_p} \left(\text{Cout}_{elec} \int_0^{24} \text{Puissance}_{pompe}(t) dt + \text{Cout}_{froid} \int_0^{24} \text{Puissance}_{froid}(t) dt \right) \quad (1.66)$$

où Puissance_{pompe} est déterminée à partir de pertes de charge calculées dans les canalisations en fonction de son diamètre et de la vitesse de circulation. $\text{Cout}_{elec} = 0,153 \text{ €/kWh}$ et deux valeurs différentes de Cout_{froid} seront étudiées pour représenter deux types d'unité de production :

- $\text{Cout}_{froid1} = 0,1402 \text{ €/kWh}$ (Syndicat National du chauffage urbain et de la climatisation urbaine (SNCU)),
- $\text{Cout}_{froid2} = 0,01511 \text{ €/kWh}$ (R. Turton et Whiting (2018)).

Le tableau 1.21 présente les valeurs des puissances et des coûts obtenus pour les optimisations considérant les deux coûts de production du froid différents ainsi que le coût calculés pour les optimisations réalisés avec la FO "contrôle" (équation 1.65). Ces résultats ont été obtenus en 320 s pour les cas isolés et 690 s pour les cas non-isolés, ce qui correspond à des

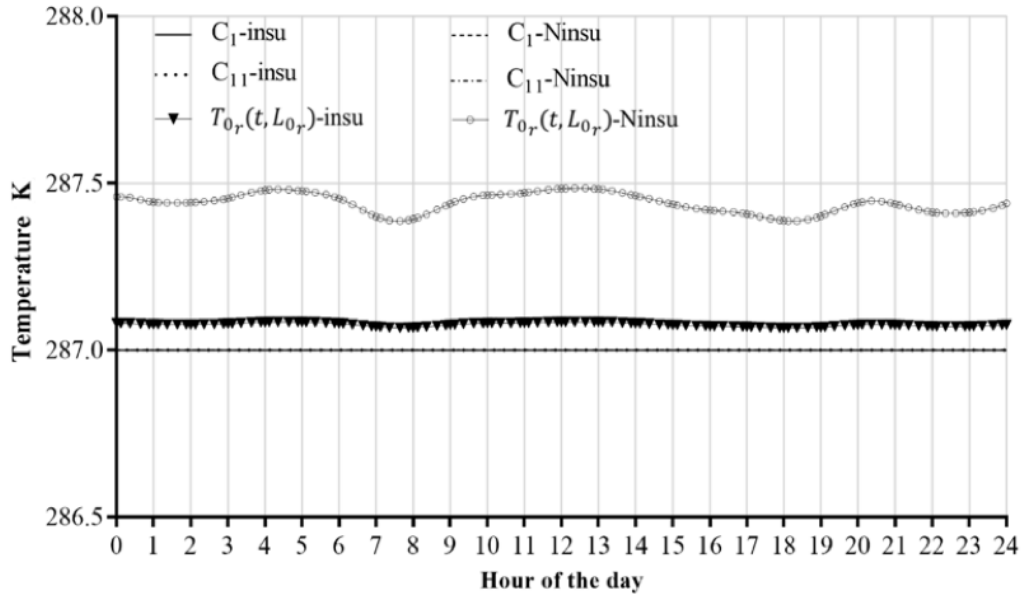


FIGURE 1.62 – Profils optimaux pour la FO "contrôle" (eq : 1.65 - débits variables). Températures de sortie des consommateurs 1 et 11 et température de retour à la production pour les cas isolés et non-isolés.

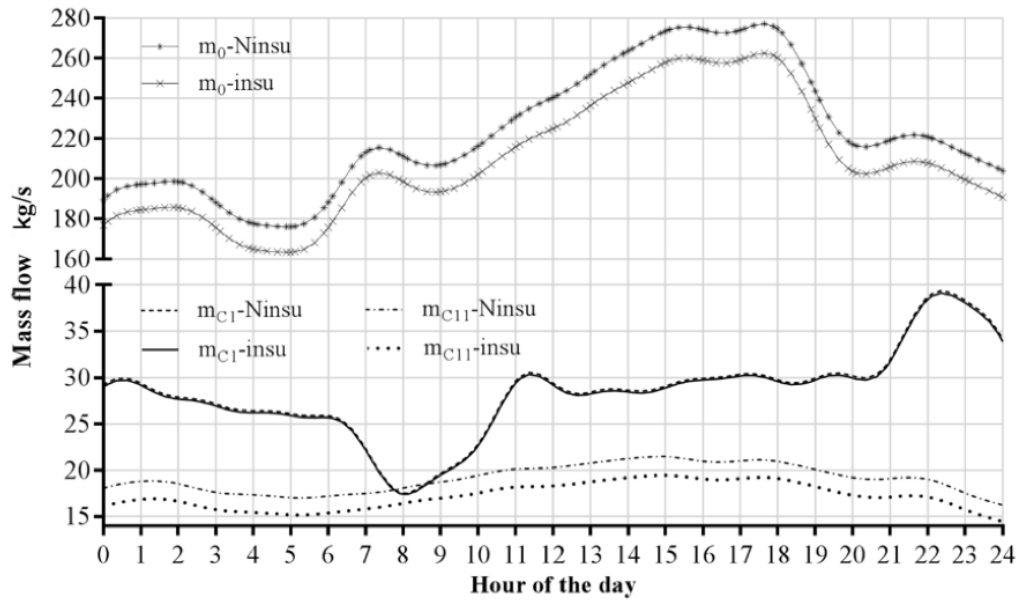


FIGURE 1.63 – Profils optimaux pour la FO "contrôle" (eq : 1.65 - débits variables). Débit de sortie de l'unité de production et débits alimentant les consommateurs 1 et 11 pour les cas isolés et non-isolés.

durées faibles pour ce genre d'étude. Bien évidemment, dès lors que la FO vise à minimiser les coûts, ceux-ci sont bien inférieurs à ceux calculés avec la FO visant à éviter le "Low ΔT "

Syndrome". En comparant les résultats obtenus avec les deux coûts de production de froid, ($C_{out_froid1} > C_{out_froid2}$), la solution obtenue avec C_{out_froid1} utilise, si l'on regarde les cas non-isolés, une puissance de pompage 6,6 fois plus importante qu'avec le C_{out_froid2} , ceci en diminuant les diamètres des canalisations afin de réduire les pertes thermiques au détriment des pertes de charge. Le résultat de la fonction objectif est logiquement plus important avec le C_{out_froid1} ainsi que dans les cas non-isolés.

TABLE 1.21 – Puissances et coûts obtenus avec les FO "économique" et "contrôle"

	FO économique		FO contrôle	
	C_{out_froid1}	C_{out_froid2}	C_{out_froid1}	C_{out_froid2}
Pompage (kWh)	3324,1	505,6	3209,8	
production de froid (MWh)	280,2	289,9	282,1	
coût €	39 790,2	4 458,0	40 043,5	6 175,1

Les figures 1.64 et 1.65 donnent les diamètres optimaux obtenus respectivement avec le C_{out_froid1} et le C_{out_froid2} . L'abscisse 0 correspond à l'unité de production puis à gauche et à droite, les distances correspondantes aux différents consommateurs. Plus le consommateur est éloigné du site de production, plus les diamètres sont faibles, ce qui est cohérent avec une réduction du débit. les triangles noir correspondent à la référence obtenue avec la FO "contrôle". Dans la légende, O signifie "Outward" et R "Return". Les canalisations retour sont systématiquement plus grandes que celles aller. Ceci s'explique par le fait que les pertes thermiques sont moins importantes et donc, pour minimiser les pertes de charge, il est intéressant d'augmenter le diamètre.

Pour les mêmes raisons, en comparant les diamètres optimaux pour les deux coûts de production de froid, on peut voir que ceux obtenus pour le C_{out_froid1} sont environs 1,5 fois plus petits que ceux obtenus avec pour le C_{out_froid2} .

Ce travail a permis de proposer une méthodologie d'optimisation dynamique des réseaux de froid urbain permettant d'éviter un problème de fonctionnement des réseaux (Low ΔT syndrome) tout en optimisant en même temps le dimensionnement du réseau. Ces premiers résultats prometteurs ouvrent de nombreuses perspectives pour la suite. La première étant de travailler sur une meilleure représentation des unités de production et sur la prise en compte d'un stockage thermique. Ceci correspond au travail réalisé dans la prochaine section portant sur l'optimisation des centrales solaires thermiques.

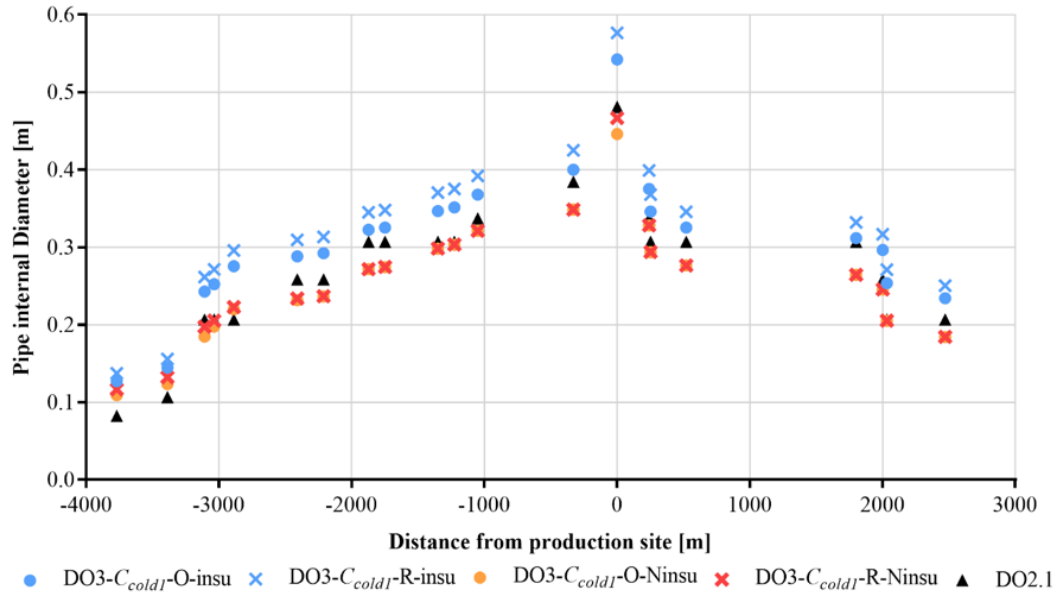


FIGURE 1.64 – Diamètres optimaux pour le $C_{out_{froid1}} = 0,1402$ €/kWh.

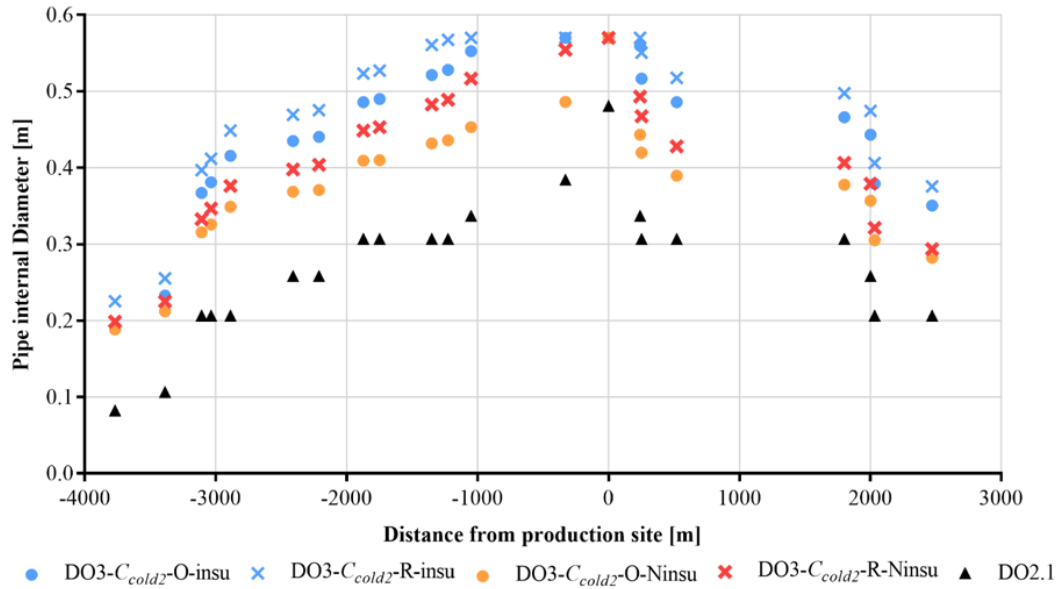


FIGURE 1.65 – Diamètres optimaux pour le $C_{out_{froid2}} = 0,01511$ €/kWh.

1.2.3.2 Optimisation dynamique de centrale solaire thermique.

L'ensemble des travaux présentés dans cette partie sont tirés soit du manuscrit de thèse de Simon Scolas [D4](#) soit des articles [ACL11](#) ou congrès [COM9](#), [COM14](#). Ce travail provient d'une collaboration CIFRE avec la société NewHEAT dont les activités portent sur la conception, le financement, la construction et l'exploitation des moyens de production de chaleur solaire à destination des procédés industriels et des réseaux de chaleur urbains.

Deux outils d'optimisation de centrale solaire thermique ont été développés dans cette thèse, un considérant un horizon de temps long, d'une année, dont les objectifs sont entre autres de dimensionner la centrale solaire ainsi que le stockage. Cet outil "temps long" est dérivé d'un outil considérant un horizon de temps plus court (1 à 5 jours) dans lequel les modèles sont plus précis. L'outil "temps long" ne sera pas détaillé ici mais correspond au dernier chapitre de la thèse de Simon Scolas [D4](#).

Par ailleurs, NewHeat et le LaTEP font partie d'un consortium, incluant Tecsol et Sermet Sud-Ouest, regroupé autour d'un projet APRED ADEME dont l'objectif est de fournir des outils aidant le développement du solaire thermique dans les réseaux de chaleur. Ce travail en cours ne sera pas présenté ici mais la contribution du LaTEP, à travers la thèse de Régis Delubac [D6](#), est de développer un outil d'optimisation dynamique des réseaux de chaleur urbain incluant du solaire thermique, mais aussi d'autres unités de production dont des chaudières biomasse et gaz. Cet outil résout un problème d'optimisation multi-période dont les premiers résultats sont présentés dans [ACT117](#).

Les travaux présentés dans cette partie portent donc sur un outil d'optimisation dynamique des centrales solaires thermiques considérant un horizon de temps court. Les dimensions du système étant bien plus petites que celle d'un réseau de froid urbain, il n'est plus nécessaire de prendre en compte le retard dans les canalisations de façon détaillée. Le système à résoudre est donc un ensemble algébro-différentiel (sans dérivée partielle en espace). La méthode des collocations orthogonales sur éléments finis est utilisée pour discrétiser les équations différentielles en temps. Le système considéré (voir figure [1.66](#)) est composé de trois parties :

- à gauche, le champ solaire représentant plusieurs boucles, chacune composée de plusieurs panneaux en série,
- au centre, le stockage thermique par chaleur sensible dans de l'eau,
- à droite, le consommateur final.

Ces parties sont séparées par des échangeurs à plaques.

Dans le manuscrit de Simon Scolas [D4](#) sont détaillés différents modèles pour le champ solaire, les échangeurs et le stockage. Ces modèles sont commentés et validés avec des données réelles provenant soit du banc de test de NewHeat soit de leur première installation industrielle. Cette dernière se trouve sur le site de la papeterie de Condat et représente plus de 4000 m² de panneaux plan sur tracker solaire. Les boucles sont dans la direction Nord-Sud et les panneaux s'orientent à l'est le matin puis à l'ouest l'après-midi.

Le modèle représentant le champ solaire utilise l'équation de la norme Européenne EN 13975-2 [AFNOR](#) (2006) (équation [1.67](#)) qui permet de calculer la température moyenne du fluide dans le panneau en fonction du rayonnement solaire incident et qui prend en compte

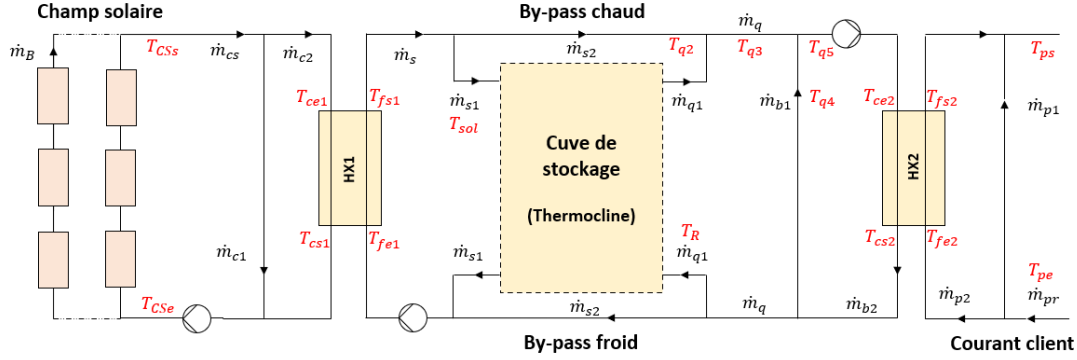


FIGURE 1.66 – Architecture de la centrale solaire thermique considérée

les différentes pertes thermiques ainsi que l'inertie thermique du panneau. Chaque boucle est composée de plusieurs panneaux en série et le modèle considère une seule boucle équivalente pour représenter l'ensemble du champ (Voir figure 1.67)

$$\frac{\dot{Q}_{sol}(i, j)}{A_g} = \left[\eta_{0,b} \cdot \left(\eta_{sh} \cdot K_b(\theta) \cdot G_b + K_d \cdot G_d \right) - c_1 \cdot (T_m(i, j) - T_{amb}) - c_2 \cdot (T_m(i, j) - T_{amb})^2 - c_5 \cdot \frac{dT_m(i, j)}{dt} \right] \quad (1.67)$$

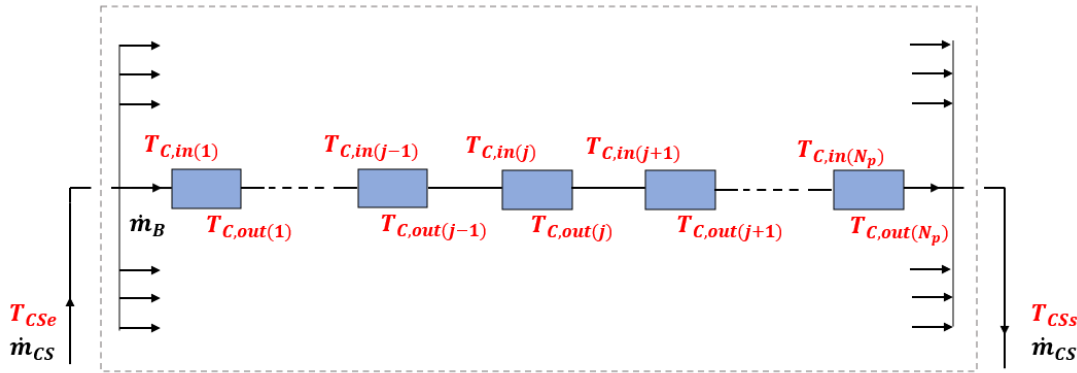


FIGURE 1.67 – Schéma du champ solaire, modèle considérant une boucle équivalente

Un modèle mono-directionnel (dans le sens de la hauteur) multi-strate est utilisé pour le stockage thermique et prend en compte les pertes thermiques par les parois. Une étude de sensibilité au maillage a été réalisée afin de représenter au mieux la thermocline dans le ballon. Les échangeurs thermiques sont modélisés à l'aide de la méthode $\epsilon - NUT$ où les transferts thermiques convectifs sont déterminés en fonction de la vitesse de l'écoulement de chaque côté de l'échangeur à plaques considéré en monopasse.

