Récupération d'énergie par cycle de Rankine à bord d'un véhicule : commande et gestion énergétique.

Johan Peralez

▶ **To cite this version:**

Johan Peralez. Récupération d'énergie par cycle de Rankine à bord d'un véhicule : commande et gestion énergétique.. Automatique / Robotique. UNIVERSITE CLAUDE BERNARD LYON 1, 2015. Français. NNT : 2015LYO10024 . tel-01144423v2

HAL Id: tel-01144423

https://theses.hal.science/tel-01144423v2

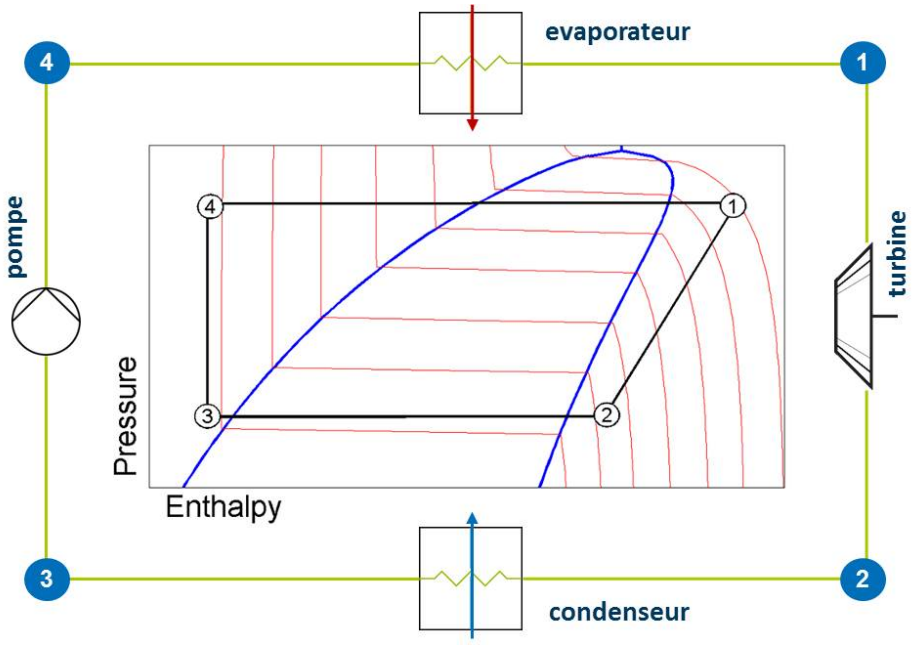
Submitted on 6 May 2015 (v2), last revised 4 May 2015 (v4)

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

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

Diplôme de Doctorat
Spécialité Automatique

Récupération d'énergie par cycle de Rankine à bord d'un véhicule : commande et gestion énergétique.



Johan PERALEZ

Université Claude Bernard Lyon 1

février 2015

N° d'ordre : 24-2015 Année 2015

THESE DE L'UNIVERSITE DE LYON

Délivrée par

L'UNIVERSITE CLAUDE BERNARD LYON 1

ECOLE DOCTORALE EEA

DIPLOME DE DOCTORAT (arrêté du 7 août 2006)

Spécialité

AUTOMATIQUE

soutenue publiquement le 25 février 2015

par

Mr Johan PERALEZ

TITRE : **Récupération d'énergie par cycle de Rankine à bord d'un véhicule : commande et gestion énergétique.**

devant le jury composé de

Mr	Mazen ALAMIR	Rapporteur
Mr	Yann CHAMAILLARD	Examinateur
Mr	Roberto CIPOLLONE	Examinateur
Mr	Pascal DUFOUR	Directeur de thèse
Mr	Vincent LEMORT	Rapporteur
Mme	Madiha NADRI WOLF	Co-directeur de thèse
Mr	Olivier SENAME	Président du jury
Mr	Paolino TONA	Encadrant IFPEN
et		
Mr	Antonio SCIARRETTA	Encadrant IFPEN, membre invité

UNIVERSITE CLAUDE BERNARD - LYON 1

Président de l'Université	**M. François-Noël GILLY**
Vice-président du Conseil d'Administration	M. le Professeur Hamda BEN HADID
Vice-président du Conseil des Etudes et de la Vie Universitaire	M. le Professeur Philippe LALLE
Vice-président du Conseil Scientifique	M. le Professeur Germain GILLET
Directeur Général des Services	M. Alain HELLEU

COMPOSANTES SANTE

Faculté de Médecine Lyon Est – Claude Bernard	Directeur : M. le Professeur J. ETIENNE
Faculté de Médecine et de Maïeutique Lyon Sud – Charles Mérieux	Directeur : Mme la Professeure C. BURILLON
Faculté d'Odontologie	Directeur : M. le Professeur D. BOURGEOIS
Institut des Sciences Pharmaceutiques et Biologiques	Directeur : Mme la Professeure C. VINCIGUERRA
Institut des Sciences et Techniques de la Réadaptation	Directeur : M. le Professeur Y. MATILLON
Département de formation et Centre de Recherche en Biologie Humaine	Directeur : Mme. la Professeure A-M. SCHOTT

COMPOSANTES ET DEPARTEMENTS DE SCIENCES ET TECHNOLOGIE

Faculté des Sciences et Technologies	Directeur : M. F. DE MARCHI
Département Biologie	Directeur : M. le Professeur F. FLEURY
Département Chimie Biochimie	Directeur : Mme Caroline FELIX
Département GEP	Directeur : M. Hassan HAMMOURI
Département Informatique	Directeur : M. le Professeur S. AKKOUCHE
Département Mathématiques	Directeur : M. le Professeur Georges TOMANOV
Département Mécanique	Directeur : M. le Professeur H. BEN HADID
Département Physique	Directeur : M. Jean-Claude PLENET
UFR Sciences et Techniques des Activités Physiques et Sportives	Directeur : M. Y.VANPOULLE
Observatoire des Sciences de l'Univers de Lyon	Directeur : M. B. GUIDERDONI
Polytech Lyon	Directeur : M. P. FOURNIER
Ecole Supérieure de Chimie Physique Electronique	Directeur : M. G. PIGNAULT
Institut Universitaire de Technologie de Lyon 1	Directeur : M. le Professeur C. VITON
Ecole Supérieure du Professorat et de l'Education	Directeur : M. le Professeur A. MOUGNIOTTE
Institut de Science Financière et d'Assurances	Directeur : M. N. LEBOISNE

Remerciements

En premier lieu, je tiens à remercier mon directeur de thèse, Pascal Dufour, pour la confiance qu'il m'a accordée en acceptant d'encadrer ce travail doctoral, pour ses multiples conseils et pour toutes les heures qu'il a consacrées à diriger cette recherche. J'aimerais également lui dire à quel point j'ai apprécié sa grande disponibilité tout au long de ce travail.

Je remercie les rapporteurs de cette thèse, Mazen Alamir et Vincent Lemort pour l'intérêt qu'ils ont porté à ce manuscrit et pour leurs remarques constructives.
J'exprime tous mes remerciements à l'ensemble des membres du jury : Yann Chamaillard, Roberto Cipollone, Olivier Sename.

Mes plus sincères remerciements s'adressent à Paolino Tona, pour le temps très important qu'il m'a consacré. La passion avec laquelle il exerce son travail et qu'il a mis au service de ce projet ont été une source continue de motivation pour moi.
Je remercie Madiha Nadri qui a grandement participé à la qualité de mon mémoire. Au-delà de ses conseils scientifiques, j'ai été extrêmement sensible à ses qualités humaines d'écoute et de compréhension tout au long de ma thèse.
Je remercie Antonio Sciarretta, ses recommandations et remarques furent à chaque fois riches de sens. Sa rigueur scientifique a contribué a donner de la cohérence à ce travail.

Je remercie également tous ceux qui ont rendu possible les résultats expérimentaux au sein d'IFP Energies Nouvelles. Merci à Olivier Lepreux et aux motoristes de Solaize et Rueil, leur professionnalisme, leur enthousiasme et leurs compétences m'ont beaucoup apporté. Merci aussi à Luc Voise pour son expertise technique et sa constante bonne humeur !

Je profite aussi de ces lignes pour exprimer toute ma gratitude aux enseignants de l'Université Lyon I, et tout particulièrement à Jean Claude Marques et Sami Othman qui m'ont encouragé et apporté leur précieux soutien au cours de mes études.

Enfin, merci à Firouze et Marouan, leur soutien et les nombreux moments de joie que nous avons partagés ont vaincu sans peine les quelques instants de découragements.

Je dédie cette thèse à Mireille.

Résumé

Au moins 30% de l'énergie produite par les moteurs à combustion interne est dissipée sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement. L'intérêt des constructeurs pour les systèmes de récupération de chaleur basés sur le cycle thermodynamique de Rankine est justifié par des réductions de consommation espérées entre 5 et 10%.

L'ambition de cette thèse est de contribuer à lever les principaux verrous liés à la gestion des procédés Rankine pour des applications « mobiles ». Ce manuscrit s'appuie sur trois cas d'étude avec, pour chacun, un procédé pilote destiné à être intégré respectivement sur des véhicules légers à moteur essence, sur des camions poids-lourds et sur des trains à propulsion hybride Diesel-électrique. Pour cela, des approches de l'automatique à base de modèle ont été développées.

Une nouvelle loi de commande non-linéaire, permettant l'asservissement de la température et de la pression en sortie d'évaporateur, est proposée. Il est montré expérimentalement que le système peut être maintenu dans des conditions permettant la récupération d'énergie sans discontinuer, même sur des cycles routiers très dynamiques.

La supervision énergétique du cycle de Rankine à bord d'un véhicule est ensuite abordée. Il s'agit de trouver les consignes pour la commande rapprochée qui permettent de maximiser l'efficacité énergétique d'un véhicule équipé d'un système de récupération d'énergie par cycle de Rankine. Il est montré que le gain énergétique apporté par l'optimisation dynamique temps réel proposée est important, comparé à une stratégie basée sur l'optimisation statique du système habituellement employée dans la littérature.

Mots-Clés

Récupération de chaleur résiduelle, récupération de chaleur à l'échappement, cycle de Rankine, échangeur de chaleur, évaporateur, frontières mobiles, supervision énergétique d'un véhicule, commande optimale, observateur implicite, programmation dynamique.

Laboratoire

Laboratoire d'Automatique et de Génie des Procédés, LAGEP UMR 5007, 43 boulevard du 11 Novembre, bâtiment CPE 308G, 69622 Villeurbanne Cedex.

Publications

Revue internationale à comité de lecture

- J. Peralez, P. Tona, M. Nadri, A. Sciarretta, P. Dufour. Optimal Control for an Organic Rankine Cycle on board a Diesel-Electric Railcar. *Journal of Process Control*. Accepté.

Conférences internationales à comité de lecture

- P. Tona, J. Peralez, et A. Sciarretta. Supervision and control prototyping for an engine exhaust gas heat recovery system based on a steam rankine cycle. In Advanced Intelligent Mechatronics (AIM), *In IEEE/ASME International Conference*, pages 695–701, 2012.

- J. Peralez, P. Tona, A. Sciarretta, P. Dufour, et M. Nadri. Towards model-based control of a steam rankine process for engine waste heat recovery. *In IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, pages 289–294, 2012.

- J. Peralez, P. Tona, O. Lepreux, A. Sciarretta, L. Voise, P. Dufour, et M. Nadri. Improving the control performance of an organic rankine cycle system for waste heat recovery from a heavy-duty diesel engine using a model- based approach. *In IEEE Conference on Decision and Control (CDC)*, pages 6830–6836, 2013.

- J. Peralez, P. Tona, A. Sciarretta, P. Dufour, et M. Nadri. Optimal control of a vehicular organic rankine cycle via dynamic programming with adaptive discretization grid. *In 19th IFAC World Congress*, pages 5671–5678, 2014

- J. Peralez, M. Nadri, P. Dufour, P. Tona, et A. Sciarretta. Control design for an automotive turbine rankine cycle system based on nonlinear state estimation. *In IEEE Conference on Decision and Control (CDC)*, pages 3316 – 3321, 2014.

Abstracts

More than 30% of the energy produced by internal combustion engines (ICE) is dissipated as heat through the exhaust gases. The interest of manufacturers in heat recovery systems based on the thermodynamic Rankine cycle is justified by announced reductions in fuel consumption ranging from 5 and 10% depending on the system and the driving cycle.

The aim of this thesis is to help remove the main barriers associated with supervising and controlling Rankine processes for « mobile » applications. This dissertation is based on three study cases, each corresponding to a pilot process installed in engine test benches at IFP Energies nouvelles (IFPEN). These are applications to be integrated respectively on board light-duty vehicles with spark-ignition engine, heavy-duty trucks and trains with Diesel-electric propulsion.

An original nonlinear (model-based) control law for the temperature and the pressure tracking at the evaporator outlet is proposed. It is shown experimentally that the system can be maintained under conditions allowing continuous energy recovery, even during highly transient road cycles.

Then the supervision of Rankine systems is addressed, resulting in the choice of optimal set-points (in term of energy management) for the low-level controller. An optimal control problem is formulated, allowing online implementation via dynamic real-time optimization. The proposed approach is validated on a realistic simulator, showing significant benefits in the amount of energy recovered when compared with the classical (static) approach found in Rankine cycle literature.

Keywords

Waste heat recovery, exhaust heat recovery, Rankine cycle, heat exchanger, evaporator, moving boundaries, optimal control, implicit observer, vehicle energy management, dynamic programming.

Table des matières

Introduction 17

I Modélisation du cycle de Rankine 23

1 Principe thermodynamique et cas d'étude 25
1.1 Principe et réalisation du cycle de Rankine . . . 25
1.2 Cas d'étude . . . 28

2 Modèles détaillés 33
2.1 Compression et détente . . . 33
2.2 Échangeurs thermiques . . . 35
2.2.1 Introduction . . . 35
2.2.2 Lois de conservation . . . 37
2.2.3 Méthode des volumes finis . . . 39
2.2.4 Méthode des frontières mobiles . . . 40
2.2.5 Validation . . . 45
2.3 Influence du dimensionnement . . . 46

3 Modèles réduits pour la commande 49
3.1 Introduction . . . 49
3.2 Modèles pour la commande rapprochée . . . 50
3.2.1 Découplage du circuit haute pression . . . 50
3.2.2 Séparation des dynamiques lentes et rapides . . . 50
3.2.3 Validation . . . 52
3.3 Modèle pour la supervision énergétique . . . 52
3.3.1 Modèle d'échangeur « à valeurs moyennes » . . . 53
3.3.2 Validation . . . 55

II Commande rapprochée, observation et diagnostic 57

4 Objectifs de la commande rapprochée 59
4.1 Analyse des Entrées - Sorties . . . 59
4.2 Objectifs de la commande rapprochée . . . 61

5 Cycle de Rankine à eau 65
5.1 Maîtrise de la surchauffe et de la pression . . . 65
5.1.1 Limites de la commande linéaire temps invariant . . . 65
5.1.2 Commande par gains séquencés (« gain scheduling ») . . . 67
5.1.3 Commande basée sur l'inversion de modèle . . . 68

5.1.4 Résultats et discussions . . . 69

6 Cycle de Rankine à fluide organique 75
6.1 Maîtrise de la surchauffe . . . 75
6.1.1 Formulation du problème . . . 75
6.1.2 Synthèse de la commande par pré-compensation . . . 75
6.1.3 Résultats expérimentaux . . . 79
6.1.4 Résultats de simulation . . . 82
6.1.5 Importance du dimensionnement . . . 82
6.2 Maîtrise de la surchauffe et de la pression . . . 84
6.2.1 Formulation du problème . . . 86
6.2.2 Synthèse de la commande . . . 87
6.2.3 Synthèse de l'observateur . . . 88
6.2.4 Résultats de simulation . . . 89
6.3 Diagnostic : cavitation . . . 91

III Supervision énergétique 97

7 Méthodes d'optimisation 99
7.1 Principe de la programmation dynamique . . . 99
7.2 Résolution hors ligne . . . 100
7.2.1 Algorithme level-set . . . 100
7.2.2 Nouvel algorithme avec grille adaptative (DPGA) . . . 102
7.2.3 Exemple de supervision energétique . . . 104
7.2.4 Parallélisation des algorithmes . . . 107
7.3 Recherche d'une stratégie en ligne . . . 109
7.3.1 Principe de Pontryagin (PMP) . . . 109

8 Supervision énergétique d'un ORC 113
8.1 Introduction . . . 113
8.2 Optimisation à bord d'un train Diesel-électrique . . . 114
8.2.1 Description du système . . . 114
8.2.2 Formulation du problème de commande optimale . . . 116
8.3 Solution hors ligne . . . 117
8.3.1 Commande optimale . . . 117
8.3.2 Dimensionnement optimal . . . 118
8.4 Supervision en ligne . . . 119
8.4.1 Modèle explicite . . . 121
8.4.2 Commande de la pression d'évaporation . . . 123
8.4.3 Optimisation dynamique temps-réel . . . 124
8.4.4 Résultat sur simulateur détaillé . . . 125

9 Supervision énergétique d'un véhicule hybride avec système Rankine 129
9.1 Introduction . . . 129
9.2 Gestion thermique d'un véhicule hybride électrique . . . 131
9.2.1 Description du système . . . 131
9.2.2 Formulation du problème de commande optimale . . . 134
9.2.3 Résolution hors ligne . . . 136

9.2.4 Supervision en ligne 136
9.3 Supervision énergétique d'un véhicule hybride avec système Rankine 142
9.3.1 Description du système 142
9.3.2 Formulation du problème de commande optimale 145
9.3.3 Résolution hors ligne 148

Conclusions **153**

Annexes **165**

A Transformation d'un système dynamique implicite en système explicite **165**

Introduction

Contexte

Enjeu énergétique

Au cours des dernières années, le poids croissant des questions environnementales et énergétiques a conduit à des avancées significatives en matière de réduction de la consommation des véhicules, ainsi que de leurs émissions polluantes. Les moteurs à combustion interne (MCI), toujours majoritaires, sont aujourd'hui beaucoup plus économes en énergie, grâce notamment à l'introduction de nouvelles architectures (suralimentation, injection directe essence) et au développement de systèmes de contrôle moteur de plus en plus performants. Toutefois, malgré ces progrès technologiques importants, l'efficacité énergétique des MCI reste limitée. Ainsi, même dans les moteurs les plus optimisés, plus de 30% de l'énergie produite par la combustion est toujours dissipée sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement.

Bien que seule une partie de cette énergie soit valorisable (l'exergie, en termes thermodynamiques), un potentiel existe pour la réduction de la consommation des véhicules propulsés par les MCI. Des nouvelles solutions sont actuellement à l'étude pour exploiter ce potentiel, dont les turbo-compounds, les générateurs thermo-électriques et les cycles thermodynamiques (de Stirling ou de Rankine).

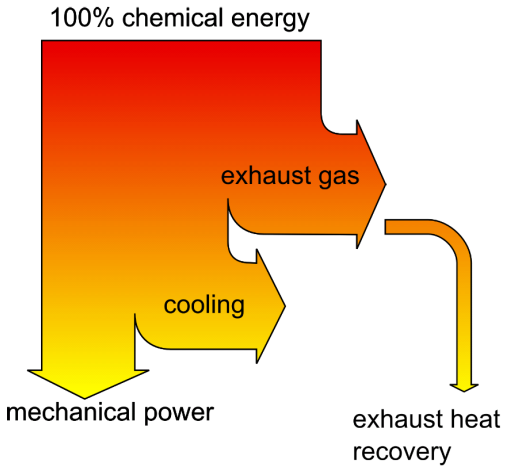


FIGURE 1 : Plus de 30% de l'énergie produite par un MCI est rejetée à travers les gaz d'échappement.