Les pertes thermiques dans les canalisations ainsi que l'ensemble des bilans matière et énergie dans les différents diviseurs et mélangeurs complètent les contraintes du modèle d'optimisation.

L'ensemble des validations ainsi que l'intérêt de l'utilisation de l'optimisation dynamique pour la connaissance des profils optimaux temporels des différentes variables de contrôle sont présentés dans ACL11. En considérant une fonction objectif (équation 1.68) basée sur les bénéfices en incluant uniquement les OPex, la pertinence de l'utilisation de tracker solaire est mise en avant sur des périodes de temps considérées ne dépassant pas les 36 h. Dans la thèse de Simon Scolan D4, un cas d'étude plus conséquent (5 jours) est présenté qui lui aussi utilise comme FO l'équation 1.68. Cette fonction objectif représente, pour un horizon de temps donné, les bénéfices liés à la valorisation de la chaleur solaire incluant les coûts de fonctionnement (pompage ou système de tracking) ainsi que des pénalités financières liées à un mauvais fonctionnement (dépassement de température maximale, trop fortes variations des débits).

$$\begin{aligned} & \underbrace{\max \text{PrixChaleur} \left(\int_{t_0}^{t_f} \dot{Q}_{HX2} dt + \omega E_{stockee}(t = t_f) \right)}_{\text{Livraison/stockage de la chaleur}} \\ & - \underbrace{\text{PrixElec} \left(\int_{t_0}^{t_f} (\dot{P}_{pompage} + \dot{P}_{tracker}) dt \right)}_{\text{Coût de fonctionnement}} - \underbrace{\varphi_{Tmax}}_{\substack{\text{Pénalités financières : } T > T_{max} \\ \frac{dm}{dt} \text{ trop grand}}} \end{aligned} \quad (1.68)$$

Vu que l'horizon considéré est court, il est nécessaire de donner un coût à l'énergie stockée, sans quoi, le stockage serait toujours vide à la fin de la période ($t = t_f$) ce qui n'est pas une solution souhaitée. En même temps, il est plus important de fournir la demande plutôt que de stocker de l'énergie. C'est pourquoi une étude de sensibilité sur la valeur du coefficient ω a été réalisée dans ACL11. ω est fixé à 0,9 dans les résultats présentés ici.

Les variables d'optimisation principales sont les débits et les températures. Trois optimisations différentes sont réalisées : Panneaux fixes orientés sud ; panneaux sur trackers solaires paramétrés ; trackers solaires optimisés permettant la gestion des surchauffes. Pour faciliter la compréhension des résultats, uniquement le cas le plus classique "panneaux fixes" sera traité ici.

Le champ solaire est composé de 15 boucles ayant chacune 12 panneaux orientés sud avec un angle d'inclinaison de 34° . Les coefficients caractéristiques des panneaux utilisés dans l'équation 1.67 sont ceux de panneaux plan Savosolar simple vitrage, anisotropique. La cuve de stockage a un volume de 500 m^3 pour une hauteur de 12 m et est remplie à une température de 55°C qui n'est pas valorisable au début de la période. Les échangeurs à plaques ont une aire d'échange de 175 m^2 . La température du courant consommateur en entrée de notre système est fixée à $T_{pe}=55^\circ\text{C}$ et la consigne max en sortie est de $T_{cible}=65^\circ\text{C}$ avec un débit constant $\dot{m}_{pr}=8 \text{ kg s}^{-1}$. La courbe de charge est donc considérée constante et la puissance demandée vaut 0,33 MW. Pour ce dimensionnement de centrale, la puissance demandée est relativement faible et n'est donc pas représentative de la courbe de charge annuelle. Elle représente une période de faible demande (en général l'été pour les réseaux de chaleur urbains) et a été choisie pour éventuellement faire apparaître des surchauffes dans certains cas. Cette surchauffe éventuelle est pénalisée dans la fonction objectif dans le terme φ_{Tmax} . Par ailleurs, nous fixons $\text{PrixChaleur} = 25\text{€/MWh}_{th}$, $\text{PrixElec} = 80\text{€/MWh}_e$.

Les données météo correspondent à des journées rencontrées dans le sud de la France et sont représentées sur la figure 1.68. Une première journée avec un ensoleillement moyen suivie d'une journée très mauvaise. Le troisième jour est très beau alors que des passages nuageux perturbent la quatrième journée. Enfin, le dernier jour est plutôt mauvais. Le problème d'optimisation représente environ 178000 équations (égalités et inégalités) et est résolu en une vingtaine d'heures environ sur un ordinateur portable ayant les caractéristiques suivantes : 2.6 GHz Intel Core i7.

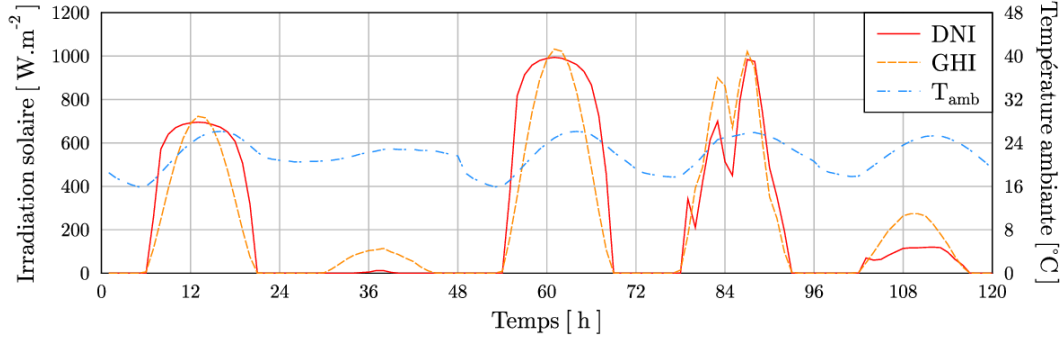


FIGURE 1.68 – Conditions météorologiques.

La figure 1.69 représente la température d'entrée (venant du consommateur) T_{pe} en bleu et la température cible en gris. Le profil de température de sortie optimal (réellement livrée au consommateur) est la courbe rouge. Deux périodes ne permettent pas d'alimenter le consommateur à la température cible, le matin du premier jour car le soleil n'est pas encore levé et que le stockage est non utilisable. La seconde période est durant le deuxième jour. Le stockage s'est rempli au cours du jour 1 mais pas suffisamment pour alimenter le jour 2 en entier alors qu'aucun apport solaire n'est disponible. Bien que le cinquième jour ne soit pas une belle journée, suffisamment d'énergie a été stockée durant les jours 3 et 4 pour fournir la bonne puissance à la bonne température.

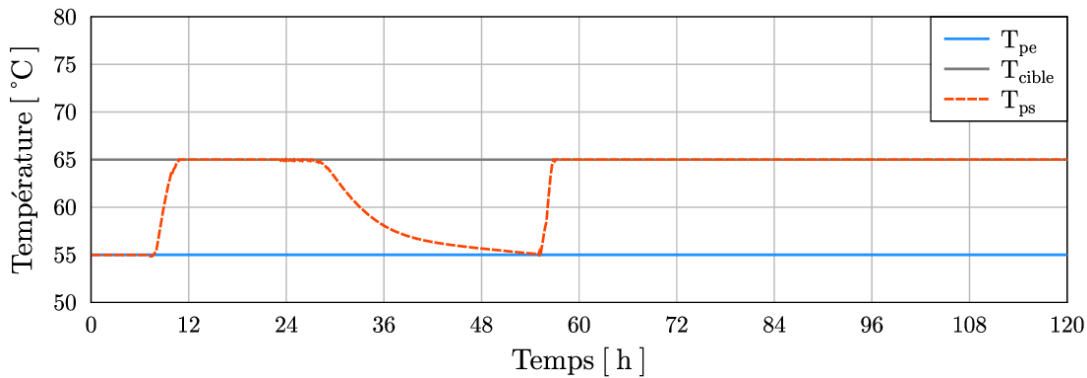


FIGURE 1.69 – Profils de température côté consommateur.

La figure 1.70 présente des profils de température dans la partie "Stockage" :

- T_R : température froide, retour du consommateur.
- T_{sol} : température arrivant de l'échangeur avec la centrale solaire.

— $T_{s(i)}$: température de la strate (i) (pour plus de clarté, toutes les températures ne sont pas représentées). La strate (1) est celle située en haut de la cuve.

Lorsque le soleil n'est pas suffisamment puissant, rien ne bouge dans cette partie. Dès que T_{sol} le permet, l'énergie est transmise et stockée dès que l'excès le permet. On peut voir les différentes strates représentant le remplissage du stockage. À la fin de la journée 2, le stock est bien vidé à la température basse du process. L'influence du facteur ω est visible à la fin de la période. Une grande partie du stock est chargée et donc valorisable pour la suite tout en respectant la demande côté consommateur. Sans cette prise en compte dans la FO de l'énergie stockée, à la fin de la période, le stockage serait quasiment vide afin d'économiser un peu de coût pompage.

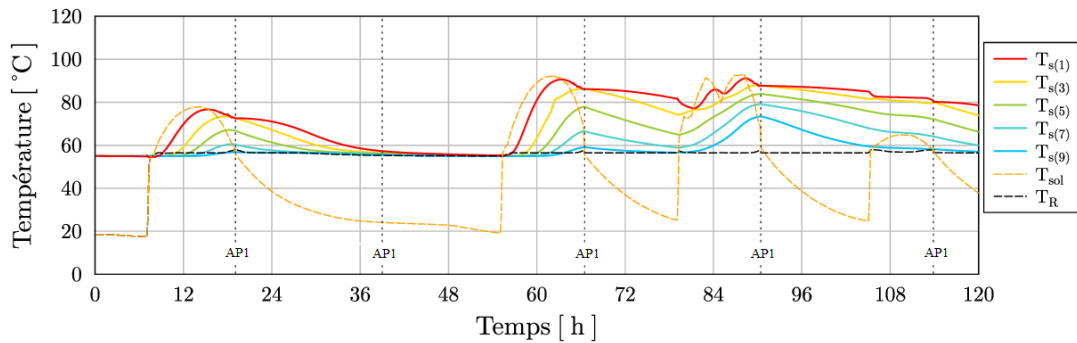


FIGURE 1.70 – Températures dans la cuve, température de charge et retour consommateur.

Il est aussi intéressant d'analyser les débits circulant dans la partie "Solaire" (voir figure 1.71). Le débit traversant le champ solaire ($\dot{m}_{cs}$) s'active peu de temps après le levé du soleil. Ce débit peut ensuite recirculer dans le champ solaire ou passer dans l'échangeur. Le débit de recirculation dans le champ solaire ($\dot{m}_{c1}$) permet la montée en température avant le passage dans l'échangeur via le débit $\dot{m}_{c2}$. Le jour 2, le débit de recirculation fonctionne mais il n'y a pas suffisamment d'énergie solaire pour atteindre une température valorisable. Durant le jour 5, bien que mauvais, une production est possible au débit minimum de fonctionnement de la pompe.

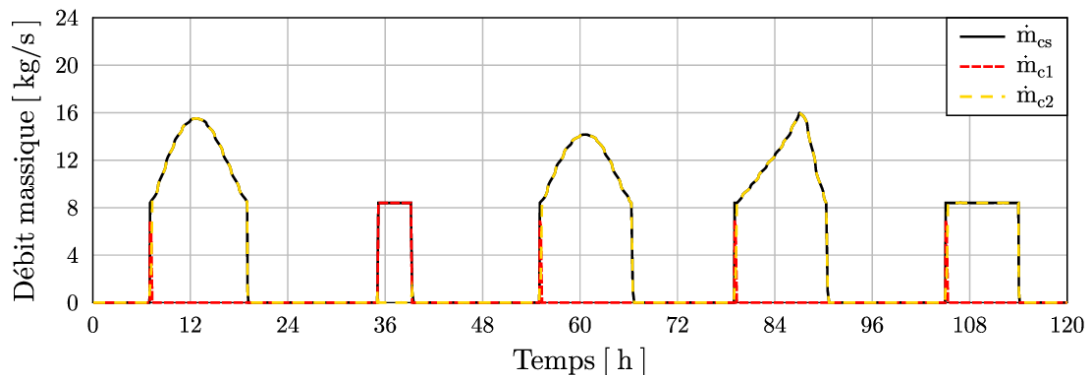


FIGURE 1.71 – Débits massiques dans le circuit du champ solaire.

Enfin, la figure 1.72 présente le bilan des puissances dans la centrale. En noir, la demande, en rouge la puissance fournie. En bleu et vert la charge et la décharge du stockage et en jaune,

la puissance solaire traversant l'échangeur. On observe bien qu'au cours des jours 1, 3 et 4, l'énergie collectée est bien plus grande que la demande, ce qui explique la charge du stockage. Au cours du jour 2, l'irradiation solaire est trop faible pour produire une énergie valorisable par la centrale, le stockage est donc la seule source d'énergie disponible et par sa décharge, il a permis de satisfaire la demande jusqu'à ce qu'il se vide complètement. Enfin, au cours du jour 5, l'irradiation solaire n'est pas suffisante pour satisfaire la demande à elle seule et la décharge du stockage a permis de fournir la différence.

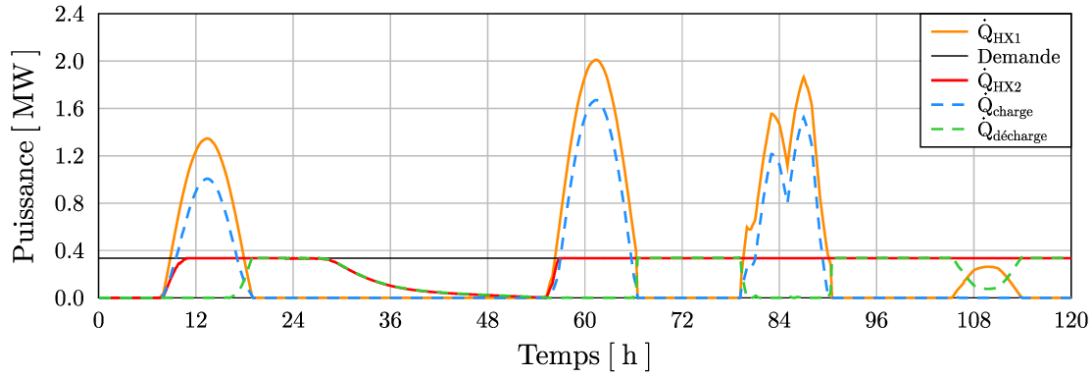


FIGURE 1.72 – Bilan des puissances dans la centrale solaire.

Le tableau 1.22 récapitule les énergies circulant à travers les échangeurs solaire E_{HX1} et consommateur E_{HX1} , la puissance électrique utilisée E_{elec} , l'énergie stockée à la fin de la période, la pénalisation liée à un dépassement de température de consigne pouvant dégrader le système et enfin, la valeur de la FO. Ces données sont renseignées pour le cas venant d'être détaillé ici ainsi que pour les deux cas utilisant un système de tracker solaire avec orientation paramétrée ou optimisée.

Au vu de l'énergie solaire captée et de la valeur de la FO, il est clair que l'ajout de tracker solaire est intéressant. Cependant, dans le cas considéré ici, des simples trackers paramétrés (suivant le soleil) peuvent mener à un dépassement de température pouvant être dangereux pour les panneaux solaire. Ce dépassement de température est évité avec des trackers ayant une orientation optimisée.

TABLE 1.22 – Résultats de l'optimisation dynamique de centrale solaire thermique

cas	E_{HX1} MWh	$E_{stockee}(t = t_f)$ MWh	E_{HX2} MWh	E_{elec} kWh	φ_{Tmax}	FO €
Panneaux fixes	38,2	6,3	30,1	138	0,1	881,9
trackers paramétrés	49,0	12,8	33,7	346	75,6	1027,2
trackers optimisés	50,5	13,4	34,6	191	0,9	1150,8

Au final, ce travail a permis de valider la modélisation de l'ensemble d'une centrale solaire thermique incluant un stockage par chaleur sensible. L'optimisation dynamique technico-économique sur un horizon de temps de 5 jours est possible et permet de connaître le fonctionnement optimal de la centrale en proposant des stratégies pouvant être contre-intuitives.

Cette nouvelle brique technologique est donc validée pour une étude future à plus grande échelle.

Il est maintenant important de discuter d'un "point dur" de l'optimisation numérique qui n'est que rarement "avoué" dans les articles scientifiques à savoir : Comment obtenir une bonne convergence ? Cet oubli fréquent dans la littérature est peut être lié au fait qu'il est difficile de publier des résultats en présentant les difficultés rencontrées, et pourtant, le traitement de cette étape au LaTEP représente souvent un chapitre de thèse...

La partie suivante va donc présenter les solutions que nous avons trouvées pour résoudre ce problème.

1.2.4 Convergence des problèmes d'optimisation complexes.

Il est important de savoir qu'aucun des différents problèmes d'optimisation présentés dans la partie précédente ne peut converger facilement sans avoir au préalable développé une méthodologie de résolution du problème d'optimisation. En effet, bien que chaque solver d'optimisation, ou environnement spécifique lié à l'optimisation, soit prévu pour initialiser chacune des variables du problème, il n'y a que très peu de chance que cette initialisation par défaut permette une bonne convergence. Cette difficulté de convergence est d'autant plus importante que nous avons privilégié la précision des modèles physiques, ce qui implique l'utilisation de nombreuses équations non-linéaires.