Systèmes de Rankine pour le transport

Les systèmes Rankine pour la récupération de chaleur dissipée (WHR, *Waste Heat Recovery*, en anglais) pour l'automobile appliquent le même principe utilisé pour la production

d'électricité dans la plupart des centrales thermiques de par le monde.

Une pompe fait circuler un fluide caloporteur dans un circuit fermé. Le fluide est chauffé jusqu'à sa vaporisation par un échangeur thermique (évaporateur) ou une série d'échangeurs alimenté(s) par une source chaude, par exemple, les gaz de combustion issus d'une chaudière. La détente du fluide vaporisé permet de produire de l'énergie mécanique et, in fine, à travers un générateur, de l'électricité. Le fluide sortant de la machine de détente est ensuite refroidi dans un condenseur dans lequel circule un fluide de refroidissement.

Typiquement, les systèmes de récupération d'énergie par cycle de Rankine pour des applications de transport peuvent être schématisés comme sur la FIGURE 2. Les différences principales avec les applications stationnaires résident dans le comportement fortement transitoire de la source chaude (constituée par les gaz d'échappement et éventuellement par d'autres fluides chauds du MCI) et dans la capacité limitée de refroidissement à bord. Les deux dépendent des conditions de roulage du véhicule.

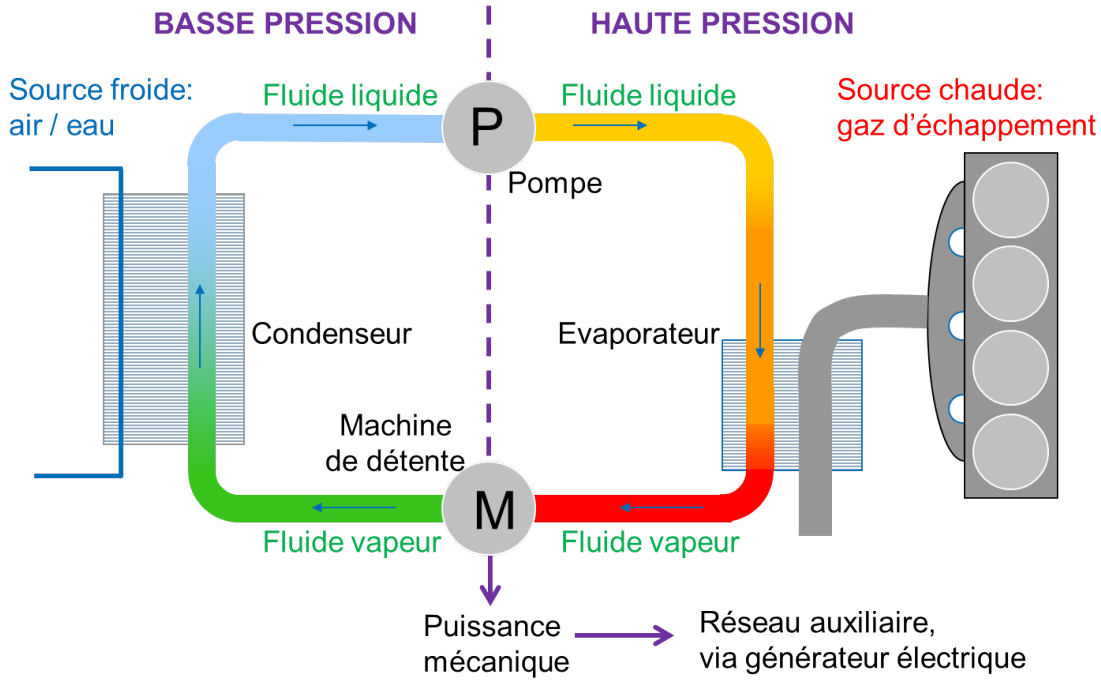


FIGURE 2 : Schéma de principe : système de récupération d'énergie par cycle de Rankine pour le transport routier.

Pour être viables, ces systèmes doivent être légers et compacts. Ainsi, les processus de pré-chauffage, vaporisation et surchauffe du fluide ont généralement lieu dans un seul et même échangeur thermique, l'évaporateur. L'évaporateur, dont la source chaude est généralement constituée des gaz prélevés sur la ligne d'échappement, en aval du système de dépollution (post-traitement), doit être conçu pour interférer le moins possible avec le fonctionnement du moteur (et notamment provoquer le moins de perte de charge possible). Au niveau du condenseur, la capacité de refroidissement sera nécessairement limitée comparée à celle d'une centrale électrique. La machine de détente peut être cinétique (turbine) ou volumétrique (par exemple, machine à pistons ou détendeur à spirale). C'est sans doute le composant le plus délicat à concevoir, étant donnée l'efficacité qu'il doit garantir sur une large gamme de conditions opératoires.

Dans la plupart des cas, les systèmes de Rankine pour les applications routières sont conçus pour produire de l'électricité via une génératrice connectée au réseau auxiliaire et/ou à un système de stockage d'énergie, bien que le travail mécanique puisse être directement fourni à la chaîne de propulsion via une transmission, comme dans Howell (2011).

Pour des applications stationnaires, l'eau est le fluide de travail de prédilection lorsque des grandes puissances (> 1 MW) sont en jeu, tandis que pour des puissances moindres (celles des unités de cogénération, par exemple), il convient de travailler avec des fluides organiques à masse moléculaire élevée (Bao et Zhao (2013)), tels que les hydrofluorocarbures (HFC) ou les hydrochlorofluorocarbures (HCFC). Ces fluides, dont les températures d'ébullition sont plus faibles que pour l'eau, à cause de leurs hautes masses moléculaires, sont les plus prometteurs pour la récupération d'énergie des gaz d'échappement des moteurs Diesel. L'eau reste toutefois intéressante à utiliser pour la récupération d'énergie pour les moteurs essence, dont les gaz d'échappement présentent des températures nettement plus élevées.

Contexte industriel

Les systèmes de récupération de chaleur basés sur le cycle thermodynamique de Rankine ont été le sujet d'intenses recherches pour les applications de transport routier au cours des dernières années. Par exemple, BMW (Ringler et al. (2009); Freymann et al. (2012); Horst et al. (2013, 2014)), Honda (Kato et al. (2006); Endo et al. (2007); Kadota et Yamamoto (2008); Matsumoto et al. (2009)) et Ford (Hussain et al. (2009); Hussain (2011)) ont travaillé sur le sujet pour des voitures, Cummins (Nelson (2009)), Caterpillar (Kruiswyk (2010)), Daimler Trucks (Singh (2011)) et Volvo (Espinosa et al. (2010, 2011); Howell (2011)) pour des camions. L'intérêt des constructeurs est justifié par des réductions de consommation espérées entre 5 et 10% selon le système et le cycle routier considéré (Skarke et al. (2012)).

Force est de constater que, malgré le développement de plusieurs prototypes de systèmes de Rankine pour le transport routier, leur viabilité pour une application réelle n'a pas encore été démontrée. En pratique, ces systèmes peinent à obtenir des performances satisfaisantes sur un large panel de conditions opératoires (transitoires). L'une des raisons pour lesquelles les systèmes de Rankine n'ont pas encore tenu leurs promesses, est qu'ils sont généralement conçus pour des performances nominales stationnaires, sans prendre en compte les conditions (fortement) transitoires auxquels sont sujets les MCI, notamment dues au cycle routier inconnu à l'avance. La question de la commandabilité est ainsi rarement posée en début d'étude. Finalement, si le système met trop de temps à atteindre des conditions de production (démarrage trop long) et/ou doit être arrêté trop souvent durant le roulage, les gains sont considérablement réduits.

Contexte scientifique

Ces dernières années, de nombreuses publications ont abordé le sujet des systèmes de récupération d'énergie pour les applications transport, basés sur le cycle de Rankine, comme en témoigne Sprouse III et Depcik (2013), qui présente un état de l'art sur les cycles de Rankine Organiques (ORC, pour *Organic Rankine Cycle*, en anglais) pour les MCI. La plupart des publications sont dédiées à la question de la conception (architecture, composants, fluides) et à l'évaluation de leur potentiel (de bons exemples sont El Chammas et Clodic (2005); Ringler et al. (2009); Teng et al. (2011); Boretti (2012)). Les publications sur les questions

de contrôle-commande sont en revanche, de façon surprenante, peu nombreuses.

Pourtant, le contrôle joue un rôle essentiel pour permettre la viabilité et l'efficacité des systèmes de récupération d'énergie basés sur le cycle de Rankine. Et, comme le montrent des études expérimentales telles que Endo et al. (2007); Horst et al. (2013), le contrôle des systèmes Rankine pour les applications mobiles est loin d'être trivial. Malgré cela, peu de recherches ont été menées à ce sujet.

En effet, dans les (rares) publications accompagnées de résultats expérimentaux pour ce type d'applications, les auteurs mettent systématiquement en avant la difficulté de contrôler les conditions du fluide de travail à la sortie de l'évaporateur. C'est le cas notamment de Park et al. (2011), où une procédure complète de démarrage et d'arrêt est décrite pour un cycle de Rankine où le fluide de travail est un mélange eau-éthanol, pour des applications poids-lourds. Le banc de test est commandé manuellement, en ajustant la vitesse de pompe pour une série de points de fonctionnement.

Le premier travail vraiment détaillé que nous avons relevé est Endo et al. (2007), où les auteurs présentent un système Rankine de récupération d'énergie pour un moteur essence dans un groupe moto-propulseur hybride, utilisant l'eau comme fluide de travail et une machine de détente volumétrique pour produire de la puissance électrique (via un générateur intégré). Des résultats expérimentaux sont fournis, pour un système de commande décentralisé composé de deux correcteurs proportionnels avec pré-compensateurs. Les consignes de vitesse de la pompe et de la machine de détente sont ajustées pour contrôler respectivement la température et la pression de la vapeur à la sortie de l'évaporateur.

Plus récemment, l'étude Horst et al. (2013), présente également des résultats expérimentaux basés sur un cycle de Rankine à eau. L'originalité principale est l'utilisation d'un modèle physique pour le calcul de pré-compensation (statique) de la vitesse de pompe.