Cet état de fait, qui n'est pas représentatif uniquement de l'optimisation numérique car il se retrouve aussi dans des problématiques de simulation numérique, correspond à un "point dur" des problèmes numériques car il intervient au moment de la validation du modèle complet. Il reste donc toujours un doute sur le fait de savoir si il y a un problème dans le modèle ou si cela provient de l'initialisation. Le second argument qui fait que cela correspond à un "point dur" est le fait que chaque méthodologie est spécifique à un problème. Si ceci peut ne pas être toujours vrai, c'est le cas pour les quatre problèmes présentés dans les parties précédentes.

Dans le projet d'optimisation stationnaire (type MINLP) des RCU de 4^{ème} génération, la procédure de résolution utilise un enchaînement de trois problèmes d'optimisation plus simples. Un premier problème MILP (utilisant des contraintes linéaires simplifiées par rapport à celles du problème final) est résolu en cherchant à minimiser la longueur totale du réseau. Ces premiers résultats optimaux sont utilisés pour initialiser un second problème MILP utilisant cette fois-ci la FO définitive (minimisation des coûts). À structure fixée à la configuration optimale obtenue par la seconde optimisation MILP, un problème type NLP est optimisé afin d'obtenir des variables optimales respectant la physique du modèle complexe. Enfin, le problème MINLP est résolu en utilisant comme initialisation les résultats optimaux des problèmes MILP et NLP. Cet enchaînement est représenté sur la figure 1.73

Pour le problème d'optimisation du système de co-génération électricité/chaleur alimenté par un puits géothermique, la procédure n'est pas la même. Elle est composée de 7 optimisations qui s'enchaînent les unes aux autres afin d'utiliser les résultats optimaux de l'une pour

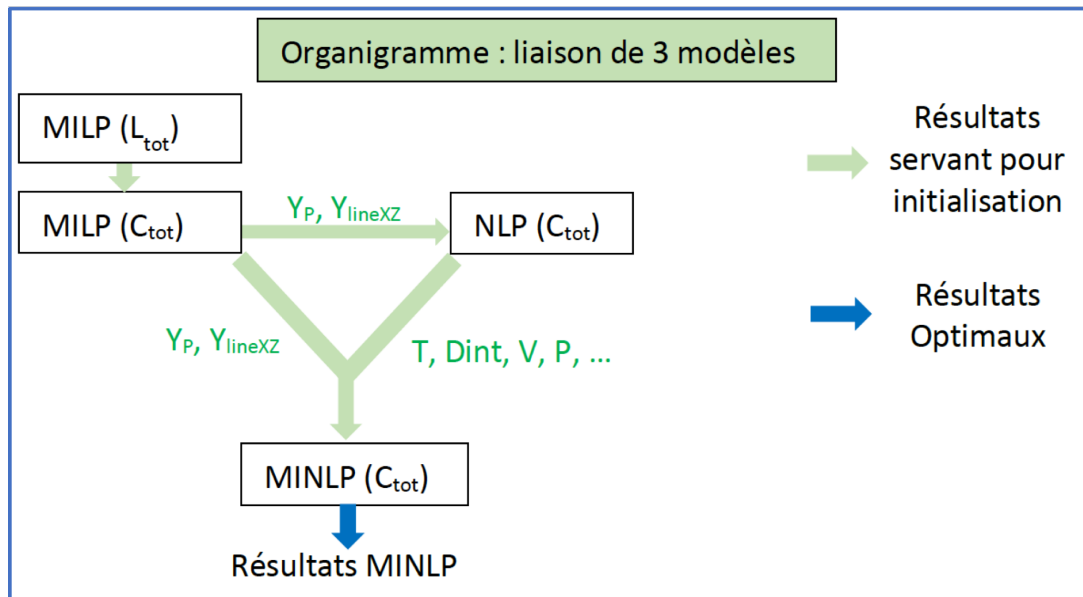


FIGURE 1.73 – Méthodologie de résolution du problème d’optimisation stationnaire des RCU de 4^{ème} génération.

l’initialisation de l’étape suivante (voir figure 1.74).

Concernant la première étape, seules les équations générales pour l’ORC sont résolues. Pour le moment, le récupérateur de chaleur interne n’est pas autorisé et les pertes de charge dans les échangeurs de chaleur sont négligées. Ce sous-problème NLP est résolu en maximisant le travail net et permet d’obtenir une première estimation pour :

- le débit, les températures et pressions du fluide de travail de l’ORC,
- la chaleur transférée dans les échangeurs, la puissance produite par la turbine et la puissance fournie par la pompe,
- les températures de sortie de l’eau géothermale et de l’eau de refroidissement.

Les équations utiles au dimensionnement des échangeurs de l’ORC (hors récupérateur), ainsi que les variables associées, sont ajoutées au précédent sous-problème dans l’étape 2. La fonction objectif à maximiser est la même. En plus des variables de la première étape, de nouvelles variables sont introduites dans le but d’optimiser les dimensions des différents échangeurs (entre autres, le nombre, le diamètre, la longueur des tubes, les surfaces d’échanges, les coefficients de transfert et les pertes de pression).

Lors de l’étape 3, la possibilité de l’utilisation du récupérateur est ajoutée ainsi que toutes les équations relatives à son existence et à son dimensionnement. Une phase intermédiaire est nécessaire pour le dimensionnement de cet échangeur. Cette phase ne prend pas en considération tout l’ORC, mais seulement cet échangeur de chaleur et cherche à minimiser la surface d’échange en choisissant le meilleur design (diamètre, nombre et longueur des tubes, etc...) pour un échange de chaleur donné. Ce n’est qu’une fois ces résultats obtenus que le problème d’optimisation, incluant l’ORC et le récupérateur, est formulé.

Les équations et les variables nécessaires au calcul des coûts sont ajoutées à l’étape 4. Celles-ci sont pour le moment, uniquement relatives aux éléments de l’ORC et à la production d’électri-

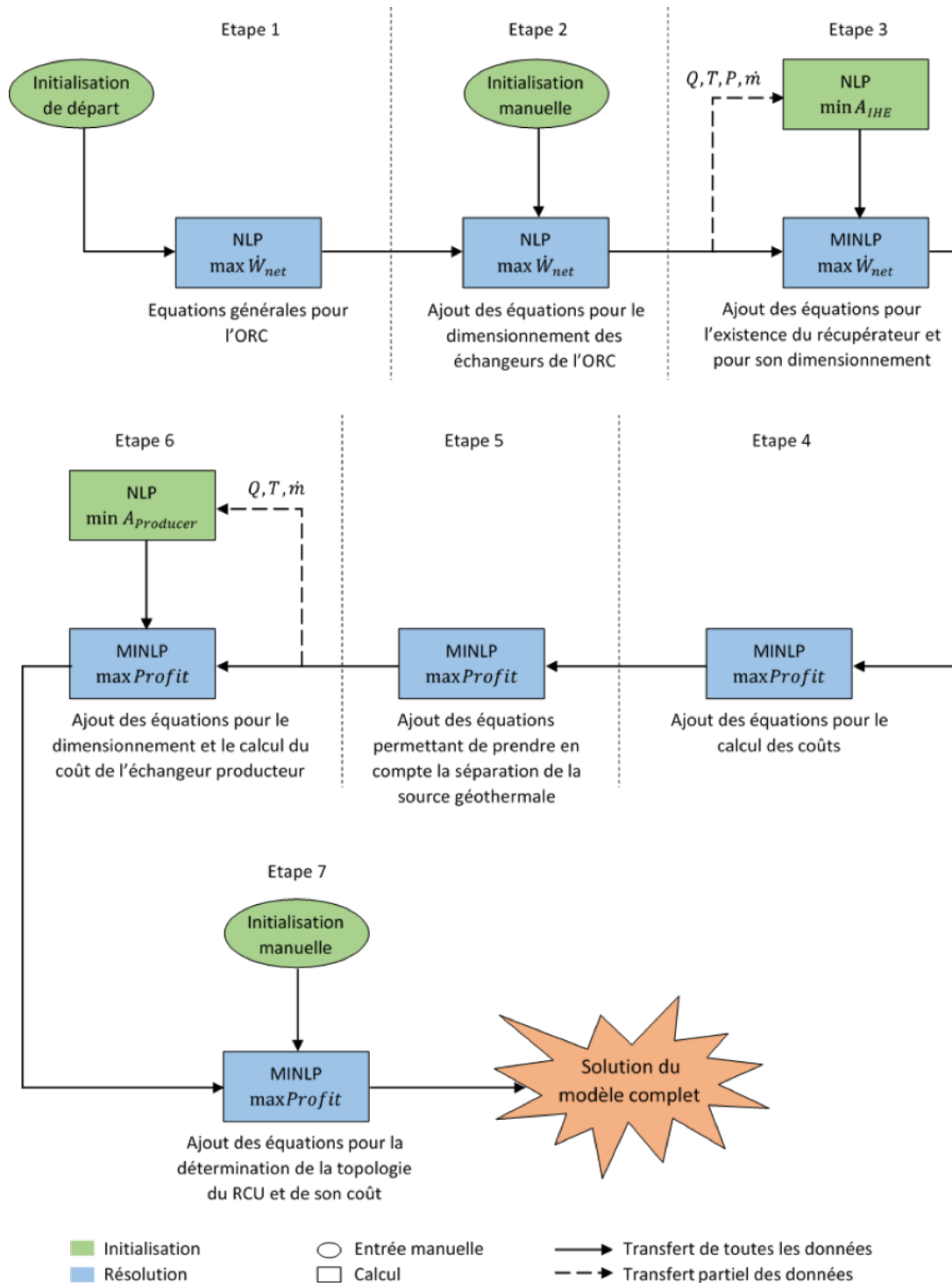


FIGURE 1.74 – Méthodologie de résolution du problème d'optimisation stationnaire du système de co-génération Electricité/Chaleur alimenté par un puits géothermique.

citée. La nouvelle fonction objectif à maximiser est la variable *Profit*.

Lors de l'étape 5, la répartition en parallèle de la source géothermale est prise en compte. L'eau géothermale est séparée en deux courants : un courant utilisé pour l'ORC et l'autre pour le RCU. La chaleur transférée vers le RCU est bornée par la chaleur requise par le consommateur obligatoire (borne inférieure) et par la somme des chaleurs requises par tous les consommateurs (borne supérieure). La fonction objectif reste inchangée : seuls le coût des éléments de l'ORC et la vente de l'électricité sont pris en compte dans la détermination de *Profit*.

L'étape 6 consiste à résoudre le problème précédent en y ajoutant l'optimisation des dimensions de l'échangeur de chaleur producteur (permettant les échanges entre l'eau géothermale et l'eau circulant dans le RCU). Son coût est maintenant intégré dans la détermination de *Profit*. Comme pour l'Etape 3, une phase intermédiaire est nécessaire pour initialiser les variables liées à son dimensionnement.

Finalement, ce n'est qu'à l'étape 7 que les équations permettant la détermination de la topologie du RCU sont ajoutées. Les coûts du RCU et la vente de la chaleur sont maintenant pris en compte dans la fonction objectif (toujours *Profit*). Cette étape correspond à la résolution du système global.

Le problème d'optimisation dynamique des réseaux de froid suit encore une procédure différente. Bien que le cas d'étude est tiré d'articles disponibles dans la littérature, il n'y avait aucune information concernant les canalisations. En se basant sur les puissances maximales de chaque consommateur, une première procédure stationnaire ne considérant pas les pertes thermiques dans les canalisations est utilisée afin de calculer les diamètres, résistances équivalentes et débits permettant de respecter les vitesses maximales à ne pas dépasser en fonction du diamètre.

La seconde étape, toujours en stationnaire, réalise une simulation prenant en compte les pertes thermiques et permet donc d'obtenir la distribution spatiale des températures dans le réseau.

Tout ceci dans le but d'avoir une initialisation pertinente pour une première simulation dynamique considérant maintenant les profils temporels de demande ainsi que l'évolution de la température extérieure. Ici, les débits sont encore tous fixés.

L'étape suivante est l'optimisation dynamique en considérant la FO "contrôle" permettant d'éviter le "Low ΔT syndrome". Ce premier enchaînement est représenté sur la figure [1.75](#). Ce n'est qu'à partir de là qu'il est possible, si on le désire, de mettre les diamètres des canalisations en variables d'optimisation pour minimiser les coûts liés aux OpEx (coût de pompage, coût de production de froid).

Pour finir avec les méthodes d'initialisation utilisées pour les travaux présentés dans ce manuscrit, le problème d'optimisation de centrale solaire thermique est initialisé avec une procédure se rapprochant de celle utilisée pour l'optimisation dynamique des réseaux de froid. Partir d'un état stationnaire en simulation pour arriver à une simulation dynamique afin d'initialiser le problème d'optimisation dynamique final. Par contre, l'étape simulation dynamique a nécessité un processus spécifique. Elle consiste en une succession de simulations dont la première utilise des données d'entrée formant un faux régime permanent pour lequel la température ambiante est constante, l'irradiation solaire est nulle et la courbe de charge constante. La dynamique du système est ici absente et un seul point est à calculer.

On déforme ensuite consécutivement le profil des données d'entrée tel une homothétie entre

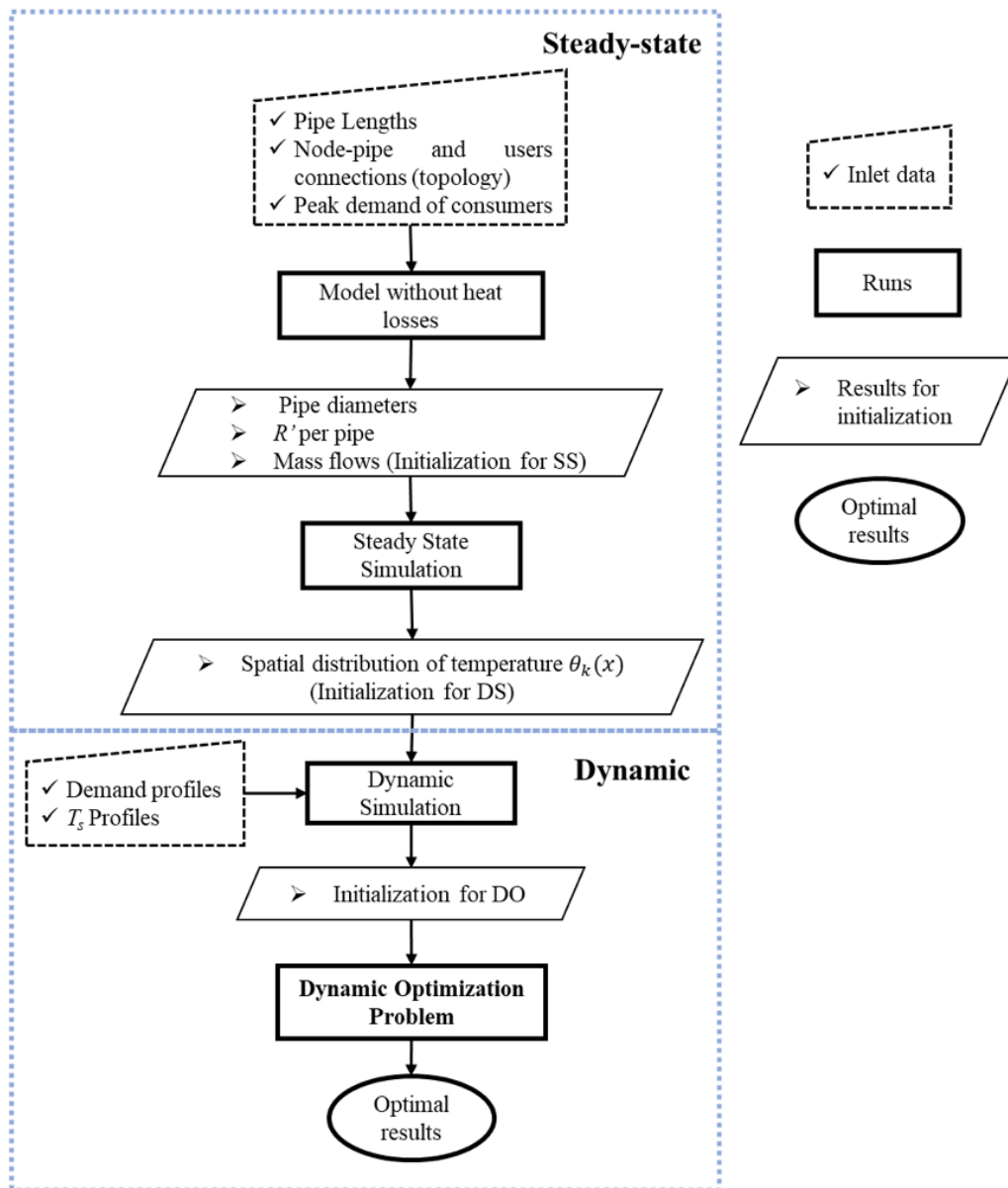


FIGURE 1.75 – Méthodologie de résolution du problème d'optimisation dynamique des réseaux de froid.

le profil réel et le faux profil plat précédent. Le coefficient m , sur la figure 1.76, contrôle l'évolution progressive de l'homothétie. Les résultats de la simulation précédente servent d'initialisation à la simulation suivante.

Les simulations se succèdent ainsi avec m qui se rapproche petit à petit de 1 et en conséquence, avec les données d'entrée qui évoluent progressivement vers leur profil réel (voir figure 1.77). Les résultats de la simulation obtenue pour $m=1$ servent d'initialisation au problème d'optimisation dynamique.

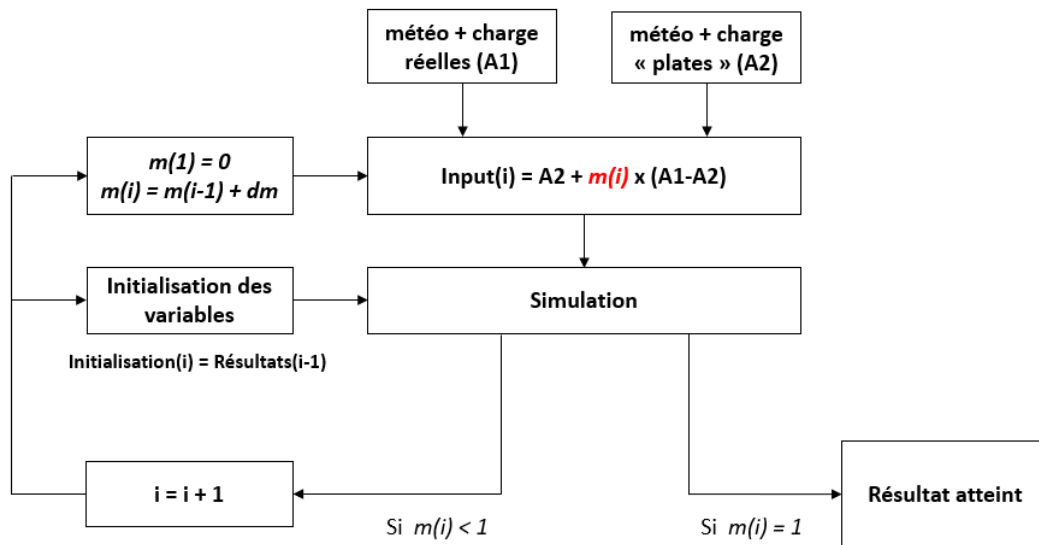


FIGURE 1.76 – Méthodologie de résolution du problème d'optimisation dynamique de centrale solaire thermique.