Une vue plus macroscopique des questions de contrôle pour les systèmes de récupération d'énergie basés sur le cycle de Rankine dans les véhicules est donnée dans Stobart et al. (2007). L'impact de l'architecture sur la commandabilité est souligné, ainsi que le potentiel permis par l'utilisation de variables physiques (notamment la pression) en tant que variables de commande afin d'améliorer les performances du système.

Des approches d'optimisation énergétique globale pour des véhicules intégrant des systèmes Rankine pour la récupération d'énergie thermique ont été également présentées, notamment dans Merz et al. (2012) et Willems et al. (2012). Dans les deux cas, les stratégies de gestion optimale sont inspirées du Principe du Minimum de Pontryagin. Mais les modèles utilisés pour le système Rankine sont de simples fonctions de transfert du premier ordre, qui ne peuvent pas représenter fidèlement le système sur de larges conditions de fonctionnement.

Dans le cas plus général des ORC pour la récupération d'énergie fonctionnant avec des sources chaudes variables (pas nécessairement pour des applications de transport), les auteurs de Hou et al. (2011); Zhang et al. (2012a,b) appliquent des stratégies de commande basées sur des modèles linéaires (commande LQR ou commande MPC), validées autour d'un point de fonctionnement. Quoilin et al. (2011a) traite de la modélisation et du contrôle d'un ORC sur de plus grandes plages de fonctionnement. La température d'ébullition et la valeur de surchauffe sont contrôlées respectivement avec la vitesse de pompe et la vitesse de la machine de détente comme actionneurs. Des résultats de simulation sont donnés, montrant des performances acceptables. Malgré tout, les variations de la source chaude prises pour la simulation sont beaucoup plus lentes que celles rencontrées à l'échappement d'un moteur automobile,

en particulier concernant le débit massique.

Parmi les fluides organiques, le R245fa semble être le plus étudié (Katsanos et al. (2012); Kang (2012); Quoilin et al. (2011a); Boretti (2012); Espinosa et al. (2011)), bien qu'il soit un gaz à fort effet de serre. En plus de l'impact environnemental, l'utilisation d'un fluide organique peut comporter le risque de cavitation de la pompe, discuté par les auteurs de Pei et al. (2011) et Kang (2012). Il est important de noter, comme discuté dans Lang et al. (2013) que le choix du fluide pour des applications transports est un résultat de compromis, car aucun des fluides disponibles aujourd'hui ne remplit tous les critères qu'il serait nécessaire de respecter.

Il existe une littérature un peu plus riche sur la modélisation et le contrôle des cycles de compression vapeur pour l'air conditionné (« l'inverse » du cycle de Rankine) comme par exemple He et al. (1997), et les nombreuses publications du *Alleyne Research Group* (Rasmussen et Alleyne (2004); Rasmussen (2005); Alleyne et al. (2007)). Plus particulièrement, dans Rasmussen (2005), une approche solide est présentée à la fois pour la modélisation, se basant sur l'approche des frontières mobiles pour les échangeurs thermiques, et pour la synthèse de commande, développant des systèmes de commande de complexité croissante (depuis la commande décentralisée par PI jusqu'à la synthèse multivariable H_∞) pour améliorer les performances.

Organisation de ce mémoire

Ce mémoire se divise en trois parties, précédées par un chapitre introductif :

- **Partie I** :

  La première partie de cette thèse est consacrée à la modélisation dynamique du cycle de Rankine. Une architecture matérielle générique est tout d'abord détaillée, en se basant sur l'état de l'art concernant les systèmes de Rankine pour le transport. Deux types d'applications sont distinguées : le cycle de Rankine à eau ou à fluide organique. Leur choix correspond aux meilleurs candidats respectivement pour des applications avec moteur à essence ou Diesel.

  Le Chapitre 2 propose ensuite une modélisation détaillée de ces systèmes. On s'intéressera particulièrement au comportement dynamique des échangeurs thermiques, en se basant sur la méthode des frontières mobiles. Une première contribution est une méthode permettant de simuler les opérations de démarrage et d'arrêt, dans des conditions très transitoires.

  Des modèles simplifiés, mieux adaptés à la synthèse de lois de commande, sont proposés au Chapitre 3. Ce travail a été en partie présenté dans Peralez et al. (2012).

- **Partie II** :

  La deuxième partie est consacrée à la commande rapprochée, l'observation et le diagnostic des systèmes Rankine à bord de véhicules. Les degrés de liberté (autrement dit les commandes disponibles) et les objectifs en termes d'asservissement/régulation sont tout d'abord analysés. Il est mis en évidence les différences fondamentales entre les applications étudiées, menant à une distinction entre les applications utilisant de l'eau et une machine de détente volumétrique et celles utilisant un fluide de travail organique et une turbine cinétique.

La synthèse d'une loi de commande permettant la maîtrise des conditions en sortie d'évaporateur pour le Rankine à eau est détaillée au Chapitre 5.

L'adaptation nécessaire de cette loi de commande pour un Rankine organique est présentée au Chapitre 6. Une large partie y est consacrée aux résultats expérimentaux, obtenus sur banc moteur. Quelques résultats se trouvent dans Peralez et al. (2013, 2014a).

- **Partie III** :

  La troisième partie est consacrée à la supervision énergétique du cycle de Rankine à bord d'un véhicule. Il s'agit de trouver les consignes (pour la commande rapprochée) qui permettent de maximiser l'efficacité énergétique d'un véhicule équipé d'un système de récupération d'énergie par cycle de Rankine.

  Le Chapitre 7 introduit les méthodes d'optimisation utilisées par la suite, basée sur les principes du maximum de Pontryagin (PMP) et de la programmation dynamique (DP). Pour répondre aux difficultés généralement rencontrées en présence de contraintes sur l'état, un nouvel algorithme de DP est proposée.

  Au Chapitre 8, le cas d'un train Diesel-électrique est abordé. La recherche d'une solution optimale est d'abord résolue hors ligne par programmation dynamique. Une stratégie (sous-optimale) implémentable en ligne est alors proposée. Ces résultats ont été présentés dans Peralez et al. (2014b, 2015).

  La gestion énergétique d'un véhicule (léger) hybride électrique, avec stockage d'énergie (par batterie) est étudié au Chapitre 9. Il est montré que cette configuration impose des couplages importants entre le système de Rankine et le reste du véhicule, nécessitant une supervision globale (et complexe) de la thermique du véhicule.

Première partie

Modélisation du cycle de Rankine

Chapitre 1

Principe thermodynamique et cas d'étude

Résumé. *Ce premier chapitre présente le principe thermodynamique du cycle de Rankine et les composants matériels nécessaires à sa mise en œuvre. Les applications pratiques étudiées dans cette thèse sont présentées. Il s'agit d'applications destinées à être intégrées respectivement à bord de véhicules légers à moteur essence, à bord de camions poids-lourds et à bord de trains à propulsion Diesel-électrique.*

1.1 Principe et réalisation du cycle de Rankine

Cycle thermodynamique

La FIGURE 1.1 présente le principe thermodynamique du cycle de Rankine sous la forme de diagramme $p-h$ (pression-enthalpie) et les composants matériels associés. La courbe bleue, nommée dôme de saturation, délimite les états du fluide : le fluide est à l'état liquide, vapeur ou mixte selon qu'il se trouve à gauche, à droite ou à l'intérieur de ce dôme tandis qu'on parle d'état super-critique lorsqu'il se trouve au-dessus.

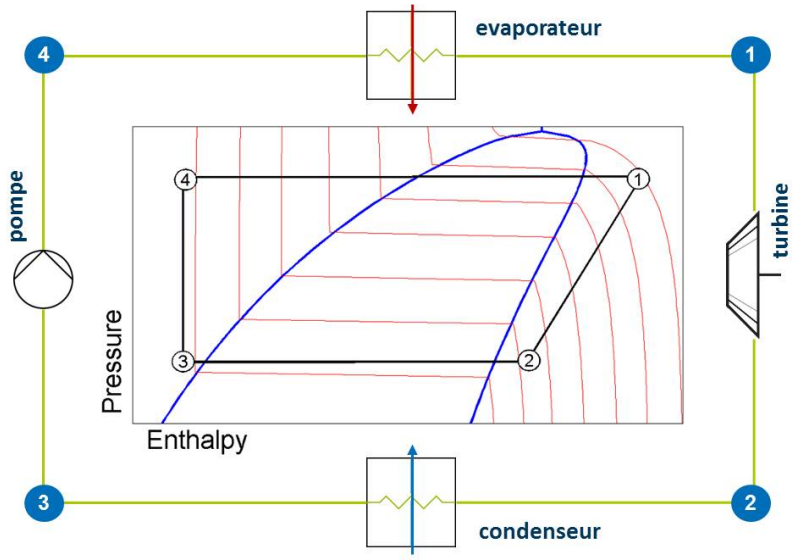


FIGURE 1.1 : Principe thermodynamique du cycle de Rankine.

Le fluide est mis sous pression par une pompe puis est vaporisé sous l'effet de la chaleur à travers l'évaporateur. L'énergie cinétique de la vapeur sous pression est alors récupérée par une machine de détente (turbine, machine à piston...). Le fluide doit alors être recondensé pour retourner à la pompe.

Le cycle de Rankine se distingue du cycle théorique de Carnot par la substitution des deux transformations isothermes par deux transformations isobares qui rendent possible sa réalisation technique. Le cycle de Rankine idéal est ainsi composé des quatre transformations suivantes :

$3 \rightarrow 4$: Compression adiabatique (sans échange de chaleur) et réversible (isentropique, c'est-à-dire sans frottements ni fuites, ...).

$4 \rightarrow 1$: Vaporisation isobare (sans chute de pression). L'évaporateur peut être divisé en trois zones : le préchauffage où le fluide est à l'état liquide, l'évaporation (à l'intérieur du dôme de saturation) et la surchauffe[1].

$1 \rightarrow 2$: Détente adiabatique et réversible.

$2 \rightarrow 3$: Liquéfaction isobare.