Le point commun que l'on retrouve entre ces quatre méthodologies est le fait que l'on parte d'un problème plus simple et facile à obtenir avec une initialisation par défaut. Les résultats servant d'initialisation à un problème plus complexe qui lui-même sert d'initialisation à un autre problème, ainsi de suite, jusqu'à arriver au problème d'optimisation complet. Une fois que la méthodologie adaptée au problème d'optimisation à résoudre est trouvée, le temps d'optimisation d'un système est généralement faible.

En conclusion de cette partie portant sur l'optimisation numérique des systèmes énergétiques, il est clair que cette approche a de nombreuses perspectives qui seront, pour certaines, présentées dans la partie "Perspectives de recherche" 3.4 de ce manuscrit. En effet, la synergie entre les différentes briques technologiques permettant de représenter un système complexe ne peut être prise en compte qu'avec des outils d'optimisation numérique. L'ensemble des solutions permettant de répondre à un problème de si grande dimension est bien trop conséquent pour pouvoir les étudier une par une. Par ailleurs, il n'est pas possible non plus de considérer les briques séparément les unes des autres car l'optimum de l'ensemble est forcément meilleur que l'ensemble des optima.

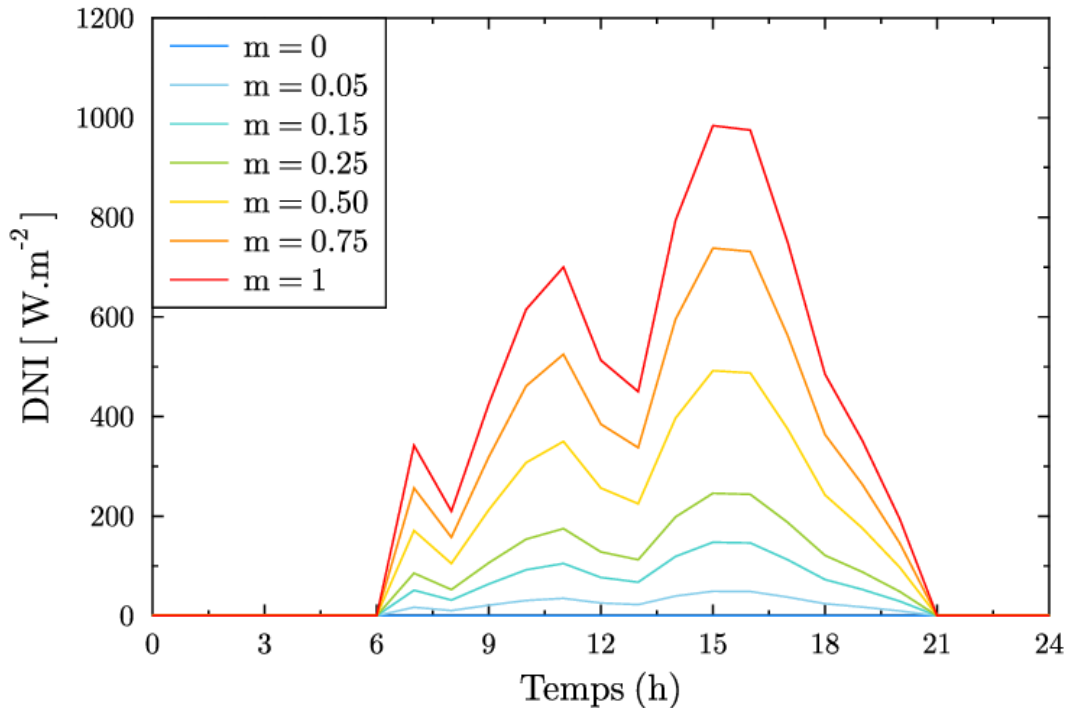


FIGURE 1.77 – Evolution des profils DNI - données d'entrée - dans la procédure de résolution du problème d'optimisation de centrale solaire thermique.

1.3 Conclusion de la synthèse des activités de recherche.

Il est difficile de faire une conclusion scientifique sur des activités de recherche allant de la modélisation fine de la turbulence, dans des écoulements présentant des variations de température telles qu'elles peuvent influencer l'écoulement moyen, à la modélisation de système énergétique de la taille d'un quartier ou d'une ville permettant de réaliser une optimisation dynamique.

Par contre, dans l'ensemble de ces activités de recherche, l'approche scientifique suivie a été globalement la même, à savoir : prendre en compte de la meilleure façon possible les phénomènes physiques mis en jeu. Bien évidemment, des hypothèses sont souvent réalisées mais dans ces cas là, un effort a toujours été fait afin de quantifier leurs influences et de prévenir avec honnêteté les lecteurs de leurs existences.

L'effort porté à la bonne représentation des phénomènes physiques à travers mes travaux de recherche a permis :

- de proposer un modèle représentant le réel comportement des flux turbulents dans les flammes de diffusion,
- de démontrer que la température ne peut pas toujours être considérée comme un scalaire passif dans les écoulements turbulents et qu'elle peut même influencer l'ensemble de l'écoulement,

- de proposer une méthodologie d'identification des risques de relaminarisation dans les récepteurs solaires haute température,
- de proposer des outils d'aide à la conception de systèmes énergétiques complexes intégrant au mieux les interactions entre les différents phénomènes physiques présents,
- de proposer des outils d'optimisation dynamique de systèmes énergétiques de grandes dimensions,
- de proposer des méthodologies de résolution de problèmes d'optimisation non-linéaires.

Chapitre 2

Perspectives de recherche

Perspectives de recherche.

Dans la suite mes activités de recherche, je tâcherai de continuer à prendre en compte de la meilleure façon possible les phénomènes physiques afin de pouvoir lever un maximum d'hypothèse dès lors que le problème le nécessitera et que les moyens informatiques le permettront. Les perspectives de recherche présentées ici suivront l'ordre scientifique utilisé dans le chapitre [1](#) et commenceront donc par les perspectives portant sur des problématiques de CFD en allant vers l'optimisation numérique des systèmes énergétiques.

2.1 Modélisation des effets liés aux fortes variations de températures.

Dans les travaux que j'ai effectué en combustion turbulente (section [1.1.1](#)), la prise en compte des effets liés à l'expansion thermique a été proposée à travers une modélisation spécifique des flux turbulents. L'idée de base étant de décomposer la vitesse en deux termes, un terme classique représentant le mélange turbulent et un autre lié à la réaction de combustion. Les flux modélisés dans ces travaux étaient le tenseur de Reynolds et le flux turbulent de fraction de mélange pour des flammes de diffusion.

Cette même approche peut être appliquée à des écoulements non-réactifs présentant de fortes variations de température comme présentés dans la section [1.1.2](#). L'objectif serait donc de ré-écrire le flux turbulent présent dans l'équation de conservation de l'énergie en appliquant la décomposition de vitesse et de faire apparaître le terme permettant de prendre en compte les effets liés à l'expansion thermique.

La géométrie du canal plan bi-périodique serait parfaite pour le développement de ce modèle car les seuls effets se rajoutant à la turbulence d'un écoulement simple dans cette configuration, sont ceux liés aux fortes variations de température. Ce projet pourrait donc se faire dès maintenant, mais comme nous l'avons vu dans l'étude portant sur les phénomènes de relaminarisation, plusieurs modèles RANS permettent de représenter plus ou moins bien ces phénomènes mais aucun ne donne le même résultat. Il manque encore des données de référence (DNS ou expérimentales) pour dire quel modèle est le plus performant.

Avec les données disponibles, il serait facile de caler le modèle afin qu'il corresponde parfaitement aux quelques DNS disponibles, mais dès que l'on sort de leurs caractéristiques thermique et dynamique, rien ne dit qu'il serait encore bon. Il est toujours facile de faire passer une droite entre deux points...

Il faudrait donc de monter un projet en collaboration avec un laboratoire pouvant effectuer des DNS de référence complémentaires.

Ce modèle de turbulence devrait ensuite démontrer son bon fonctionnement dans des configurations plus complexes comme par exemple une jonction en T mélangeant deux fluides de vitesse et de température différentes comme étudiée dans [ACTI10](#).

2.2 Modélisation des stockages thermiques de grande dimension.

Un projet qui permettrait de faire le lien entre mes activités de recherche "CFD" et "Optimisation" porterait sur les stockages thermiques de grande dimension par chaleur sensible dans de l'eau. Ce type de stockage est utilisé dans de nombreux systèmes (ex : Réseaux de chaleur, centrale solaire...) et doit être dimensionné en fonction du système énergétique qui l'alimente ainsi que du système à alimenter. Ceci passe donc par une modélisation du système incluant le stockage et qui permette de réaliser une optimisation dynamique. Dans la partie 1.2.3.2, nous avons commencé à travailler sur ce genre de stockage, mais la modélisation utilisée est encore perfectible.

En effet, Il peut arriver qu'au sein de la cuve, une strate ait une température plus élevée que celle située juste au-dessus. Ces inversions de température sont des phénomènes physiques qui, en CFD, sont généralement traités dans l'équation de conservation de la quantité de mouvement via un terme de flottabilité qui entraîne un mouvement de convection naturelle : le fluide chaud tend naturellement (car plus léger) à monter et un mélange thermique a donc lieu. De ce fait, lorsqu'on utilise un modèle 1D, il est plus difficile de prendre en compte ce phénomène. La plupart du temps, les auteurs le négligent car ils estiment qu'un système thermique avec stockage ne fonctionnerait pas de manière optimale si la température de la charge est plus faible que la température de haut de cuve. Un argument contraire est qu'il peut être pertinent d'injecter un flux thermique dont la température est inférieure à celle de la strate considérée, si tant est qu'elle permette d'augmenter l'énergie totale du stockage. L'objectif ici étant de fournir un maximum d'énergie. Dans ce cas, il devient indispensable d'être capable de représenter les inversions de température impliquant une re-stratification ainsi que les phénomènes de mélange.

Différentes techniques ont été développées afin de prendre en compte ces phénomènes au sein d'un modèle 1D, mais sont rarement applicables à des problématiques d'optimisation numérique :

- L'utilisation d'une routine de calcul externe aux équations différentielles (voir [Newton \(1995\)](#) ; [Kleinbach \(1993\)](#)) peut permettre de réarranger les températures des strates dans l'ordre souhaité ou de réaliser une moyenne des températures des strates concernées.
- Le coefficient de conduction "effective" peut être ajusté, au niveau des strates qui conviennent, de façon à être très grand lorsqu'une instabilité (inversion) apparaît et ainsi augmenter l'importance du terme de conduction/diffusion entre les strates entraînant une sorte d'homogénéisation des températures (voir [Powell \(2013\)](#) ; [Hawladar \(1988\)](#) ; [Viskanta \(1977\)](#)).
- Une autre méthode, proposée par [Baeten \(2016\)](#), prend en compte les phénomènes de flottabilité et de mélange directement dans l'équation différentielle.

Ces méthodes sont, pour certaines trop complexes afin de pouvoir être utilisées dans une approche d'optimisation dynamique, pour d'autres trop simples ou trop "cas dépendant".

L'objectif serait donc de proposer un modèle 1D permettant de représenter la re-stratification thermique dans un système de stockage qui soit utilisable dans des problèmes d'optimisation dynamique. Pour se faire, on pourrait suivre le plan d'action suivant :

- Obtention de données expérimentales : ces données pourraient certainement être fournies par la société NewHeat avec qui nous collaborons par ailleurs et qui est intéressée par ce type de problématique. Une autre possibilité serait de réaliser une collaboration avec le CEA INES afin d’avoir la possibilité d’utiliser la plate-forme “CALORIE” (micro-réseau de chaleur et de froid totalement instrumenté). Cette seconde possibilité nous permettrait de nous placer dans des cas particuliers pour lesquels l’étude de la stratification thermique serait encore plus complète.
- Simulation numérique fine du comportement thermique et dynamique du stockage (type CFD) : Ces simulations seraient d’abord validées avec l’expérience puis complétées afin d’obtenir une base de données exhaustive permettant de connaître la dynamique des phénomènes de re-stratification et de mélange dans les cas de charge, décharge ainsi que dans les cas sans débit.
- Développement du modèle simplifié : En partant des modèles existant multi-node, il faudrait sélectionner le plus pertinent puis l’améliorer afin d’obtenir un modèle robuste et précis pour la modélisation de la stratification thermique. Les coefficients de ce modèle seraient obtenus par identification des paramètres en utilisant la base de données de CFD.
- Intégration du modèle dans des outils d’optimisation dynamique de systèmes énergétiques : Le modèle développé pourrait facilement être testé sur les codes d’optimisation dynamique présentés dans la partie [1.2.3](#)

En plus des phénomènes de re-stratification, d’autres phénomènes sont difficilement représentables par les modèles déjà existant et pourraient l’être en suivant le plan d’action précédent. Par exemple, lorsque la charge et la décharge du ballon ne se fait pas avec des cinétiques identiques, il est difficile de trouver une discrétisation spatiale adaptée à moins que ces phénomènes soient pris en compte dès la conception du modèle. L’autre possibilité serait d’avoir des discrétisations différentes mais demanderait ensuite une étape de recalcul des températures entre les deux maillages dès que le fonctionnement du stockage changerait.

Le dernier effet à prendre en compte est l’homogénéisation de la température dans le ballon quand rien ne se passe. Le stockage se refroidissant par les parois, le fluide en proche paroi qui est le premier impacté va descendre, ce qui va créer un phénomène de convection naturelle qui aura tendance à casser la thermocline en mélangeant le ballon.

Il reste donc encore du travail à faire pour que l’utilisation d’un stockage thermique, même simple (dans de l’eau), puisse être considérée de façon optimale dans un système complexe.

2.3 Optimisation temps réel des centrales solaires thermiques.

Ce qui n’est qu’une perspective au moment où ce manuscrit est en cours de rédaction ne le restera pas longtemps car une thèse débutera en octobre 2020 sur ce sujet. Comme nous l’avons vu dans la partie [1.2.3.2](#), il est possible de réaliser l’optimisation dyna-

mique d'une centrale solaire thermique en utilisant des modèles relativement fins sur un horizon de temps court et avec un temps de calcul faible. Ce premier travail a aussi montré qu'il était possible de gérer de façon optimale une centrale solaire thermique en permettant un fonctionnement non-intuitif de cette dernière. Ceci nécessite toutefois d'avoir une bonne connaissance de l'état du système et des données d'entrée du modèle sur l'horizon de temps considéré.

Dans ce contexte, l'optimisation en « temps réel », ou optimisation basée sur les mesures, regroupe un ensemble de méthodes qui proposent d'utiliser les mesures disponibles en temps réel et les prévisions à court terme, pour corriger sur un horizon de temps glissant relativement limité, les trajectoires optimales des paramètres de fonctionnement, déterminées par le niveau de planification sur le long terme. L'optimisation en « temps réel » fait appel à des étapes de validation de données et d'identification de paramètres de façon à définir un état du système initial cohérent. Les profils temporels des variables de contrôle sont alors déterminés par des techniques d'optimisation dynamique.

En raison de l'incertitude des prévisions météorologiques et de la sensibilité du système à ces variations (le passage d'un nuage affecte directement la production de chaleur), l'optimisation en « temps réel » est donc une méthode qui paraît parfaitement adaptée aux systèmes thermiques. Bien que déjà utilisée dans le domaine du génie chimique (voir [François \(2014\)](#)), son apparition dans le domaine des systèmes énergétiques est assez récente et semble particulièrement prometteuse pour l'aide au pilotage d'installations solaires (voir [Rashid \(2019\)](#)).

L'objectif sera donc de proposer une méthodologie pour l'optimisation temps réel des centrales solaires thermiques. Ce type d'optimisation n'ayant jamais été utilisé au sein du LaTEP, cela permettra d'acquérir de nouvelles compétences qui pourront par la suite être réutilisées pour d'autres systèmes.

Pour mener à bien ce projet, il sera nécessaire de réaliser un état de l'art dans le domaine de l'optimisation en « temps réel » (RTO) de façon générale (différentes stratégies : Model Parameter Adaptation (MPA), Real-time Optimization with Persistent Adaptation (ROPA)...)

Nous pourrions ensuite modéliser les systèmes de production (capteurs solaires), des éléments de stockage afin de formuler les différentes étapes de la méthodologie d'optimisation « temps réel » : (i) estimation de l'état du système (réconciliation des données, identification des paramètres), (ii) optimisation dynamique.

Cette étape fera l'objet d'un partenariat avec une équipe de l'Université de San Paolo (USP, AP) spécialisée dans l'optimisation temps réel.

Pour finir, le problème d'optimisation pourra être résolu en recherchant une stratégie de résolution la plus adaptée possible. La démarche sera alors validée sur un ensemble de cas d'étude et des données réelles de la centrale de CONDAT fournies par NewHeat.

Cette perspective est très importante pour avoir une bonne cohérence concernant l'optimisation des systèmes énergétiques. Il est presque inutile d'optimiser le dimensionnement d'un système si la gestion de ce dernier utilise des habitudes passées et non pertinentes pour ce nouveau système.

2.4 Optimisation des réseaux multi-énergies.

À plus long terme, le projet de recherche du groupe de chercheurs avec qui je travaille est d'aller vers l'optimisation des réseaux multi-énergies. Ces optimisations pourront porter sur de l'aide à la conception de système de plus en plus grande dimension ou complexité, pouvant aller jusqu'à des problèmes d'optimisation de type MIDO (objectif final du projet RESEAUX CONCEPT qui va débiter en octobre 2020). D'autres problématiques porteront quant à elles, sur de l'optimisation "temps réel" de ces systèmes. C'est cette approche considérant différents angles de vue qui permettra de proposer de réels systèmes performants.

De plus, Il y a un réel intérêt à considérer les réseaux multi-énergies. En effet, dès qu'une synergie est possible entre plusieurs systèmes, le fait d'élargir les possibilités de recherche d'un optimum permet forcément de trouver une meilleure solution. Considérer plusieurs réseaux énergétiques permettra donc de trouver des solutions optimales qui seront forcément meilleures que si on ne considérait qu'un seul réseau.