Les caractéristiques du fluide utilisé ont un impact majeur sur le rendement du cycle et le choix des composants matériels.

Fluide de travail

On distingue principalement deux catégories de fluide pour les applications du cycle de Rankine sous-critique (qui ne passe pas au-dessus du dôme de saturation).

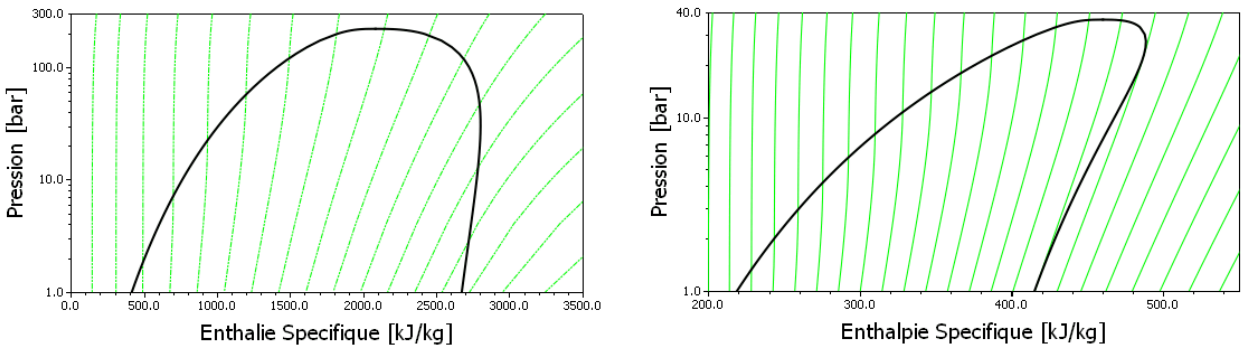
La première catégorie désigne les fluides dit humides, qui comprend notamment l'eau et l'éthanol. Il sont appelés ainsi en raison de l'allure de leurs courbes isentropiques dans la zone vapeur, comme illustré en FIGURE 1.2(a). Ainsi, l'état de vapeur n'est pas forcément conservé par le processus de détente. Par opposition, les fluides organiques[2] — semblables aux fluides utilisés dans les systèmes de climatisation — qui comprennent les alcanes, les alcanes fluorés, les éthers et les éthers fluorés (Saleh et al. (2007)), sont dits secs (FIGURE 1.2(b)).

L'eau se distingue également des fluides organiques par des valeurs beaucoup plus élevées concernant : la température de saturation (ou d'ébullition), la chaleur latente (énergie nécessaire à son évaporation) et la pression critique (pression seuil de l'état critique).

Ces différences impactent fortement le rendement du cycle, mais aussi le choix des composants matériels, le comportement dynamique du système ou les impératifs de sécurité (par exemple, l'utilisation de l'eau implique des températures de vapeur très élevées). Ainsi, la Section 1.2 classe les applications concrètes étudiées dans ce manuscrit selon ce choix et nous utiliserons régulièrement la distinction entre « Rankine à eau » et « Rankine organique » tout au long des chapitres suivants.

[1] La surchauffe est la « distance », en terme de température, qui sépare le fluide de sa température d'ébullition.

[2] Notons que l'éthanol est aussi un fluide organique mais « léger ». Par fluides organiques nous faisons référence à ceux avec masse moléculaire élevée.



(a) Eau (fluide humide) (b) R245fa (fluide sec)

FIGURE 1.2 : Diagramme semi-logarithmique pression-enthalpie : comparaison des courbes isentropiques d'un fluide humide et d'un fluide sec.

Architecture matérielle

La réalisation pratique du cycle de Rankine nécessite des composants supplémentaires comme le montre la FIGURE 1.3. Une branche de by-pass de la machine de détente (expanseur) est souvent installée pour opérer le démarrage et l'arrêt du système en sécurité : elle devient indispensable lorsque la machine de détente doit être exclusivement traversée par du fluide sous forme vapeur (sous peine de l'endommager). De même, un by-pass autour de l'évaporateur permet d'assurer la sécurité du système en limitant la mise sous pression du système due au débit de chaleur des gaz d'échappement.

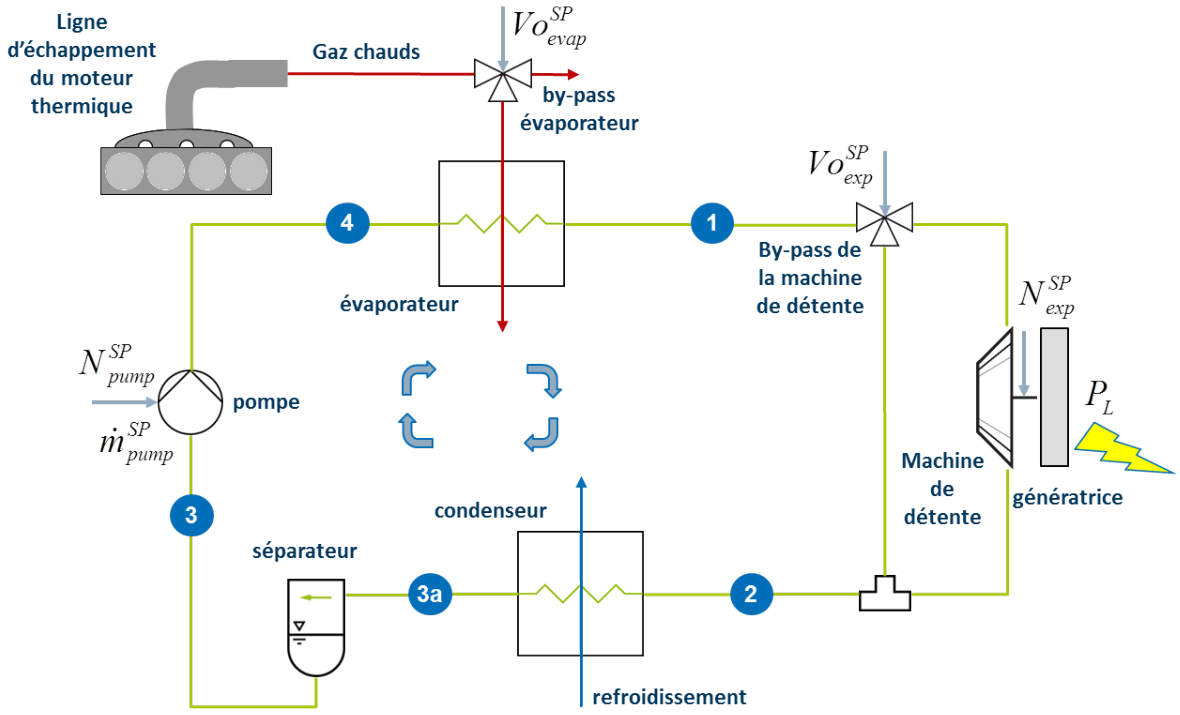


FIGURE 1.3 : Architecture matérielle d'un cycle de Rankine.

Des systèmes plus complexes (Ringler et al. (2009)) sont parfois proposés pour optimiser la récupération d'énergie. Par exemple, la chaleur résiduelle en sortie de la machine de

détente peut être valorisée par un processus de régénération, à travers un échangeur supplémentaire. Mais le coût, la complexité et les problèmes d'encombrement pénalisent ces options. C'est pourquoi nous nous concentrerons ici sur des systèmes ayant la structure présentée en FIGURE 1.3.

1.2 Cas d'étude

Ce manuscrit s'appuie sur trois cas d'étude avec, pour chacun, un procédé pilote mis en œuvre sur les sites d'IFP Energies nouvelles (IFPEN). Il s'agit d'applications destinées à être intégrées respectivement à bord de véhicules légers à moteur essence, à bord de camions poids-lourds et à bord de trains à propulsion Diesel-électrique.

Selon le type de moteur à combustion considéré — essence ou Diesel — il est montré que le fluide offrant le meilleur potentiel de rendement est différent. Dans le cas de l'essence, caractérisé par des températures de gaz d'échappement élevées, l'eau est considérée comme le meilleur candidat (Ringler et al. (2009)). Pour le Diesel, où la température des gaz est moindre, les fluides dit organiques apportent de meilleurs rendements en raison de températures d'ébullition plus basses (Wang et al. (2011a)).

Cycle de Rankine à eau

Application pour véhicule léger (essence)

Un prototype de système Rankine pour véhicule léger a été conçu par IFPEN et testé sur banc d'essai. L'étude pour une possible intégration au sein du compartiment moteur est présentée FIGURE 1.4.

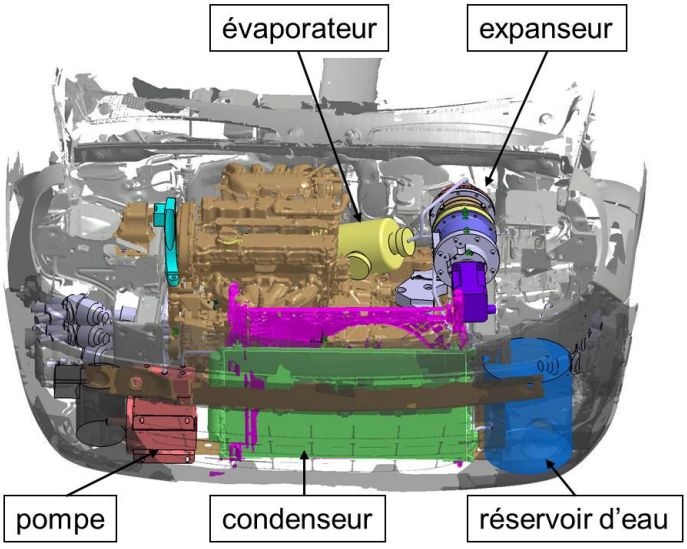


FIGURE 1.4 : Dessin de l'intégration possible du système Rankine à eau à bord d'une voiture.

Ici, l'eau est utilisée comme fluide de travail, à l'état pur. Outre ses bénéfices en terme de rendement par rapport aux autres fluides disponibles, l'eau ne présente pas de problèmes de stabilité, de toxicité, d'inflammabilité ou encore d'effet de serre. Le risque de gel qui accompagne l'utilisation d'eau pure peut être évité grâce à une méthode brevetée par IFPEN

(Ternel et al. (2011)). D'autre part, la mise à pression atmosphérique de la partie basse pression (BP) du circuit (comprenant le condenseur et le réservoir d'eau) évite les problèmes de cavitation de la pompe et de fuite bien connus pour ce type de système (Pei et al. (2011)) au prix d'une légère réduction du potentiel de récupération du système.

Le choix de l'expanseur, une machine à piston axial, est également adapté à l'utilisation de l'eau. En effet, une telle machine accepte un certain taux d'humidité lors du processus de détente et offre un taux de détente (ratio de densité entre l'entrée et la sortie) important, au bénéfice du rendement thermodynamique.

Un autre avantage, par rapport à une turbine cinétique, est sa faible vitesse de rotation (inférieure à 2500 tours/ min) qui permet de la coupler directement à un alternateur, évitant l'ajout d'une machine électrique haute vitesse. En revanche, les pertes par friction sont relativement importantes et pénalisent son rendement mécanique.

En raison de la forte chaleur latente de l'eau, les débits mis en jeu sont très faibles (inférieurs à 10g/s), permettant l'utilisation d'une pompe compacte. Il s'agit ici d'une pompe à piston, entrainée électriquement.

Ces composants sont visibles sur la photo du banc d'essai (Figure 1.5) où l'évaporateur est placé sur la ligne d'échappement du MCI (un moteur Renault 4 cylindres pour 1360cm^3).

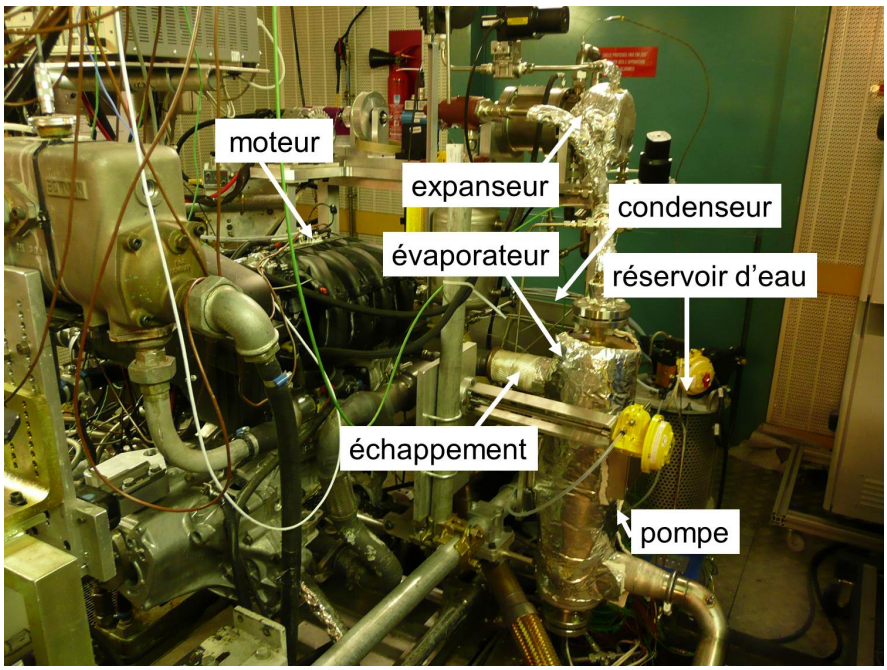


Figure 1.5 : Banc d'essai pour le système de Rankine à eau.

Cycle de Rankine à fluide organique

En présence d'une source chaude de température moins élevée, comme c'est le cas des gaz d'échappement des moteurs Diesel qui dépassent rarement les 350 °C, les fluides organiques offrent de meilleurs rendements.

Les deux applications détaillées ci-dessous utilisent une turbine cinétique. Une telle machine de détente peut garder une bonne efficacité pour des ratios de détente relativement

faibles. De plus, la grande densité des fluides organiques à l'état vapeur permet la conception de machines compactes (Bao et Zhao (2013)).

Application pour poids lourd

Ce procédé expérimental a été conçu par Renault Trucks pour la récupération d'énergie à bord d'un poids lourd. Ce système montré en FIGURE 1.6 a été dessiné et dimensionné avec les contraintes d'une intégration réelle sur véhicule. Le fluide organique sélectionné est le R245fa qui présente un compromis intéressant entre rendement, coût et contraintes environnementales.

Ce procédé a également pu être testé sur le site d'IFPEN, en charge du développement de la partie commande du système.

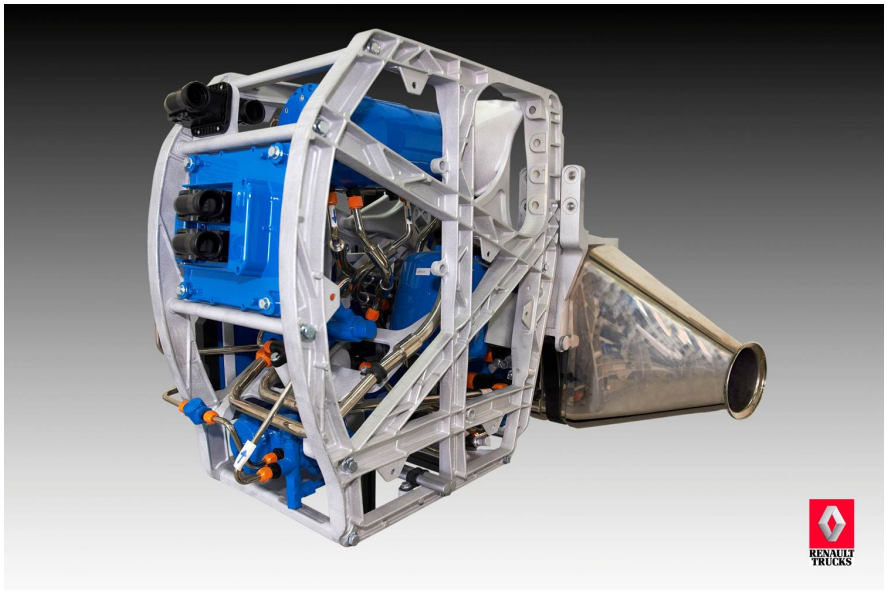


FIGURE 1.6 : Rankine Box (RENAULT TRUCKS)

Application pour train Diesel-électrique

Il s'agit d'un système ORC développé pour des trains à propulsion Diesel-électrique, dans le cadre d'un projet collaboratif partiellement financé par l'Agence Nationale de la Recherche dans le cadre de l'édition 2012 du programme « Transports Durables et Mobilité »[3]. Le but de ce projet, d'une durée de trois ans et débuté à partir du 1^{er} janvier 2013, est d'évaluer l'intérêt d'utiliser un cycle thermodynamique de Rankine afin de récupérer une partie de la chaleur dissipée dans les gaz d'échappement des moteurs Diesel et d'accroître ainsi l'efficacité des « power packs » qui assurent la propulsion des trains Diesel-électriques.

Conclusion. *L'état de l'art et l'analyse du cycle thermodynamique montrent des différences importantes entre les cycles de Rankine utilisant de l'eau comme fluide de travail et ceux utilisant un fluide organique. Ces différences impactent fortement le rendement du cycle,*

[3]Projet TRENERGY ("Train Energy Effciency via Rankine-cycle Exhaust Gas Heat Recovery", # ANR-12-VPTT-09

mais aussi le choix des composants matériels, le comportement dynamique du système ou les impératifs de sécurité. Ainsi, parmi les applications concrètes étudiées dans ce manuscrit, l'application pour véhicule léger (avec moteur essence) a été conçu pour utiliser de l'eau et une machine de détente volumétrique tandis que les applications pour poids lourds et pour trains Diesel-électriques utilisent avantageusement un fluide organique et une turbine cinétique.

Chapitre 2

Modèles détaillés

Résumé. *Ce chapitre décrit la modélisation des principaux composants du système de Rankine présentée au chapitre précédent, à savoir les échangeurs thermiques et les composants permettant la compression et la détente du fluide de travail. Une attention particulière est apportée à la simulation (délicate) des opérations de démarrage du système.*

2.1 Compression et détente

Les dynamiques de compression et de détente étant très rapides comparées à celles des échangeurs, des équations algébriques sont utilisées pour les processus de compression et de détente du fluide de travail. Dans ce qui suit, les indices 1 2 3 et 4 se réfèrent aux points thermodynamiques indiqués sur la FIGURE 1.1.

Compression

La pompe est en charge du processus de compression décrit Section 1.1. On distingue deux principaux types de pompe : cinétique ou volumétrique. On considère ici une pompe du type volumétrique car mieux adaptée quand il s'agit de fournir un liquide à haute pression comme le réclame le cycle de Rankine.

Son débit peut alors être calculé comme étant proportionnel à sa cylindrée V_{pump}, à sa vitesse de rotation N_{pump} et à un rendement volumétrique $\eta_{p,vol}$. En tenant compte de la densité du fluide ρ_4, on exprime ainsi le débit massique fourni par la pompe :

$$\overset{*}{m}_4 = \rho_4 \, \eta_{p,vol} \, V_{pump} \; N_{pump}, \tag{2.1}$$

où le rendement volumétrique peut être considéré comme constant dans des conditions normales.