Plusieurs exemples permettent de confirmer cet état de fait. Si l'on considère un effet d'échelle bien connu dans les grandes installations qui fait que plus sa taille est importante plus, si l'on considère une centrale solaire PV pour l'exemple, le prix du kWh_{électrique} produit sera faible. Si l'on optimise une centrale PV sans considérer son environnement, elle sera forcément, soit de petite taille et ne couvrira qu'une petite partie des besoins pour lequel elle est prévue, soit très grande et demandera de trouver un système de stockage de l'électricité onéreux et potentiellement polluant. Ceci retire en partie l'intérêt économique de la grande installation et même de l'intérêt écologique à utiliser l'énergie solaire.

Dès lors que l'on élargit le système, on voit la possibilité d'utiliser l'électricité excédentaire pour créer de l'hydrogène qui a pour vocation de devenir un vecteur énergétique très important dans le mix énergétique européen [Robles et al. \(2020\)](#). Cela permettra de construire une centrale PV de grande dimension pour un coût compétitif et en plus de pouvoir valoriser de l'hydrogène. Si les installations pouvant nécessiter de l'hydrogène (Bus Fébus Palois...) ne peuvent tout consommer, là encore se poserait le problème du stockage de l'hydrogène qui n'est pas chose aisée.

Élargissons encore un peu le système en incluant cette fois la possibilité de capter du CO₂ puis, par méthanation, convertir ce CO₂ et l'hydrogène en CH₄. Cette fois-ci, l'excédent de CH₄ qui ne serait pas consommé sur place pourra être injecté directement dans le réseau de gaz qui remplace avantageusement n'importe quel stockage. Grâce à cette nouvelle synergie, il est possible de diminuer les émissions de CO₂, de valoriser l'hydrogène en surplus et de "verdir" le réseau de gaz Français.

Les premières briques pour l'étude de ce genre de système sont en cours d'étude dans le projet "Impulse 2025" entre le LaTEP, TERECA et l'EPFL, mais pour arriver à l'optimisation d'un système complet la route sera encore longue.

Un autre exemple, pouvant utiliser en appoint du gaz "vert", reste les réseaux de chaleur et de froid. Nous avons déjà vu l'intérêt de permettre une synergie avec de la géothermie haute température en utilisant un système de co-génération pour produire de l'électricité.

Nous travaillons actuellement sur l'optimisation du mix énergétique de ces réseaux en optimisant les sites de production composés de plusieurs types de systèmes (solaire thermique, biomasse, gaz...). Pris séparément, ils ont tous des avantages et des inconvénients mais les réunir permet de tirer le meilleur de chacun.

Dans ce système, de nombreuses autres briques technologiques permettraient d'améliorer les performances. La prise en compte de pompe à chaleur pour rehausser ponctuellement la température du fluide et permettre d'alimenter des consommateurs particuliers. Ces pompes à chaleur ouvrent la possibilité de récupération de chaleur fatale à plus basse température qui aujourd'hui, est perdue.

Le froid solaire via des machines à absorption, utilisées dans le site de production ou en sous-station. Cette dernière possibilité a l'avantage certain de faire circuler du fluide chaud en été, ce qui limite les pertes thermiques dans les canalisations. Une fois en sous-station, le froid peut être produit pour alimenter les consommateurs. Le double avantage de ce système est que les mêmes canalisations peuvent être utilisées pour distribuer du chaud en hiver.

Les éco-quartiers, avec leurs demandes plus faibles en puissance mais aussi en température, offrent eux aussi la possibilité de récupération de la chaleur fatale à plus basse température. Ils permettront d'améliorer le rendement des centrales solaires thermiques moins performantes à haute température ou d'utiliser la géothermie moyenne ou basse température, bien moins coûteuse que la géothermie haute température.

La dernière piste présentée ici sera la prise en compte du solaire thermique décentralisé. Ce système à résoudre serait très spécifique mais ouvrirait de nombreuses possibilités pour palier au problème de taille nécessaire aux installations solaires de grande dimension. Ceci permettrait de faire entrer le solaire thermique dans les grandes villes dont le foncier est important en utilisant des ombrières sur les parkings et les toitures disponibles.

Il reste encore de nombreuses perspectives et de nombreux systèmes à étudier et optimiser. La montée en puissance des moyens informatiques rendra les résultats de ces études de plus en plus abordables pour les bureaux d'étude et les décideurs, ce qui pourra permettre à la transition énergétique de se faire au mieux...

Chapitre 3

Dossier individuel

Ce chapitre présente mon dossier personnel en commençant par la listes de mes publications et communications. Ceci est suivi par les informations des différentes personnes que j'ai encadrées puis par les détails des différentes collaborations et projets de recherche sur lesquels j'ai travaillé. Arrive ensuite l'énumération de mes activités d'expertise. Enfin, mes activités d'enseignement, administratives, pédagogiques puis de recherche sont détaillées.

3.1 Publications

Publications internationales dans des revues référencées dans les bases de données (ACL)

ACL13 - Fabien Marty, Sabine Sochard, **Serra Sylvain**, Jean-Michel Reneaume : "Multi-objective approach for a combined heat and power geothermal plant optimization", Chemical Product and Process Modeling, accepted, 2020.

ACL12 - **Serra Sylvain**, Erwin Franquet Valentin Boutrouche, Rémi Manceau : "Asymmetric reverse transition phenomenon in internal turbulent channel flows due to temperature gradients", International Journal of Thermal Sciences, accepted, 2020.

ACL11 - Scolan Simon, **Serra Sylvain**, Sochard Sabine, Delmas Pierre, Reneaume Jean-Michel : « Dynamic optimization of the operation of a solar thermal plant », Solar Energy, Volume 198, Pages 643-657, ISSN 0038-092X, 2020.

ACL10 - Arley Nova-Rincon, Sabine Sochard, **Serra Sylvain**, Jean-Michel Reneaume : « Dynamic simulation and optimal operation of district cooling networks via 2D orthogonal collocation », Energy Conversion and Management, Volume 207, 112505, ISSN 0196-8904, 2020.

ACL9 - Marty Fabien, **Serra Sylvain**, Sabine Sochard, Jean-Michel Reneaume : « *Exergy Analysis and Optimization of a Combined Heat and Power Geothermal Plant.* », Energies, Volume 12(6), Pages 1175-1197, 2019.

ACL8 - Marty Fabien, **Serra Sylvain**, Sabine Sochard, Jean-Michel Reneaume : « *Simultaneous optimization of the District Heating Network topology and the Organic Rankine Cycle sizing of a geothermal plant.* », Energy, Volume 159, Pages 1060-1074, 2018.

ACL7 - Boutrouche Valentin, Franquet Erwin, **Serra Sylvain**, Manceau Rémi : « *Influence of the turbulence model for channel flows with strong transverse temperature gradients.* », International Journal of Heat and Fluid Flow, Volume 70, Pages 79-103, 2018.

ACL6 - Sochard Sabine, Castillo Garcia Lorenzo, **Serra Sylvain**, Vitupier Yan, Reneaume Jean-Michel : « *Modelling a solar absorption chiller using positive flash to estimate the*

physical state of streams and theoretical plate concept for the generator. », Renewable Energy, Volume 109, Pages 121–134, 2017.

ACL5 - Mertz Théophile, **Serra Sylvain**, Henon Aurélien, Reneaume Jean-Michel : « *A MINLP optimization of the configuration and the design of a district heating network : Academic study cases.* », Energy, Volume 117, Part 2, Pages 450–464, 2016.

ACL4 - **Serra Sylvain**, Robin Vincent , Mura Arnaud, Champion Michel : « *Density Variations Effects in Turbulent Diffusion Flames : Modeling Of Unresolved Fluxes.* », Combustion Science and Technology , 186 :10-11, 1370-139, 2014.

ACL3 - **Serra Sylvain**, Toutant Adrien, Bataille Françoise., Zhou Ye : « *Turbulent kinetic energy spectrum in very anisothermal flows.* », Physics letters A ; 376 3177-3184, 2012.

ACL2 - **Serra Sylvain**, Toutant Adrien, Bataille Françoise, Zhou Ye : « *High temperature gradient effect on a turbulent channel flow using Thermal Large-Eddy Simulation in physical and spectral spaces.* », Journal of Turbulence ; 13 N49, 2012.

ACL1 - **Serra Sylvain**, Toutant Adrien, Bataille Françoise : « *Thermal Large Eddy Simulation in a very Simplified Geometry of a Solar Receiver.* », Heat Transfer Engineering, Volume 33 Issue 6 ; p. 505 - 524, 2012.

Publications dans des revues à comité de lecture non référencées (**ACLN**)

ACLN1 - Simon Scolan, Sabine Sochard, **Sylvain Serra**, Jean-Michel Reneaume : « *Nouveaux fluides dans les machines à absorption : cas des hydrocarbures.* », Revue générale du froid numéro 1161, Janvier/Février 2017.

Rapports de contrat industriel (**RAP**)

RAP1 - **Serra Sylvain**, Ouafa Bouloumou, Sébastien Menanteau, Daniel Bougeard, Jean-Luc Harion : « *Jonction fluide turbulente anisotherme - Étude des fluctuations thermiques pariétales à l'aval de la jonction par Simulation des Grandes Echelles* », 36 pages ; 2010

RAP2 - **Serra Sylvain**, Serge Russeil, Daniel Bougeard, Jean-Luc Harion : « *Étude, par voie de simulations numériques Grandes Échelles (LES), de l'intensification des échanges convectifs dans une géométrie de canal dont les parois sont munies de protrusion* », 79 pages ; 2011

3.2 Communications

Conférences internationales avec comité de lecture sur le texte complet (ACTI).

ACTI17 - Régis Delubac, **Serra Sylvain**, Sabine Sochard and Jean-Michel Reneaume, « A multi-period tool to optimize solar thermal integration in district heating networks », 33nd international conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, (ECOS 2020) ; ECOS, Osaka, japon, Annulé en raison du COVID19 mais les actes seront disponibles.

ACTI16 - Simon Scolan, **Serra Sylvain**, Sabine Sochard, Pierre Delmas and Jean-Michel Reneaume, « Dynamic optimization of the operation of a solar thermal plant tracking the solar radiation », 33nd international conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, (ECOS 2020) ; ECOS, Osaka, japon, Annulé en raison du COVID19 mais les actes seront disponibles.

ACTI15 - Meziane Akchiche, Jean-Louis Beauquin, Sabine Sochard, **Serra Sylvain**, Jean-Michel Reneaume, and Pascal Stouffs, « Recovery of wasted exergy of eruptive wells to enhance gas production and reduce greenhouse gas emissions », 33nd international conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, (ECOS 2020) ; ECOS, Osaka, japon, Annulé en raison du COVID19 mais les actes seront disponibles.

ACTI14 - Meziane Akchiche, Jean-Louis Beauquin, Sabine Sochard, **Serra Sylvain**, Jean-Michel Reneaume, and Pascal Stouffs, « Sustainable exergo-economic optimization of petroleum production systems », Escape 30, Milan, Italie ; 2020 ; conférence online suite au COVID19.

ACTI13 - Meziane Akchiche, Jean-Louis Beauquin, Sabine Sochard, **Serra Sylvain**, Jean-Michel Reneaume, Pascal Stouffs, Sustainable Exergo-economic optimization of petroleum production systems, - Mathias, Serris, France, Oct 2019.

ACTI12 - Nova-Rincon Arley, **Serra Sylvain**, Sochard Sabine and Reneaume Jean-Michel, « *Avoiding low ΔT syndrome of a district cooling network using dynamic optimization.* », 32nd international conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, (ECOS 2019), Wroclaw, Poland, June 23-28, 2019.

ACTI11 - Marty Fabien, **Serra Sylvain**, Sochard Sabine and Jean-Michel Reneaume, « *Economic optimization of a combined heat and power plant : solution strategy.* », 30th international conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, (ECOS 2017), San Diego, California, USA, July 2-6, 2017.

ACTI10 - Franquet Erwin, Boutrouche Valentin, **Serra Sylvain**, « *Influence of the thermal and RANS closures on walls heat transfers computations.* », 30th international conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, (ECOS 2017), San Diego, California, USA, July 2-6, 2017.

ACTI9 - Mertz Théophile, **Serra Sylvain**, Henon Aurélien and Reneaume Jean-Michel, « *A MINLP Optimization of the configuration and the design of a district heating network : Study case on an existing site.* », 15th International Symposium on District Heating and Cooling (DHC 2016), Seoul, Republic of Korea (South Korea) September 4-7, 2016.
Open access online : **Energy Procedia**, Volume 116, June 2017, Pages 236-248

ACTI8 - Marty Fabien, **Serra Sylvain**, Sochard Sabine and Reneaume Jean-Michel, « *Economic optimization of a combined heat and power plant : Heat VS Electricity.* », 15th International Symposium on District Heating and Cooling (DHC 2016), Seoul, Republic of Korea (South Korea), September 4-7, 2016.
Open access online : **Energy Procedia**, Volume 116, June 2017, Pages 138-151

ACTI7 - Mertz Théophile, **Serra Sylvain**, Henon Aurélien, Reneaume Jean-Michel, « *A MINLP optimization of the configuration and the design of a district heating network : academic study case.* », 28th international conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, (ECOS 2015), Pau, France, June 29 - July 3 2015.

ACTI6 - **Serra Sylvain**, Robin Vincent, Mura Arnaud, Champion Michel, « *Turbulent transport modeling in a hydrogen-air diffusion flame.* », 8th international symposium on the Turbulent and Shear Flow Phenomena (TSFP-8), Poitiers, France, 28 - 30 August 2013.

ACTI5 - **Serra Sylvain**, Robin Vincent, Mura Arnaud, Champion Michel, « *Effects of density variations in turbulent diffusion flames.* », 24th International Colloquium on the Dynamics of Explosions and Reactive Systems (ICDERS), Taipei, China, 28 July - 2 August 2013.

ACTI4 - Furieri Bruno, Russeil Serge, **Serra Sylvain**, Harion Jean-Luc, Meri Santos Jane, « *Analysis of fluid flow structures around an oblong stockpile perpendicular to wind flow direction.* », 13th International Conference on Wind Engineering (ICWE13), 8 p ; Amsterdam, Netherlands, 10 - 15 July 2011.

ACTI3 - **Sylvain Serra**, Adrien Toutant, Françoise Bataille, « *Physical mechanisms of high and transverse temperature gradient effects on solar receiver performances.* », 6th International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer (THMT09), 4 p ; Rome, Italie, 14 - 18 september 2009.

ACTI2 - **Sylvain Serra**, Adrien Toutant, Françoise Bataille, « *Effect of a high temperature gradient on a turbulent flow - study of kinetic-energy and temperature spectra.* », 6th International Conference on Computational Heat and Mass Transfer (ICCHMT09), 6 p ; Guangzhou, China, 18 - 21 May 2009.

ACTI1 - **Sylvain Serra**, Adrien Toutant, Françoise Bataille, « *Numerical investigation of a turbulent flow submitted to a high temperature gradient.* », 14th Solar Paces International Symposium, 8 p ; Las Vegas, Nevada USA, 4 - 7 March 2008.

Conférences nationales avec comité de lecture sur le texte complet (**ACTN**).

ACTN10 - Nova-Rincon Arley, **Serra Sylvain**, Sochard Sabine, Reneaume Jean-Michel, « *Dynamic Simulation of a district cooling system using 2D orthogonal Collocation.* », Congrès de la Société Française Thermique SFT, Pau 29/05 - 01/06 2018.

ACTN9 - Mertz Théophile, **Serra Sylvain**, Hénon Aurélien, Reneaume Jean-Michel, « *District heating network configuration and sizing optimization : multi-period optimization.* », Congrès de la Société Française Thermique SFT, Pau 29/05 - 01/06 2018.

ACTN8 - Marty Fabien, **Serra Sylvain**, Sochard Sabine, Reneaume Jean-Michel, « *Optimisation exergétique de la production d'électricité et de la distribution de chaleur d'une centrale de cogénération.* », Congrès de la Société Française Thermique SFT, Pau 29/05 - 01/06 2018.

ACTN7 - Ali-Jaafar Mohamad, **Serra Sylvain**, Sochard Sabine, Reneaume Jean-Michel, « *Modélisation dynamique d'un réseau de chaleur à débits variables.* », Congrès de la Société Française Thermique SFT, Marseille 29/05 - 01/06 2018.

ACTN6 - Boutrouche Valentin, Franquet Erwin, **Serra, Sylvain**, « *Etude de l'influence d'un fort gradient de température sur un écoulement turbulent à l'aide de modèles d'équations moyennées (RANS).* », Congrès de la Société Française Thermique SFT, Marseille 30/05 - 02/06 2017.

ACTN5 - Marty Fabien, **Serra Sylvain**, Sochard Sabine, Reneaume Jean-Michel, « *Optimisation énergétique et économique de la structure d'un Cycle Organique de Rankine : application à la géothermie haute enthalpie.* », Congrès de la Société Française Thermique SFT, Marseille 30/05 - 02/06 2017.

ACTN4 - Mertz Théophile, **Serra Sylvain**, Hénon Aurélien, Reneaume Jean-Michel, « *Optimisation de la configuration et du dimensionnement de réseau de chaleur urbain : Cas académique d'intégration d'EnR&R.* », Congrès de la Société Française Thermique SFT,

Toulouse 31/05 - 03/06 2016.

ACTN3 - Marty Fabien, **Serra Sylvain**, Reneaume Jean-Michel, « *Optimisation économique de la répartition chaleur et électricité pour une centrale géothermique à cogénération.* », Congrès de la Société Française Thermique SFT, Toulouse, France 31 mai 03 juin 2016.

ACTN2 - **Serra Sylvain**, Toutant Adrien, Bataille Françoise, « *Etude d'un fort gradient de température sur un écoulement turbulent à travers son effet sur la viscosité dynamique totale.* », Congrès de la Société Française de Thermique (SFT) ; Le Touquet, France, 25 - 28 mai 2010.

ACTN1 - **Serra Sylvain**, Husson Sabine, Bataille Françoise, « *Etude de la modélisation thermique d'un écoulement turbulent soumis à un fort gradient de température avec la Simulation des Grandes Echelles Thermique.* », Congrès de la Société Française de Thermique (SFT) ; Golfe du Moriban, France, 26 - 29 mai 2009.

Conférences nationales avec comité de lecture sur le résumé / séminaires (**COM**).

COM15 - Meziane Akchiche, Jean-Louis Beauquin, Sabine Sochard,, **Serra Sylvain**, Jean-Michel Reneaume, Pascal Stouffs, Analyse exergétique des systèmes de production pétroliers, ORALE - Congrès de la Société Française de Génie des Procédés - SFGP, Nantes, France, Oct 2019.

COM14 - Scolan Simon, Delmas Pierre, **Serra Sylvain**, Sochard Sabine, Reneaume Jean-Michel, « *Modélisation et simulation dynamique d'une centrale solaire thermique.* », - Poster, Congrès de la Société Française Thermique SFT, Nantes 03/06 - 06/06 2019.