Remarque 2.1. *Il peut arriver que le rendement de la pompe chute brutalement à cause du phénomène de cavitation (*FIGURE *2.1). En raison de la « proximité » du fluide avec le dôme de saturation (point* 3 *sur la* FIGURE *1.1), des bulles de vapeurs peuvent se former si une certaine distance n'est pas respectée. Ce phénomène et ses conséquences — ainsi qu'une méthode de diagnostic — seront discutés Section 6.3.*

A partir de l'expression du débit massique (2.1), la puissance P_{pump} consommée par la pompe peut s'exprimer en fonction du gradient de pression $(p_1 - p_3)$ et de la densité du fluide

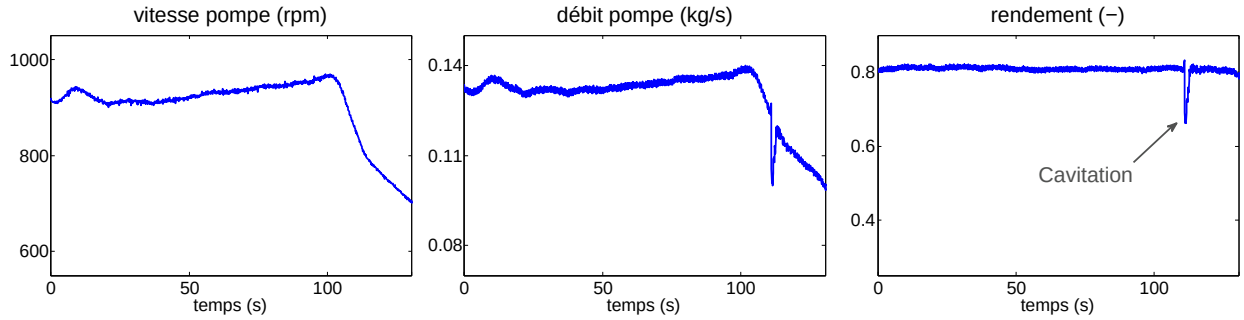


FIGURE 2.1 : Le rendement de la pompe (volumétrique) est calculé à partir des mesures de la vitesse pompe et du débit pompe. Dans des conditions normales (hors cavitation), il peut être considéré constant. Ici, les mesures sont issues du procédé pour poids lourd décrit Section 1.2.

ρ_4 :

$$P_{pump} = \overset{*}{m}_4 \frac{p_1 - p_3}{\rho_4 \, \eta_{p,mec}}, \tag{2.2}$$

où $\eta_{p,mec}$ désigne le rendement mécanique de la pompe qui peut être considéré constante (Bao et Zhao (2013)).

Détente

Le processus de détente en sortie d'évaporateur, décrit Section 1.1, s'effectue

- Soit à l'intérieur d'une machine de détente volumétrique (par exemple une machine à piston). Dans ce cas, le débit peut s'exprimer de façon similaire à la pompe volumétrique (Endo et al. (2007)) :

$$\overset{*}{m}_1 = \rho_1 \, \eta_{exp} \, V_{exp} \, N_{exp}. \tag{2.3}$$

- Soit à travers une restriction, caractérisée par une section de passage S et un coefficient d'écoulement C_d. Cette restriction est présente dans la branche qui by-passe l'expanseur (FIGURE 1.3) ou bien représente les cols d'injection d'une turbine cinétique (auquel cas S représente la section équivalente à la totalité des cols).

  La relation de Stodola exprime alors le débit massique qui traverse la restriction (van Putten et Colonna (2007)), en fonction des pressions d'entrée p_1 et de sortie p_2 :

$$\overset{*}{m}_1 = S \, C_d \sqrt{2 \, \rho_1 \, p_1 \, \left(1 - PR^{-2}\right)}, \tag{2.4}$$

  où PR désigne le ratio entre haute et basse pression, $PR = \dfrac{p_1}{p_2}$.

  Remarquons que pour un ratio de pression proche de 1, alors l'équation (2.4) tend vers l'expression d'écoulement de Bernoulli :

$$\overset{*}{m}_1 = S \, C_d \sqrt{2 \, \rho_1 \, (p_1 - p_2)}, \tag{2.5}$$

  tandis que pour des ratios de pression élevés, le fluide prend une vitesse supersonique pour laquelle l'influence de la pression de sortie devient négligeable :

$$\overset{*}{m}_1 = S \, C_d \sqrt{2 \, \rho_1 \, p_1}. \tag{2.6}$$

La relation (2.4) assure ainsi la continuité entre régime subsonique et supersonique. Pour valider cette relation, ses prédictions en terme de débit sont comparées (FIGURE 2.2) avec une série de mesures expérimentales, issus du procédé présenté Section 1.2 (Rankine organique). Les points présentés couvrent une gamme de fonctionnement allant de 5 à 20 bar pour la pression à l'entrée de la restriction — avec des variations limitées sur la pression de sortie (de 2.5 à 4 bar) — et une surchauffe entre 10 et 30 °C.

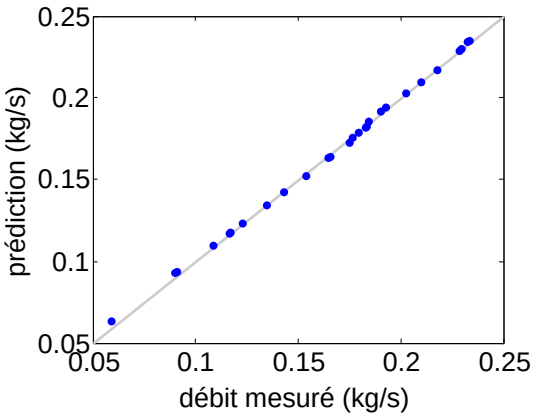


FIGURE 2.2 : Mesures vs. prédiction du débit traversant la restriction.

A partir de ces expressions du débit massique, la puissance mécanique P_{exp} récupérée par la machine de détente, qu'elle soit de type volumétrique ou cinétique, peut s'exprimer en fonction d'une efficacité isentropique $\eta_{exp,is}$:

$$P_{exp} = \eta_{exp,is}\, \Delta h_{is}\, \overset{*}{m}_1, \tag{2.7}$$

où Δh_{is} est la différence entre les enthalpies h_1 et h_2 du cycle (idéal) décrit Section 1.1. L'efficacité $\eta_{exp,is}$, pour une machine de détente donnée, dépend fortement des points de fonctionnement considérés (pressions en entrée et sortie, températures ...). Une modélisation précise de cette efficacité est délicate et souvent, dans les problèmes de commande (comme par exemple Skarke et al. (2012)), elle est prise constante.

Ici, pour limiter la complexité de nos modèles tout en gardant une bonne précision, nous utiliserons des cartographies caractérisant l'efficacité de la machine de détente pour chacune des applications présentées Section 1.2. La FIGURE 2.3 présente la cartographie de la machine à piston utilisée pour le Rankine à eau (application présentée Section 1.2).

2.2 Échangeurs thermiques

2.2.1 Introduction

Une modélisation réaliste du comportement dynamique (complexe) des échangeurs diphasiques, nécessite une représentation (fortement) nonlinéaire. L'inévitable compromis entre fidélité (prise en compte au mieux des phénomènes physiques) et simplicité (facilité de résolution numérique) est délicat à gérer. Dans ce contexte, il n'est pas surprenant que la littérature sur les échangeurs diphasiques soit aussi riche, d'autant qu'elle concerne de nombreux domaines telles que les centrales électriques (Åström et Bell (2000); van Putten et Colonna (2007)), la réfrigération (Rasmussen (2005); McKinley et Alleyne (2008)) ou la désalinisation.

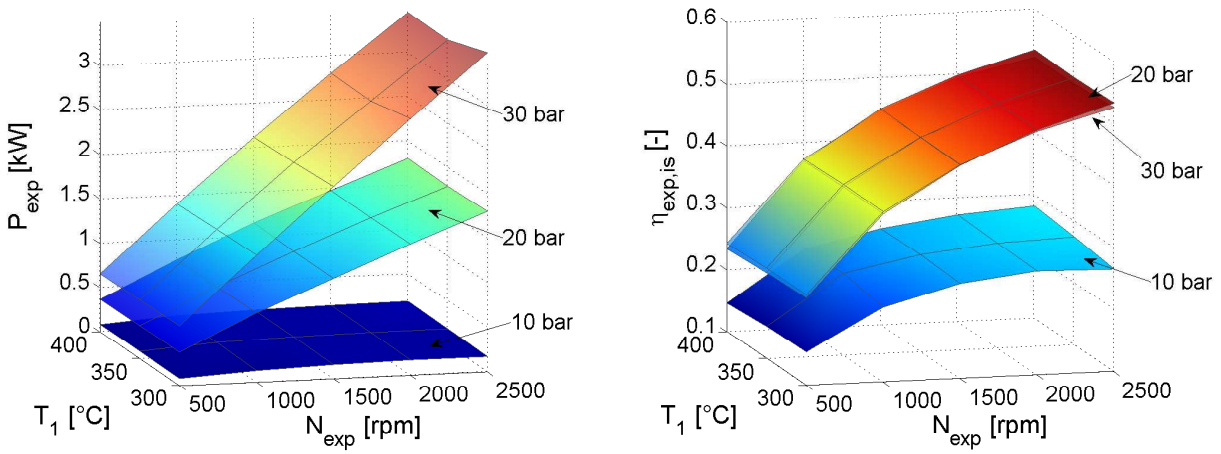


FIGURE 2.3 : Caractéristiques de la machine de détente à piston (Rankine à eau) : puissance P_{exp} et rendement isentropique $\eta_{exp,is}$ en fonction de sa vitesse de rotation, de la température et de la pression en entrée de la machine (la pression en sortie étant maintenue à la valeur atmosphérique).

Quand il s'agit d'obtenir un simulateur rapide, précis et robuste, les choix du logiciel de simulation et de la méthode de calculs des propriétés du fluide sont cruciaux. Néanmoins, par souci de concision et parce qu'ils font l'objet d'une littérature abondante, nous nous contenterons ici de justifier les principaux choix qui ont été faits dans le cadre de notre travail.

Concernant le logiciel de simulation, notre choix s'est porté sur Dymola, basé sur le langage orienté objet Modelica, comme dans la majorité des papiers récents portant sur la simulation d'échangeurs diphasiques (Jensen et Tummescheit (2002); Wei et al. (2008); Graber et al. (2010); Quoilin et al. (2011a); Horst et al. (2013)). L'efficacité des algorithmes symboliques mis en œuvre par Dymola (Otter (2009)) — différentiation, réduction de l'index des systèmes algébro-différentiels, sélection des variables d'états , etc. — permettant de transformer une description haut-niveau vers une forme adéquate pour une intégration numérique, est largement reconnue.