COM13 - Delubac Régis, **Serra Sylvain**, Sochard Sabine, Reneaume Jean-Michel, « *Création d'un outil d'optimisation multi période pour l'intégration du solaire dans les réseaux de chaleur.* », - Poster, Congrès de la Société Française Thermique SFT, Nantes 03/06 - 06/06 2019.

COM12 - Marty Fabien, **Serra Sylvain**, Sochard Sabine, Reneaume Jean-Michel, « *Optimisation multiobjectif d'une centrale géothermique de cogénération électricité/chaleur.* », - Poster, Congrès de la Société Française Thermique SFT, Nantes 03/06 - 06/06 2019.

COM11 - Delubac Régis, **Serra Sylvain**, Sochard Sabine, Reneaume Jean-Michel, Defreville Hugues, Delmas Pierre, « *ISORC : Outils pour l'Intégration du SOLaire sur les Réseaux de Chaleur.* », Journées Nationales sur l'Énergie Solaire (JNES), Lyon, France, 27-29 juin 2018.

COM10 - Arley Nova-Rincon, **Sylvain Serra**, Sabine Sochard, Jean-Michel Reneaume. Optimisation dynamique d'un système de conversion, stockage et distribution de froid à

l'échelle urbaine. 6ème Colloque Recherche de la Fédération Gay Lussac "Chimie connectée", FGL, 6-8 déc., 2017, Lyon, France.

COM9 - Scolas Simon, Defreville Hugues, Delmas Pierre, **Serra Sylvain**, Sochard Sabine, Reneaume Jean-Michel, « *Modélisation et optimisation dynamique d'une centrale solaire thermique.* », Journées Nationales sur l'Énergie Solaire (JNES), Perpignan, France, 13-15 juin 2017.

COM8 - **Serra Sylvain**, Sochard Sabine, Reneaume Jean-Michel, « *Optimisation dynamique d'un système de conversion stockage et distribution de froid solaire à l'échelle urbaine.* », Journées Nationales sur l'Énergie Solaire (JNES), Perpignan, France, 28-30 juin 2016.

COM7 - Thierry Lemenand, Charbel Habchi, Akram Ghanem, **Serra Sylvain**, Jean-Luc Harion, Dominique della Valle, Hassan Peerhossaini, « *Concept innovant d'échangeurs-réacteurs de haute efficacité par contrôle dynamique passif avec des générateurs de vorticités flexibles* », Conference : Colloque du Programme interdisciplinaire Énergie du CNRS 2011 Montpellier, France, Mars 2011.

COM6 - **Serra Sylvain**, Toutant Adrien, Bataille Françoise, « *Etude des spectres d'énergie d'un écoulement turbulent soumis à un fort gradient de température.* », Séminaire Matériaux, Fluides à Hautes Températures (MFHT3) ; Gréoux les Bains, France, 22-24 octobre 2008.

COM5 - Toutant Adrien, **Serra Sylvain**, Bataille Françoise, « *Calcul haute performance pour l'optimisation de récepteurs solaires - Simulation d'écoulements turbulents fortement anisothermes.* », CINES Grands défis VABF ; Montpellier, France, 5 novembre 2008.

COM4 - **Serra Sylvain**, Toutant Adrien, Bataille Françoise, « *Numerical investigation of a turbulent flow submitted to a high temperature gradient.* », 4th Sollab Doctoral colloquium ; PSA, Almeria, Spain, 10 - 12 September 2008.

COM3 - **Serra Sylvain**, Bataille Françoise, « *Thermal large Eddy simulation for high temperature solar receiver.* », 3rd Sollab Doctoral colloquium ; Odeillo, France, 11 - 13 September 2007.

COM2 - **Serra Sylvain**, Husson Sabine, Bataille Françoise, « *Couplage écoulements pariétaux et transferts thermiques dans les récepteurs solaires à haute température.* », Journée des Chercheurs Calculant au CINES (JCCC) ; Montpellier, France, 22 mai 2007.

COM1 - **Serra Sylvain**, Husson Sabine, Bataille Françoise, « *Etude numérique d'un écoulement en canal avec différents gradients de température.* », Congrès de la Société Française de Thermique (SFT) ; Les Embiez, France, 29 mai - 1er juin 2007.

3.3 Encadrement de chercheurs

Après une description générale présentant la cohérence de mon encadrement doctoral sont énumérés pour chaque doctorant (D) les informations de : dates, taux d'encadrement, titre de la thèse, source de financement et le cas échéant et valorisation scientifique.

Les mêmes informations que pour les doctorants seront données pour les différents Post-Doc avec qui j'ai eu la chance de travailler puis les différents stagiaires de niveau Master que j'ai encadrés seront énumérés.

Thèse

J'ai encadré partiellement 2 doctorants lors de la période que j'ai passé à l'école des mines de Douai. Dans le cadre de l'Accord de Coopération Inter-universitaire (ACI) avec le CREVER (Universitat Rovira i Virgili de Tarragona), j'ai suivi un doctorant qui a passé 4 mois au LaTEP. Enfin, la thèse Lorenzo Castillo-Garcia (DP3) avait déjà débuté sa thèse avant mon arrivé au LaTEP.

Concernant les thèse que j'ai encadré en totalité ainsi que celles en cours, la première thèse au sein du LaTEP portant sur le transport de l'énergie et celle de Théophile Mertz (D1). Dans cette thèse a été développé une méthodologie d'optimisation numérique (type MINLP) de la conception et du dimensionnement des réseaux de chaleur urbain de 4^{ième} génération. L'objectif considéré est économique.

Un an après, sur la même thématique, a commencé la thèse de Fabien Marty (D2) sur l'optimisation structurelle d'un système de cogénération électricité/chaleur alimenté par un puits géothermique de grande profondeur. Le dimensionnement inclut à la fois un ORC (Organic Rankine Cycle) pour la production d'électricité et un réseau de chaleur urbain pour la valorisation de la chaleur. Deux fonctions objectif ont été étudiées, une économique et une exergetique.

En restant sur l'optimisation exergo-économique, la thèse de Méziane Akchiche (D5) porte elle sur l'analyse et l'optimisation des puits pour l'exploitation des gisements d'hydrocarbures dans la perspective de contenir le réchauffement climatique. Cette thèse a débuté très récemment (décembre 2017).

Enfin, trois autres thèses portant sur le transport de l'énergie sont en cours. Par rapport à celles susnommées, elles prennent en compte la dynamique du système. La thèse de Simon Scolas (D4) porte sur l'optimisation des centrales solaires thermiques. Ici, la prise en compte des évolutions temporelles est indispensable car l'énergie principale considérée est l'énergie solaire et le système étudié comporte un ou des stockages thermiques.

La thèse d'Arley Nova-Rincon (D3) porte elle, sur l'optimisation dynamique des réseaux de froid. Elle a pour objectif d'utiliser la méthode des collocations orthogonales doubles pour transformer un système d'équations algébro-différentiel en système algébrique pur afin de pouvoir utiliser des solveurs d'optimisation rapides et performants.

Enfin, la thèse de Régis Delubac (D6) porte sur le développement d'un outil d'aide à la

conception optimale des réseaux de chaleur Solaire. Dans cette thèse, le problème à résoudre sera « Massivement » multipériode afin de prendre en compte, pour le dimensionnement du système « centrale solaire/réseau de chaleur », la météo et les demandes de façon détaillées. Cette approche permettra aussi le dimensionnement d'un stockage thermique de grande dimension.

D6 - Régis Delubac ; débutée le 01/10/2018, Directeurs de thèse J.-M. Reneaume 100%.
APRED ADEME ISORC + Région Nouvelle Aquitaine OPTIMISER
Conception d'un outil logiciel pour l'intégration du solaire thermique dans les réseaux de chaleur.
Valorisation **ACTI17, COM11, COM13**

D5 - Meziane Akchiche ; débutée le 01/12/2017, Directeurs de thèse J.-M. Reneaume 50% et P. Stouffs 50%.
CIFRE TOTAL
Analyse et optimisation exergo-économique des puits pour l'exploitation des gisements d'hydrocarbures dans la perspective de contenir le réchauffement climatique.
Valorisation **ACTI13, ACTI14, ACTI15, COM15**

D4 - Simon Scolan ; débutée le 01/08/2017, Directeur de thèse J.-M. Reneaume 100%.
CIFRE NEWHEAT
Développement d'un outil de simulation et optimisation dynamique d'une centrale solaire thermique.
Valorisation **ACL11, ACTI16, COM9, COM14**

D3 - Arley Nova-Rincon ; débuté le 01/10/2016, Directeurs de thèse S. Serra 50%, J.-M. Reneaume 50%.
MESR UPPA
Optimisation dynamique d'un système de conversion, stockage et distribution de froid à l'échelle urbaine.
Valorisation **ACL10, ACTI12, ACTN10, COM10**

D2 - Fabien Marty ; soutenue le 27/11/2017 (3 ans et 1 mois), Directeurs de thèse S. Serra 50%, J.-M. Reneaume 50%.
AMI FONGEOSEC
Développement d'un outil d'aide à la conception optimale du réseau secondaire de distribution de chaleur d'une centrale géothermique.
Valorisation **ACL8, ACL9, ACL13, ACTI8, ACTI11, ACTN3, ACTN5, ACTN8, COM12**

D1 - Théophile Mertz ; soutenue le 14/09/2016 (durée 3 ans et 2 mois), Directeur de thèse J.-M. Reneaume 100%.
CIFRE NOBATEK incluse dans le PPAM THERMENERGY de l'ITE INEF4
Optimisation simultanée de la configuration et du dimensionnement des réseaux de chaleur

urbains.

Valorisation **ACL5, ACTI7, ACTI9, ACTN4, ACTN9**

Autres doctorants que j'ai partiellement encadré

DP4 - Faisal Asfand

2013 (pendant 4 mois)

Dans le cadre de l'Accord de Coopération Inter-universitaire (ACI) avec le CREVER (Universitat Rovira i Virgili de Tarragona)

CFD Simulation of Heat and Mass Transfer in Falling Film Horizontal Tube Absorbers.

DP3 - Lorenzo Castillo Garcia ; soutenue le 15/03/2016 (3 ans et 2 mois), Directeurs de thèse S. Sochard 50%, J.-M. Reneaume 50%.

Encadrement à 30% avec Sabine Sochard 40%, Jean-Michel Reneaume 30%.

AMI SCRIB

Développement d'un outil de simulation dynamique pour la conception d'une solution de climatisation solaire réversible.

Valorisation **ACL6**

DP2 - Bruno Furieri

Co-encadrant de thèse (pendant 2 ans)

2009→2011

Erosion éolienne de tas de stockage de matières granulaires sur sites industriels : amélioration des méthodes de quantification des émissions.

Valorisation **ACTI4**

DP1 - Catherine TURPIN

Co-encadrant de thèse (Pendant 1 an)

2009→2010

Amélioration des modèles de quantification des émissions particulaires diffuses liées à l'érosion éolienne de tas de stockage de matières granulaires sur sites industriels.

Post-Doctorant

P3 - Mohamad Ali-Jaafar

2017→2018 (durée 18 mois)

AMI FONGEOSEC ; Développement d'un outil de simulation dynamique d'un réseau chaleur.

Valorisation **ACTN7**

P2 - Charbel Habchi

2010→2011 (durée 12 mois)

Concept innovant d'échangeurs – réacteurs de haute efficacité par contrôle dynamique passif avec des générateurs de vorticité flexible.

Valorisation **COM7**

P1 - Ouafa Bouloumou

2009→2010 (durée 12 mois)

Jonction fluide turbulente anisotherme - étude des fluctuations thermiques pariétales à l'aval de la jonction par simulations numériques.

Rendu **RAP1**

Master

2020

Axel Detcheverry (ENSGTI)

Beta testing du code ENRSim et étude de sa complémentarité avec l'outil d'optimisation développer dans le cadre du projet ISORC

Julian Guerin (ENSGTI)

Recherche bibliographique portant sur les méthodes d'optimisation numérique "temps réel"

Arthur Feuvrier (ENSGTI)

Recherche de cas d'étude ou cas réel fournissant suffisamment de données pour valider un outil d'optimisation dynamique des réseaux de chaleur

2019

Mukesh Kumar (SIMOS)

Three dimensional CFD analysis of thermal storage tank.

Guillaume Fambon (ENSGTI)

Développement d'une interface utilisateur pour la création automatique d'un fichier permettant d'optimiser un réseaux de chaleur solaire.

2018

Arthur Subileau (ENSMA)

Simulation numérique d'une jonction en T générant de forts gradients de température.

2017

Quentin Burgi (ENSGTI)

Simulation numérique d'une jonction en T générant de forts gradients de température.

Elodie Godey (ENSGTI)

Installation, tests et rédaction de fascicule de TP 2A énergétique

Binbo Yuan (ENSGTI)

Installation, tests et rédaction de fascicule de TP 2A énergétique

2016

Johan Guérin (ENSGTI)

Modélisation d'un système de chauffage antique

Mateus Buriti (ENSGTI)- co-Tuteur Jean-Jacques SERRA !!!

Amélioration d'un cuiseur solaire à bas coût

Valentin Boutrouche (ENSGTI) **ACL7, ACL12, ACTI10, ACTN6**

Validation d'une approche RANS pour la simulation d'un écoulement à faible nombre de Mach en présence d'un gradient de température pariétale transverse.

2015

Simon Scolan (ENSGTI) **ACLN1**

Optimisation d'une machine frigorifique à absorption aux alcanes.

Louis Freychet (ENSGTI)

Validation d'une approche RANS pour la simulation d'un écoulement à faible nombre de Mach en présence d'un gradient de température pariétale transverse.

2014

Romain Giovannone (ENSGTI)

Validation d'un modèle représentant l'effet de variation de densité dans les flammes de diffusion.

Guillaume Berto (ENSGTI)

Validation d'une approche RANS pour la simulation d'un écoulement à faible nombre de Mach en présence d'un gradient de température pariétale transverse.

2013

Moussa Mbaye (ENSGTI)

Optimisation des réseaux de distribution d'énergie (état de l'art et premières réflexions).

2008

Lucie Redondo Magistère de physique fondamentale (Paris XI)

Recherche bibliographique sur les modèles de transferts thermiques par rayonnement dans le cadre d'une simulation LES.

3.4 Collaborations et projets.

Résumé :

- 6 projets institutionnels dont 2 en tant que responsable scientifique et 1 en tant que porteur de projet
- 4 contrats industriels dont 1 en tant que chef de projet

3.4.1 Contrats industriels

Dont je suis le chef de projet :

- 2017 - CIFRE avec la société NewHEAT (support de la thèse de Simon Scolan **D4**)
Tous les frais liés au doctorant sont pris en charge par la société.
Le LaTEP perçoit un accompagnement de 24 k€.

Auxquels je participe :

- 2019 - Collaboration avec la société TEREKA sur le projet « Impluse 2025 ».
Ce projet regroupe TEREKA, l'EPFL (équipe de François Maréchal) et le LaTEP. La contribution du LaTEP dans ce projet est le développement d'un outil de simulation et d'optimisation dynamique d'un système multi-énergies (chaud, froid, gaz et conversion électrique).
Le LaTEP perçoit un accompagnement 50K€.
- 2017 - CIFRE avec la société Total (support de la thèse de Meziane Akchiche **D5**)
Tous les frais liés au doctorant sont pris en charge par la société.
Le LaTEP perçoit un accompagnement 36K€.
- 2013 - CIFRE avec la société Nobatek (support de la thèse de Théophile Mertz **D2**)
Inclu dans le projet PPAM THERMENGY de l'ITE INEF4.
Tous les frais liés au doctorant sont pris en charge par la société.
Le LaTEP perçoit un accompagnement de 24k€.

3.4.2 Contrats institutionnels (région, ANR,...)

Dont je suis le porteur de projet et/ou le responsable scientifique :

- 2018 - APRED ADEME : ISORC - Outils pour l'Intégration du SOLAIRE dans les Réseaux de chaleur (support de la thèse de Régis Delubac **D5**).
Je suis le responsable scientifique côté LaTEP de ce projet. Le LaTEP est financé à 50%.
Il a donc fallu chercher un complément de financement.

- Région Nouvelle Aquitaine : OPTIMISER (Outils pour l'Intégration du Solaire dans les Réseaux de chaleur).

Ce projet, dont je suis le porteur, a été obtenu en Juillet 2018 et permet de compléter le financement du projet ISORC.

Ces deux projets visent la création d'outils pour dimensionner et optimiser en phase conception et pour améliorer la phase exploitation des réseaux de chaleur intégrant une ou des productions solaires thermiques. Une grande partie des développements seront à terme Open Access afin d'aider le développement de la filière Solaire Thermique dans les Réseaux de Chaleur.

Budget total du projet 422 k€. Aide financée par l'ADEME 193 k€

Budget LaTEP (un doctorat à venir) : 167 k€

Budget total du projet région : 108 k€. Demandé à la Région Nouvelle Aquitaine : 54 k€

Auxquels je participe :

- 2016 - MESR (support de la thèse d'Arley Nova-Rincon **D4**)

Notre objectif général est de proposer une méthodologie pour la gestion optimale des réseaux de froid en prenant véritablement en compte la dynamique du système (conversion, stockage et distribution).

Coût d'une bourse de thèse $\approx$ 90 k€

- 2014 - AMI ADEME FONGEOSEC (support de la thèse de Fabien Marty **D2** et Mohamad Ali-Jaafar **P1**)

Ce projet a pour but de concevoir et de réaliser un démonstrateur innovant d'une centrale géothermique haute enthalpie. L'énergie, ainsi récupérée en profondeur, servira à la cogénération d'électricité et de chaleur. Pour le LaTEP, la première étape est le développement d'un outil logiciel d'aide à la conception optimale d'un réseau secondaire de distribution de chaleur et du cycle organique de Rankine, tous deux alimentés par le puits géothermique.

La seconde étape est le développement d'un outil de simulation dynamique des réseaux de chaleur.

Budget total du projet : 71 M€

Financement de l'ADEME (subvention et avance remboursable) : 27.1 M€

Budget du LaTEP (2 doctorats et un post-Doc) : 1.7 M€

Budget du volet « surface » : 322 k€

- 2013 - PPAM THERMENERGY (projet intégrant la thèse CIFRE de Théophile Mertz **D1**)

L'enjeu du projet THERMENERGY est de développer des compétences, des méthodes et des outils dans le domaine de l'utilisation intelligente de l'énergie thermique à l'échelle de groupes de bâtiments ou de quartiers (approche de type SMARTGRID électrique transposée à la chaleur). Il s'agit in fine de proposer des solutions pour l'aide à la décision, l'aide à la conception et à l'optimisation de réseaux de chaleur urbains, existants ou neufs, en intégrant des outils de conception et de simulation de besoins énergétiques et des outils d'optimisation de réseau.

BUDGET global : 357 k€

- 2011 - AMI ADEME SCRIB - dispositif Solaire de Climatisation Réversible Intégrée au Bâti (support de la thèse de Lorenzo Castillo Garcia **DP3**)
Le projet SCRIB (dispositif Solaire de Climatisation Réversible Intégré au Bâti) a pour objectif le développement d'une solution de climatisation solaire réversible à haute efficacité énergétique répondant à l'ensemble des besoins thermiques des bâtiments industriels et tertiaires (climatisation, chauffage, froid industriel et eau chaude sanitaire). La solution technique retenue est une machine à absorption utilisant le binaire H₂O/NH₃.
Budget total du projet : 2.8 M€.
Budget pour le LaTEP : 139 k€.

- 2010 - PIE Vorflex - Concept innovant d'échangeurs – réacteurs de haute efficacité par contrôle dynamique passif avec des générateurs de vorticité flexible (support du postDoc de CHarbel Habchi **P2**).
J'étais le responsable scientifique côté DEI de ce projet qui c'est fait en collaboration avec le laboratoire de Thermocinétique de Nantes.
Ce projet vise l'amélioration de l'efficacité énergétique dans des échangeurs multifonctionnels par le re-engineering d'un dispositif du type HEV (High Efficiency Vortex), échangeur tubulaire muni en paroi de promoteurs de vorticité.
Budget total du projet : 150 k .
Budget pour le DEI : 40 k .

3.5 Expertises.

Rapporteur dans des revues :

Revue scientifiques :

2020

Applied Energy

Energy

Applied Thermal Engineering

2019

Energies

Applied Energy

3X Applied Thermal Engineering

Fluid Dynamics Research

2018

Energies

Applied Thermal Engineering

Energy Efficiency

Applied Energy

2016

International Journal of Chemical Engineering

2010

International Journal of Heat and Mass Transfer

Conférences internationales :

2020

International Conference on Energy Engineering and Environmental Protection

2018

International Conference on Mechanical, Electric and Industrial Engineering

2x International conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and environmental impact of energy systems

2015

3x International conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and environmental

impact of energy systems

Conférences nationales :

2020

3× Congrès de la Société Française de Thermique

2019

3× Congrès de la Société Française de Thermique

2018

3× Congrès de la Société Française de Thermique

2017

2× Congrès de la Société Française de Thermique

2016

4× Congrès de la Société Française de Thermique

Présidences de session de congrès internationaux :

ECOS 2015 : Chairman d’une des sessions “Process integration, simulation & optimization of energy systems”

ECOS 2017 : Co-Chairman d’une des sessions “Industrial Energy Use”

Membre de jury de thèse que je n’ai pas encadré :

2018 : Christina Kachacha, Mines ParisTech, PSL

Membre de jury de thèse que j’ai encadré :

2020 : Simon Scolan, **D4**

2019 : Arley Nova-Rincon, **D3**

2017 : Fabien Marty, **D2**

2016 : Théophile Mertz, **D1**

2010 : Catherine Turpin, **DP1**

3.6 Enseignements

En résumé, les enseignements que j’ai effectués avant d’arriver à l’ENSGTI

Monitorat Université de Perpignan 2006/2009 : (64 h éq. TD/an)

- Simulation numérique - Initiation au logiciel Fluent
CM et TD : Fluent (Master 2 - Energies Solaire)
- Génie des réacteurs chimiques
CM et TD : (Licence 3 - Energies et Matériaux)
- TP (Bac+3) : Thermodynamique, Procédés, Thermique, Logiciel Coolpack, Logiciel PVsyst.

Maître assistant à l’école des mines de Douai 2009/2011 : (environ 200h/an)

- Transferts thermique conductif (Bac+2) :
CM et création d’un cours en ligne
- Thermique du bâtiment RT 2005 & 2012, initiation à Climawin (Mastère Bâtiment à Energie Positive).
- Encadrement de projet d’élèves ingénieur :
Deux projets scientifique et technique (bac +5), Mastère Spécialisé Bâtiment à Énergie Positive
Trois projets découverts de la recherche (bac +4), CFD, transfert thermique
Un projet de bac +5, Recherche d’une solution de séchage de Spiruline

ATER ENSMA 2012/2013 : (192h/an eq. TD) :

- Transfert thermique
- Convectif TD (Bac+4)
- Rayonnement TP (Bac+4)
- Projet élèves Machines thermiques -conduction (Bac +3)
- Thermodynamique
- TD thermodynamique de machine (Bac +3)
- Projet élèves thermodynamique - thermochimie (Bac +4)
- Traitement du signal
- TP Traitement du signal, Logiciel Labview (Bac +3)

Les enseignements que j’ai effectués à l’UPPA en tant que maître de conférences sont présentés dans le tableau suivant (moyenne de 240h eqTD/an). Sauf mention contraire, les enseignements sont réalisés à l’ENSGTI.

Dans la colonne formation, la première année de l’ENSGTI “1A” correspond au niveau bac+3. Les mentions : “TC” signifie Tronc commun (spécialité Energétique et Génie des Procédés), “EN” spécialité Energétique et “GP” spécialité Génie des Procédés. “SIMOS” est un master international pour lequel tous les enseignements sont en anglais.

Les années scolaires sont notées à la rentrée de septembre (ex 2019 => année 2019/2020).

Formation	Matière	Volume horaire	Année
1A TC	Mécanique des fluides	20h TD	2013 à 2019
	Calcul scientifique 1	20 h TD	2014 à 2017
	Programmation fortran	28h TD	2013
		20h TP $\approx$ 10 projets	2014 à 2016
		50hTP + 6 proj	2017
		60h TP + 9 proj	2018
		34h TP + 9 proj	2019
	TP 1A	$\approx$ 60h TP	2013 à 2015
	Programmation VBA	12h TD	2014 à 2016
		24h TD	2018 à 2019
1A EN	Conduction 2	6h CM, 10h TD	2019
2A TC	Méthodes d'optimisation	20h TD	2013 à 2019
	Projet Recherche	2 proj	2016
	Développement Innovation	5 proj	2017
		5 proj	2018
2A EN	TP 2A	8 proj	2019
		50h TP	2013
		30h TP	2014
		28h TP	2015
		16h TP	2016
		20h TP	2017
	Transfert de chaleur couplé 2	10h TD	2013
	Réseaux fluides	6h TD	2013
	Ecoulements compressibles	10h TD	2013 et 2015
	Changements de phase S/L	8h TD	2013
	Modélisation numérique	32h TD	2015 à 2017
	Modélisation numérique	8h TD	2019
	Thermique du bâtiment	10h TD	2015 à 2017
	CFD	32h TD	2019
2A GP	Contrôle commande	16h TD	2013 à 2014
3A TC	Projet Conception – (fin d'étude)	1 proj	2016
		2 proj	2017 à 2019
3A EN	Réseaux de chaleur	4h CM + 7 proj	2014 à 2016
	Renouvelable 1 : Solaire	2h CM, 4h TD	2019
M1 SIMOS	Energy conversion	4.5h CM, 6h TD	2019
M2 SIMOS	Energetic System Modelling	16hTD + 1 projet	2016
	Numerical tools for optimization	10h CM 10h TD + 1 proj	2016
	Numerical tools for optimization	10h CM 30h TD + 1 proj	2018 à 2019
	Final Project	1 proj	2018

3.7 Responsabilités

Activités administratives et pédagogiques :

- Depuis 2017 : Directeur des études adjoint de l'ENSGTI.
- Depuis 2017 : Membre élu au conseil de l'ENSGTI.
- Depuis 2016 : Membre élu au conseil de la fédération IPRA (Institut Pluridisciplinaire de Recherches Appliquées)
- Depuis 2019 : Membre de la Commission Thématique « Système d'Information » de l'UPPA.
- 2013-2018 : Référent TICE (Technologies de l'Information et de la Communication pour l'Enseignement) de l'ENSGTI et membre de la commission Thématique « Numérique et Éducatif » de l'UPPA
- 2015-2019 Membre de la commission qualité de l'ENSGTI : support aux dossiers CTI et de certification qualité ISO9001 + suivi de la qualité.
- Depuis 2015 : Responsable du Projet Recherche Développement Innovation de l'ENSGTI en deuxième année (Bac+4).
- 2013-2018 : Responsable des TP de première année (Bac+3) de l'ENSGTI en tronc commun.

Activités de recherche :

Délégation 2015 - 2016 (2ans) : Pilote scientifique de l'axe 2 "Bâtiments et Réseaux à énergie intelligente" du programme 3 "Exploiter" de l'Institut pour la Transition Énergétique : INnovation & Excellence Facteur 4 (ITE INEF4).

Organisation de congrès nationaux ou internationaux :

- SFT 2018 : Membre du comité d'organisation.
Ma principale activité porte sur le volet communication. Bien évidemment, je participe aux différents volets de l'organisation (relecture du site internet, recherche de sponsor...).
- ECOS 2015 : membre « non officiel » du comité d'organisation (Non officiel car je suis arrivé au LaTEP après la formation du comité d'organisation).
Grande implication dans l'expertise des résumés (environ 80 résumés traités) puis support permanent durant le congrès.

Bibliographie

- A. Fortin, J. G., M. Jardak et Pierre., R., *Old and new results on the two-dimensional poiseuille flow.*, Journal of Computational Physics, **115(2)**, pp. 455–469, 1994.
- A. Kolmogorov, C. R., *Dissipation of energy in a locally isotropic turbulence*, Doklady Akad. Nauk SSSR, **141** (Traduction anglaise dans : Am. Math. Soc. Translations 1958, Series 2, Vol 8, p. 87, Providence R.I)(32), 1941.
- Abe, H., Kawamura, H., et Matsuo, Y., *Surface heat-flux fluctuations in a turbulent channel flow up to $Re_\tau=1020$ with $Pr=0.025$ and 0.71* , International Journal of Heat and Fluid Flow, **25(3)**, pp. 404 – 419, 2004, turbulence and Shear Flow Phenomena (TSFP-3).
- A. Finlayson, B., *Orthogonal collocation in chemical reaction engineering*, Catalysis Reviews, **10(1)**, p. 138, 1974.
- AFNOR, *Installations solaires thermiques et leurs composants. Capteurs solaires. Partie 2 : Méthode d'essai*, 2006.
- Allegrini, J., Orehounig, K., Mavromatidis, G., Ruesch, F., Dorer, V., et Evins, R., *A review of modelling approaches and tools for the simulation of district-scale energy systems*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, **52**, pp. 1391 – 1404, 2015.
- Arora, S., Dhaliwal, S., et Kukreja, V., *Solution of two point boundary value problems using orthogonal collocation on finite elements*, Applied Mathematics and Computation, **171(1)**, pp. 358–370, 2005.
- Auléry, F., Dupuy, D., Toutant, A., Bataille, F., et Zhou, Y., *Spectral analysis of turbulence in anisothermal channel flows*, Computers & Fluids, **151**, pp. 115–131, 2017.
- Auléry, F., Toutant, A., Bataille, F., et Zhou, Y., *Energy transfer process of anisothermal wall-bounded flows*, Physics Letters A, **379(24)**, pp. 1520–1526, 2015.
- Avellaneda, J., Bataille, F., et Toutant, A., *Dns of turbulent low mach channel flow under asymmetric high temperature gradient : Effect of thermal boundary condition on turbulence statistics*, International Journal of Heat and Fluid Flow, **77**, pp. 40 – 47, 2019a.
- Avellaneda, J., Toutant, A., Flamant, G., Neveu, P., et Bataille, F., *Entropy generation in nonisothermal flows : Influence of boundary condition type and intensity*, Journal of Thermophysics and Heat Transfer, **33(4)**, pp. 1085–1095, 2019b.

- Bae, J. H., Yoo, J. Y., et Choi, *direct numerical simulation of turbulent supercritical flows with heat transfer*, Physics of Fluids, **17**, pp. 105104–1–105104–24, 2005.
- Bae, J. H., Yoo, J. Y., Choi, H., et McEligot, D. M., *Effects of large density variation on strongly heated internal air flows*, Physics of Fluids, **18**, pp. 075102–1–075102–25, 2006.
- Bae, J. H., Yoo, J. Y., et McEligot, D. M., *Direct numerical simulation of heated CO_2 flows at supercritical pressure in vertical annulus at $Re = 8900$* , Physics of Fluids, **20**, pp. 055108–1–055108–20, 2008.
- Baeten, T. . P. S. R. F. H. L., B. ; Confrey, *A validated model for mixing and buoyancy in stratified hot water storage tanks for use in building energy simulations*, Applied Energy, **172(1)**, pp. 217–229, 2016.
- Bankston, C. A. et McEligot, D. M., *Turbulent and laminar heat transfer to gases with varying properties in the entry region of circular ducts*, International Journal of Heat and Mass Transfer, **13**, pp. 319–344, 1970.
- Biegler, L. T., *An overview of simultaneous strategies for dynamic optimization*, Chemical Engineering and Processing : Process Intensification, **46(11)**, pp. 1043–1053, 2007.
- Biegler, L. T., *Nonlinear Programming : Concepts, Algorithms, and Applications to Chemical Processes*, Society for Industrial and Applied Mathematics, 2010.
- Biegler, L. T. et Grossmann, I. E., *Retrospective on optimization*, Computers & Chemical Engineering, **28(8)**, pp. 1169–1192, 2004.
- Billard, F. et Laurence, D., *A robust $k-\varepsilon$ - k elliptic blending turbulence model applied to near-wall, separated and buoyant flows*, International Journal of Heat and Fluid Flow, **33(1)**, pp. 45–58, 2012.
- Boussinesq, J., *Théorie de l'écoulement tourbillonnant et tumultueux des liquides*, Gauthier-Villars et fils, Paris, 1897.
- Boutrouche, V., Franquet, E., Serra, S., et Manceau, R., *Influence of the turbulence model for channel flows with strong transverse temperature gradients*, International Journal of Heat and Fluid Flow, **70**, pp. 79–103, 2018.
- Branan, C. R., “*1 - Fluid Flow*,” in *Rules of Thumb for Chemical Engineers (Fourth Edition)*, Burlington : Gulf Professional Publishing, 2005.
- Brillant, G., Husson, S., et Bataille, F., *Subgrid-scale diffusivity : wall behaviour and dynamic methods*, ASME Journal of Applied Mechanics, **73(3)**, pp. 360–367, 2006.
- Calvin, C., Cueto, O., et Emonot, P., *An object-oriented approach to the design of fluid mechanics software*, Mathematical Modelling and Numerical Analysis, **36(5)**, pp. 907–921, 2002.
- Carey, G. et Finlayson, B. A., *Orthogonal collocation on finite elements*, Chemical Engineering Science, **30(5-6)**, pp. 587–596, 1975.

- Chapman, D., *Computational aerodynamics development and outlook*, AIAA Journal, **17(12)**, pp. 1293–1301, 1979.
- Chatelain, A., Ducros, F., et Métais, O., *Les of turbulent heat transfer : proper convection numerical schemes for temperature transport*, International Journal for Numerical Methods in Fluids, **44(9)**, pp. 1017–1044, 2004.
- Chen, Y., Arbeiter, F., et Schlindwein, G., *A comparative study of turbulence models for conjugate heat transfer to gas flow in a heated mini-channel*, Numerical Heat Transfer, Part A : Application, **61(1)**, pp. 38–60, 2012.
- Coon, C. W. et Perkins, H. C., *Transition from the turbulent to the laminar regime for internal convective flow with large property variation*, ASME J. Heat Transfer, **92(3)**, pp. 506–512, 1970.
- Daly, B. J. et Harlow, F. H., *Transport equations in turbulence*, Physics of Fluids, **13(11)**, pp. 2634–2649, 1970.
- Debusschere, B., Rutland, C. J., et al, *Turbulent scalar transport mechanisms in plane channel and couette flows*, International Journal of Heat and Mass Transfer, **47**, pp. 1771–1781, 2004.
- Dupuy, D., Toutant, A., et Bataille, F., *Turbulence kinetic energy exchanges in flows with highly variable fluid properties*, Journal of Fluid Mechanics, **834**, pp. 5–54, 2018.
- Dupuy, D., Toutant, A., et Bataille, F., *Effect of the reynolds number on turbulence kinetic energy exchanges in flows with highly variable fluid properties*, Physics of Fluids, **31(1)**, 2019a.
- Dupuy, D., Toutant, A., et Bataille, F., *A posteriori tests of subgrid-scale models in strongly anisothermal turbulent flows*, Physics of Fluids, **31(6)**, 2019b.
- Dupuy, D., Toutant, A., et Bataille, F., *A priori tests of subgrid-scale models in an anisothermal turbulent channel flow at low mach number*, International Journal of Thermal Sciences, **145**, p. 105999, 2019c.
- Dupuy, D., Toutant, A., et Bataille, F., *Study of the large-eddy simulation subgrid terms of a low mach number anisothermal channel flow*, International Journal of Thermal Sciences, **135**, pp. 221 – 234, 2019d.
- Duquennoy, C. et Ledac, P., *Manuel de la formation développeur trio_u/priceles*, Rap. tech., CS SI, CEA, Grenoble, 2002.
- Durbin, P., *Near-wall turbulence closure modeling without "damping functions*, Theoretical and Computational Fluid Dynamics, **3(1)**, pp. 1–13, 1991.
- Elnashaie, S. et Cresswell, D., *Dynamic behaviour and stability of non-porous catalyst particles*, Chemical Engineering Science, **28(7)**, pp. 1387–1399, 1973.
- F. Dehoux, S. B. et Manceau., R., *An elliptic blending differential flux model for natural, mixed and forced convection*, Int. J. Heat Fluid Fl., **63**, pp. 190–204, 2017.

- François, G., *Manuscrit d'HDR*, Thèse de doctorat, Université de Lorraine, 2014.
- Fureby, C. et Grinstein, F. F., *Large eddy simulation of high-reynolds-number free and wall-bounded flows*, Journal of Computational Physics, **181**, pp. 68–97, 2002.
- Gerdt, M., *Optimal Control of ODEs and DAEs*, Walter de Gruyter, 2012.
- Gordeev, S., Heinzl, V., et Slobodtchouk, V., *Features of convective heat transfer in heated helium channel flow*, International Journal of Heat and Mass Transfer, **48(16)**, pp. 3363 – 3380, 2005.
- Hattori, H., Yamada, S., Tanaka, M., Houra, T., et Nagano, Y., *DNS, LES and RANS of turbulent heat transfer in boundary layer with suddenly changing wall thermal conditions*, International Journal of Heat and Fluid Flow, **41(Supplement C)**, pp. 34 – 44, 2013, eTMM9.
- Hawladar, T. Y. . L. T. S., M. N. A. ; Bong, *A thermally stratified solar water storage tank*, International Journal of Solar Energy, **6(2)**, pp. 119–138, 1988.
- He, S., Kim, W., et Bae, J., *Assessment of performance of turbulence models in predicting supercritical pressure heat transfer in a vertical tube*, International Journal of Heat and Mass Transfer, **51(19)**, pp. 4659 – 4675, 2008a.
- He, S., Kim, W., et Jackson, J., *A computational study of convective heat transfer to carbon dioxide at a pressure just above the critical value*, Applied Thermal Engineering, **28(13)**, pp. 1662 – 1675, 2008b.
- Husson, S., *Simulations des grandes échelles pour les écoulements turbulents anisothermes*, Thèse de doctorat, INSA de Lyon, 2007.
- Isaac, M. et van Vuuren, D. P., *Modeling global residential sector energy demand for heating and air conditioning in the context of climate change*, Energy Policy, **37(2)**, pp. 507–521, 2009.
- J. M. Longuski, J. J. G. et Prussing, J. E., *Optimal Control with Aerospace Applications*, New York : Springer-Verlag, 2014.
- Jain, R. et Gupta, N., *Review on orthogonal collocation method for solving ordinary differential equations*, Journal of Emerging Technologies and Innovative Research, **4(1)**, p. 6, 2017.
- Kachacha, C., *Methodology for the flexibility evaluation of heat integration solutions in eco industrial parks*, Thèse de doctorat, Université PSL, 2018.
- Kasagi, N. et Nishimura, M., *Direct Numerical Simulation of Combined Forced and Natural Turbulent Convection in a Vertical Plane Channel*, International Journal of Heat and Fluid Flow, **18(1)**, pp. 88–99, 1997.
- Kasagi, N., Tomita, Y., et Kuroda, A., *Direct numerical simulation of passive scalar field in a turbulent channel flow*, ASME J. Heat Transfer, **114(3)**, pp. 598–606, 1992.

- Kawamura, H., Abe, H., et Matsuo, Y., *Dns of turbulent heat transfer in channel flow with respect to reynolds and prandtl number effetc*, International Journal of Heat and Fluid Flow, **20**, pp. 196–207, 1999.
- Kim, J., Moin, P., et Moser, R., *Turbulence statistics in fully developed channel flow at lox reynolds number*, Journal of Fluid Mechanics, **177**, pp. 133–166, 1987.
- Kleinbach, W. A. K. S. A., E. M. ; Beckman, *Performance study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks*, Solar Energy, **20(2)**, pp. 155–166, 1993.
- Kozuka, M., Seki, Y., et Kawamura, H., *DNS of turbulent heat transfer in a channel flow with a high spatial resolution*, International Journal of Heat and Fluid Flow, **30(3)**, pp. 514 – 524, 2009, the Seventh International Symposium on Engineering Turbulence Modelling and Measurements, ETMM7.
- Launder., B. E., *n the computation of convective heat transfer in complex turbulent flows.*, Journal of Heat Transfer, **110**, p. 1112–1128, 1988.
- Lee, J., Hejzlar, P., Saha, P., Kazimi, M., et McEligot, D., *Deteriorated turbulent heat transfer (DTHT) of gas up-flow in a circular tube : Heat transfer correlations*, International Journal of Heat and Mass Transfer, **51(21)**, pp. 5318 – 5326, 2008a.
- Lee, J., Hejzlar, P., Saha, P., Stahle, P., Kazimi, M., et McEligot, D., *Deteriorated turbulent heat transfer (DTHT) of gas up-flow in a circular tube : Experimental data*, International Journal of Heat and Mass Transfer, **51(13)**, pp. 3259 – 3266, 2008b.
- Lee, J., Jung, S. Y., Sung, H. J., et Zaki, T. A., *Turbulent thermal boundary layers with temperature-dependent viscosity*, International Journal of Heat and Fluid Flow, **49(Supplement C)**, pp. 43 – 52, 2014a, 8th Symposium on Turbulence & Shear Flow Phenomena (TSFP8).
- Lee, J., Lee, J. H., Choi, J.-I., et Sung, H. J., *Spatial organization of large- and very-large-scale motions in a turbulent channel flow*, Journal of Fluid Mechanics, **749**, pp. 818–840, 2014b.
- Lee, J., Yoon Jung, S., Jin Sung, H., et Zaki, T. A., *Effect of wall heating on turbulent boundary layers with temperature-dependent viscosity*, Journal of Fluid Mechanics, **726**, pp. 196–225, 2013.
- Lessani, B. et Papalexandris, M. V., *Numerical study of turbulent channel flow with strong temperature gradients*, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, **18(3/4)**, pp. 545–556, 2008.
- Lessani, B., Papalexandris, M. V., et al, *Time-accurate calculation of variable density flows with strong temperature gradients and combustion*, Journal of Computational Physics, **212**, pp. 218–246, 2006.
- Manceau, R., *Recent progress in the development of the elliptic blending Reynolds-stress model*, International Journal of Heat and Fluid Flow, **51**, pp. 195–220, 2015.

- MEDDAT/CGDD/SEEI, *Calcul du coût global. objectifs, méthodologie et principes d'application selon la norme iso/dis 15686-5*, 2009.
- Menter, F. R., *Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications*, AIAA Journal, **32(8)**, pp. 1598–1605, 1994.
- Mikielewicz, D. P., Shehata, A., Jackson, J., et McEligot, D. M., *Temperature, velocity and mean turbulence structure in strongly heated internal gas flows : Comparison of numerical predictions with data*, International Journal of Heat and Mass Transfer, **45(21)**, pp. 4333 – 4352, 2002.
- Moser, R. D., Kim, J., et Mansour, N. N., *Direct numerical simulation of turbulent channel flow up to $Re_\tau = 590$* , Physics of Fluids, base de donnée disponible sur http://turbulence.ices.utexas.edu/MKM_1999.html, **11(4)**, pp. 943–945, 1999.
- Newton, B. J., *Modelling of Solar Storage Tanks*, Thèse de doctorat, M. Sc. Thesis., 1995.
- Ničeno, B. et Sharabi, M., *Large eddy simulation of turbulent heat transfer at supercritical pressures*, Nuclear Engineering and Design, **261(Supplement C)**, pp. 44 – 55, 2013.
- Nicoud, F., *Numerical study of a channel flow with variable properties*, CTR Annual Research Briefs, pp. 289–309, 1998.
- Nicoud, F., *Conservative high-order finite-difference schemes for low-Mach number flows*, Journal of Computational Physics, **158**, pp. 71–97, 2000.
- Nicoud, F. et Poinso, T., *DNS of a channel flow with variable properties*, dans *TSFP DIGITAL LIBRARY ONLINE*, Begel House Inc., 1999.
- OECD/IEA, *The future of cooling*, 2018.
- Olama, A. A., *District Cooling : Theory and Practice*, 1 edition, Boca Raton : CRC Press, 2016.
- Orlandi, P., Sassun, D., et Leonardi, S., *DNS of conjugate heat transfer in presence of rough surfaces*, International Journal of Heat and Mass Transfer, **100(Supplement C)**, pp. 250 – 266, 2016.
- Pao, Y., *Structure of turbulent velocity and scalar fields at large wavenumbers*, Physics of Fluids, **11(6)**, pp. 1063–1075, 1965.
- Papavassiliou, D. V. et Hanratty, T. J., *Transport of a passive scalar in a turbulent channel flow*, International Journal of Heat and Mass Transfer, **40(6)**, pp. 1303 – 1311, 1997.
- Patel, A., Boersma, B. J., et Pecnik, R., *The influence of near-wall density and viscosity gradients on turbulence in channel flows*, Journal of Fluid Mechanics, **809**, pp. 793–820, 2016.
- Patel, A., Peeters, J. W. R., Boersma, B. J., et Pecnik, R., *Semi-local scaling and turbulence modulation in variable property turbulent channel flows*, Physics of Fluids, **27(9)**, p. 095101, 2015.

- Perkins, H. C. et Worsoe-Schmidt, P., *Turbulent heat and momentum transfer for gases in a circular tube at wall to bulk temperature ratios to seven*, International Journal of Heat and Mass Transfer, **8(7)**, pp. 1011 – 1031, 1965.
- Perkins, K. R., Schade, K. W., et McEligot, D. M., *Heated laminarizing gas flow in a square duct*, International Journal of Heat and Mass Transfer, **16(5)**, pp. 897 – 916, 1973.
- Pirozzoli, S., Bernardini, M., Verzicco, R., et Orlandi, P., *Mixed convection in turbulent channels with unstable stratification*, Journal of Fluid Mechanics, **821**, pp. 482–516, 2017.
- Powell, T. F., K. M. ; Edgar, *An adaptive-grid model for dynamic simulation of thermocline thermal energy storage systems*, Energy Conversion and Management, **76(1)**, pp. 865–873, 2013.
- Pucciarelli, A. et Ambrosini, W., *Improvements in the prediction of heat transfer to supercritical pressure fluids by the use of algebraic heat flux models*, Annals of Nuclear Energy, **99(Supplement C)**, pp. 58 – 67, 2017.
- Quarteroni, A., Sacco, R., et Saleri, F., *Méthodes numériques pour le calcul scientifique*, Springer-Verlag, France, 2000.
- R. Manceau, S. P. et Laurence, D., *Turbulent heat transfer predictions using the v2-f model on unstructured meshes*, Int. J. Heat Fluid Fl., **21(3)**, pp. 320–328, 2000.
- R. Turton, D. B., J. A. Shaeiwitz et Whiting, W. B., *Analysis, synthesis, and design of chemical processes*, 5th ed. Prentice Hall, 2018.
- Ramos Bermudez, M., *Optimisation des systèmes de distribution de fluides et des réseaux de chauffage urbains à l'aide d'un algorithme génétique.*, Thèse de doctorat, Université de Laval., 2007.
- Rashid, S. S. P. K., K., *Process intensification of solar thermal power using hybridization, flexible heat integration, and real-time optimization*, Chemical Engineering and Processing - Process Intensification, **139(1)**, pp. 155–171, 2019.
- Rezaie, B. et Rosen, M. A., *District heating and cooling : Review of technology and potential enhancements*, Applied Energy, **93**, pp. 2 – 10, 2012.
- Robin, V., Mura, A., et Champion, M., *Direct and indirect thermal expansion effects in turbulent premixed flames*, Journal of Fluid Mechanics, **689**, p. 149–182, 2011.
- Robin, V., Mura, A., et Champion, M., *Algebraic models for turbulent transports in premixed flames*, Combustion Science and Technology, **184(10-11)**, pp. 1718–1742, 2012.
- Robles, J. O., Azzaro-Pantel, C., Garcia, G. M., et Lasserre, A. A., *Social cost-benefit assessment as a post-optimal analysis for hydrogen supply chain design and deployment : Application to occitania (france)*, Sustainable Production and Consumption, **24**, pp. 105 – 120, 2020.

- Saddoughi, S. et Veeravalli, S., *Local isotropy in turbulence boundary layers at high reynolds number*, Journal of Fluid Mechanics, **(348)**, pp. 333–372, 1994.
- Saha, S., Klewicki, J., Ooi, A., et Blackburn, H., *Comparison of thermal scaling properties between turbulent pipe and channel flows via DNS*, International Journal of Thermal Sciences, **89(Supplement C)**, pp. 43 – 57, 2015.
- Sameti, M. et Haghighat, F., *Optimization approaches in district heating and cooling thermal network*, Energy and Buildings, **140**, pp. 121 – 130, 2017.
- Sanchez, M., Aulery, F., A., T., et F., B., *Large eddy simulations of thermal boundary layer spatial development in a turbulent channel flow*, ASME J. Fluids Eng., **136(6)**, pp. 060906–060906–12, 2014.
- Scagliarini, A., Einarsson, H., Gylfason, Á., et Toschi, F., *Law of the wall in an unstably stratified turbulent channel flow*, Journal of Fluid Mechanics, **781**, 2015.
- Shehata, A. M. et McEligot, D. M., *Mean structure in the viscous layer of strongly-heated internal gas flows. Measurements*, International Journal of Heat and Mass Transfer, **41(24)**, pp. 4297 – 4313, 1998.
- Shome, B., *Numerical study of turbulent flow in heated circular tube using transitional shear stress transport turbulence model*, International Journal of Thermal Sciences, **79**, pp. 90 – 102, 2014.
- Spalart, P. R., *Strategies for turbulence modelling and simulations*, International Journal of Heat and Fluid Flow, **21**, pp. 252–263, 2000.
- Sveningsson, A. et Davidson, L., *Computations of flow field and heat transfer in a stator vane passage using the v2-f turbulence model*, J. Turbomach, **3(127)**, pp. 627–634, 2005.
- Syndicat National du chauffage urbain et de la climatisation urbaine (SNCU), P., *Enquête nationale sur les réseaux de chaleur et de froid : Edition 2017*, 2017.
- Söderman, J., *Optimisation of structure and operation of district cooling networks in urban regions*, Appl. Therm. Eng., **27(16)**, pp. 2665–2676, 2007.
- Talebi, B., Mirzaei, P. A., Bastani, A., et Haghighat, F., *A review of district heating systems : Modeling and optimization*, Frontiers in Built Environment, **2**, p. 22, 2016.
- Tiselj, I., *Tracking of large-scale structures in turbulent channel with direct numerical simulation of low Prandtl number passive scalar*, Physics of Fluids, **26(12)**, p. 125111, 2014.
- Tiselj, I. et Cizelj, L., *DNS of turbulent channel flow with conjugate heat transfer at Prandtl number 0.01*, Nuclear Engineering and Design, **253(Supplement C)**, pp. 153 – 160, 2012.
- Tiselj, I., Oder, J., et Cizelj, L., *Double-sided cooling of heated slab : Conjugate heat transfer DNS*, International Journal of Heat and Mass Transfer, **66**, pp. 781 – 790, 2013.

- Torii, S., Shimizu, A., Hasegawa, S., et Higasa, M., *Laminarization of strongly heated gas flows in a circular tube*, JSME International Journal Series II, **33(3)**, pp. 538 – 547, 1990.
- Torii, S., Shimizu, A., Hasegawa, S., et Kusama, N., *Laminarization of strongly heated annular gas flows*, JSME International Journal Series II, **34(2)**, pp. 157 – 168, 1991.
- Torii, S. et Yang, W.-J., *Laminarization of turbulent gas flow inside a strongly heated tube*, International Journal of Heat and Mass Transfer, **40(13)**, pp. 3105 – 3117, 1997.
- Torii, S. et Yang, W.-J., *Thermal-fluid transport phenomena in strongly heated channel flows*, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, **10(8)**, pp. 802–823, 2000.
- Torii, S. et Yang, W.-J., *Effect of heat flux ratio on two-dimensional horizontal channel flow*, Journal of Thermophysics and Heat Transfer, **18(1)**, pp. 73–78, 2005.
- Toutant, A. et Bataille, F., *Turbulence statistics in a fully developed channel flow submitted to a high temperature gradient*, International Journal of Thermal Sciences, **74**, pp. 104 – 118, 2013.
- Tsukahara, T., *Dns of turbulent channel flow at very low reynolds numbers*, ArXiv e-prints, 2014.
- Viskanta, M. K. A., R. ; Behnia, *Interferometric observations of the temperature structure in water cooled or heated from above*, Advances in Water Resources, **1(2)**, pp. 57–69, 1977.
- Wang, W.-P. et Pletcher, R. H., *On the large eddy simulation of a turbulent channel flow with significant heat transfer*, Physics of Fluids, **8(12)**, pp. 3354–3366, 1996.
- Werner, S., *International review of district heating and cooling*, Energy, **137**, pp. 617 – 631, 2017.
- White, F. M., *Viscous Fluid Flow, 2nd Ed.*, McGraw-Hill, New York, 1991.
- Wittmann, M., Eck, M., Pitz-Paal, R., et Müller-Steinhagen, H., *Methodology for optimized operation strategies of solar thermal power plants with integrated heat storage*, Solar Energy, **85(4)**, pp. 653–659, 2011.
- Yahya, S. M., Anwer, S. F., et Sanghi, S., *Turbulent forced convective flow in an anisothermal channel*, International Journal of Thermal Sciences, **88**, pp. 84–95, 2015.
- Zonta, F., Marchioli, C., et Soldati, A., *Modulation of turbulence in forced convection by temperature-dependent viscosity*, Journal of Fluid Mechanics, **697**, pp. 150–174, 2012a.
- Zonta, F., Onorato, M., et Soldati, A., *Turbulence and internal waves in stably-stratified channel flow with temperature-dependent fluid properties*, Journal of Fluid Mechanics, **697**, pp. 175–203, 2012b.
- Zonta, F. et Soldati, A., *Effect of temperature dependent fluid properties on heat transfer in turbulent mixed convection*, ASME J. Heat Transfer, **136(2)**, pp. 022501–022501–12, 2014.

Résumé

La modélisation dans le but de simuler ou d'optimiser le transport de l'énergie thermique demande certaines précautions quelle que soit la finesse des détails recherchés.

Les travaux présentés dans cette habilitation à diriger des recherches vont de la simulation numérique d'écoulements turbulents (CFD - Computational Fluid Dynamics) soumis à de fortes variations des propriétés physiques à l'optimisation de systèmes énergétiques complexes (PSE - Process Systems Engineering) tels que les réseaux de chaleur urbains. Ils tentent, autant que faire se peut, de conserver le plus de sens physique possible dans les modèles utilisés.

Au niveau de la CFD, les études portent sur la bonne représentation des flux turbulents pour les scalaires « actifs » tels que la fraction de mélange dans des flammes turbulentes ou la température dans les récepteurs solaires haute température.

Ces scalaires sont classiquement modélisés comme étant proportionnels au tenseur de Reynolds. Les résultats obtenus grâce à des modèles spécifiques pour les flux turbulents, s'appuyant sur les phénomènes physiques mis en jeu, montrent que cette hypothèse n'est pas toujours justifiée.

À une échelle plus grande, PSE, les systèmes sont si complexes que la turbulence peut difficilement être prise en compte lors des simulations et qu'elle ne l'est pas lors de l'optimisation. L'optimisation de ces systèmes passe par la minimisation d'une fonction objectif soumise à des contraintes pouvant être linéaires ou non. Prendre en compte la non-linéarité des phénomènes physiques complexifie la résolution du problème d'optimisation mais apporte plus de précision aux résultats. Dans cette partie, les travaux se focalisent sur les réseaux de chaleur urbains en commençant par leur optimisation structurelle en régime permanent qui implique des problèmes de type MINLP (Mixte Integer Non Linear Programming). Enfin, la prise en compte de la dynamique permet de représenter le détail des sites de production (stockage, solaire thermique, mix énergétique...) afin d'optimiser le fonctionnement dynamique de ces systèmes.