Concernant les propriétés du fluide, les valeurs de références sont obtenues avec la librairie NIST Refprop (Lemmon et al. (2013)). Les simulations de ce chapitre utilisent des tableaux de correspondances, calculés à partir de ces valeurs de références. En effet, Andresen (2009) montre que leur utilisation permet des gains de temps considérables pour des pertes de précision négligeables. En revanche, ils nécessitent d'importantes ressources mémoires qui ne sont pas disponibles pour une implémentation temps-réel à bord d'un véhicule. Ainsi, dans les chapitres suivants, les calculs de propriétés seront issus d'interpolations réalisées hors ligne, comme décrit par Feru et al. (2013b).

La Section 2.2.2 présente les principales hypothèses (classiques) simplificatrices. L'application du premier principe de la thermodynamique conduit naturellement à une représentation à paramètres distribués. La discrétisation spatiale — nécessaire à la simulation — est détaillée Section 2.2.4 selon la méthode des frontières mobiles. L'avantage principal, par rapport à une méthode plus classique telle que celle des volumes finis — brièvement exposée Section 2.2.3 —, est qu'elle aboutit à des temps de simulation beaucoup plus courts pour une précision équivalente. La contrepartie est sa représentation hybride qui pose problème pour la simulation des processus de démarrage à froid et d'arrêt. Ainsi nous proposons une

nouvelle variante qui, par l'ajout d'équations non physiques, prouve sa capacité à représenter ces processus. De manière intéressante, l'influence de ces nouvelles équations est négligeable sur la trajectoire du système lorsqu'il est dans des conditions nominales tandis qu'il permet de rendre plus robuste la simulation numérique.

Par souci de concision, cette section présente seulement la modélisation de l'évaporateur (le développement d'un modèle similaire pour le condenseur se déduit facilement).

2.2.2 Lois de conservation

Hypothèses

Les évaporateurs étudiés ici sont de type transversal ("cross flow" en anglais), comme schématisé sur la FIGURE 2.4. Ce type d'échangeur est privilégié (notamment par rapport à un échangeur à flux inverse) pour sa compacité et la faible contre-pression qu'il engendre au niveau des gaz de l'échappement (la contre-pression nuit au rendement du MCI).

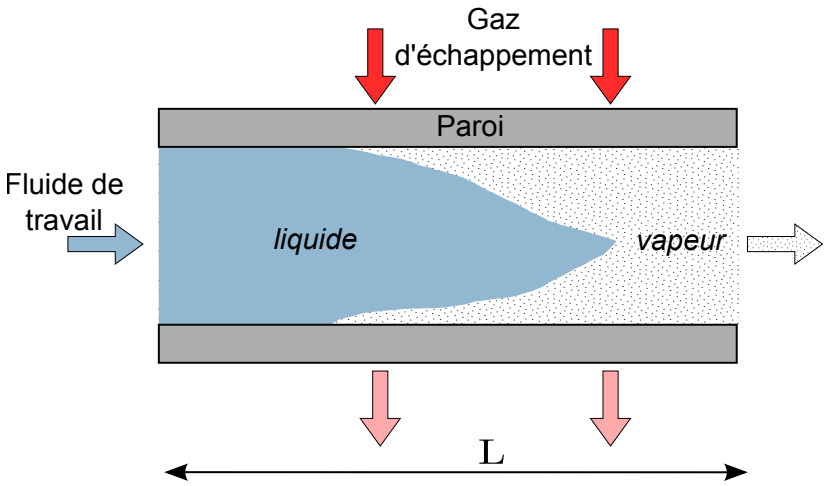


FIGURE 2.4 : Schéma d'un échangeur thermique transverse.

Les principales hypothèses simplificatrices utilisées par la suite — qui sont des hypothèses classiques dans la littérature — sont les suivantes :

i) L'échangeur est vu comme un long tube droit (la paroi), de longueur L, contenant le fluide de travail. La géométrie n'est ainsi pas regardée en détail, on s'intéresse aux surfaces d'échanges et aux volumes équivalents. Nous désignerons par S_f et S_w les surfaces d'échange (réelles) respectivement entre la paroi et le fluide et entre la paroi et les gaz et par V_f et V_w les volumes de fluide et de paroi.

ii) On suppose que la pression du fluide est homogène le long de l'évaporateur (mais temps-variant). En réalité, on observe toujours une perte de charge — dans le sens de l'écoulement— qui est d'autant plus grande que le ratio entre volume de fluide et surface d'échange avec la paroi est faible. S'il est important de prendre en compte ce phénomène lors du dimensionnement car il nuit au rendement du cycle, sa prise en compte pour la modélisation dynamique est complexe et, pour un dimensionnement correct, son impact reste limité (Declaye (2009)).

iii) Les phénomènes de conduction et de radiation dans la paroi et dans le fluide sont négligeables devant les échanges thermiques entre paroi et fluide. En effet, la conduction

le long de la paroi est limitée en raison du faible ratio entre les surfaces d'échange et la section de la paroi. Concernant le phénomène de conduction à l'intérieur du fluide, il est d'autant plus négligeable que le débit est important.

Representation 1-D

Le premier principe de la thermodynamique (correspondant au principe de conservation de masse et d'énergie) peut être appliqué en tout point de l'échangeur thermique. En considérant que les échanges de matière et d'énergie se font principalement dans la direction de déplacement du fluide z, on obtient une représentation 1-D de l'échangeur — à paramètres distribués — comme schématisé FIGURE 2.5.

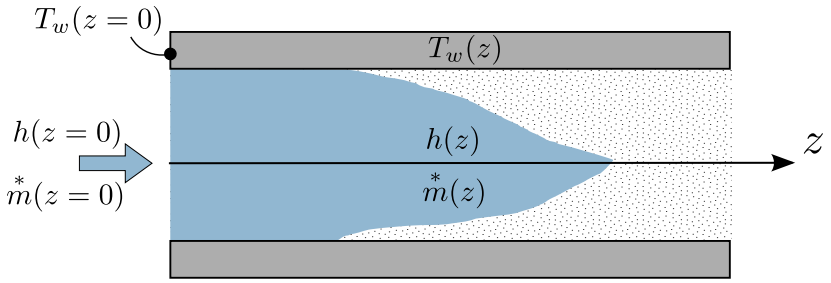


FIGURE 2.5 : Représentation 1-D de l'échangeur.

L'évolution des variables représentatives du fluide et de la paroi — le débit massique $\overset{*}{m}$, l'enthalpie spécifique h, la pression p et la température de paroi T_w — est alors décrite par (Jensen (2003)) :

$$\begin{cases} \dfrac{V_f}{L}\dfrac{\partial \rho}{\partial t} + \dfrac{\partial \overset{*}{m}}{\partial z} = 0 \\ \dfrac{V_f}{L}\dfrac{\partial (\rho\, h)}{\partial t} - \dfrac{V_f}{L}\dfrac{\partial p}{\partial t} + L\dfrac{\partial \overset{*}{m}}{\partial z} = \dfrac{S_f}{L}\alpha(T_w - T) \\ c_w \rho_w V_w \dfrac{\partial T_w}{\partial t} = S_f \alpha (T_w - T) + S_w \alpha_o (T_a - T_w) \end{cases} \tag{2.8}$$

où ρ_w et c_w représentent la densité et la capacité thermique — prises constantes — de la paroi. T_a représente la température ambiante. α (resp. α_o) est le coefficient d'échange thermique entre la paroi et le fluide (resp. le gaz d'échappement). La densité et la température du fluide de travail (ρ et T) sont des fonctions non-linéaires de p et h[1]. Ainsi, dans le système d'équations (2.8), la dérivée temporelle de la densité peut être remplacée à partir de l'expression :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\partial \rho}{\partial p}\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial \rho}{\partial h}\frac{\partial h}{\partial t}$$

où $\dfrac{\partial \rho}{\partial p}$ et $\dfrac{\partial \rho}{\partial h}$ sont des propriétés du fluide.

Les conditions aux frontières du modèle à paramètres distribués sont fixés par les composants auxquels est connecté l'échangeur thermique. Dans le cas de l'évaporateur, les conditions en sortie de pompe fixent les conditions suivantes en entrée de l'échangeur :

$$\overset{*}{m}(z=0,t) = \overset{*}{m}_4(t),$$

[1]Les propriétés thermodynamiques d'un fluide peuvent être calculées à partir de deux de ses propriétés indépendantes, telle que la paire (p,h). Les valeurs de références peuvent être obtenues avec la librairie NIST Refprop (Lemmon et al. (2013)).

$$h(z=0,t) = h_4(t),$$

alors que le débit en sortie d'échangeur est fixé par les équations de la machine de détente (détaillées Section 2.1) :

$$\overset{*}{m}(z=L,t) = \overset{*}{m}_1(t).$$

Remarquons que le modèle (2.8) est un système à trois équations aux dérivées partielles (EDP) couplées entre elles et non-linéaires. Un tel système doit être discrétisé spatialement pour être résolu numériquement. Le découpage de z peut alors être fixe, comme pour la méthode des volumes finis, ou variable (principe des frontières mobiles). C'est l'objet des sections suivantes.

2.2.3 Méthode des volumes finis

La méthode de discrétisation la plus simple à mettre en œuvre est illustrée FIGURE 2.6 : il s'agit de découper l'échangeur en N volumes de même longueur L/N selon la direction z. Le principe de conservation de masse et d'énergie peut alors être appliqué sur chacun des volumes de paroi et de fluide. La méthode des volumes finis (VF) considère alors que les variables dépendantes de z sont uniformes dans un volume donné. Outre sa simplicité, l'avantage principal de la méthode VF (Bonilla et al. (2012); Quoilin et al. (2011a); Bamgbopa et Uzgoren (2013); Feru et al. (2013b,a)) est la certitude que pour N très grand, la solution du système spatialement discrétisé converge vers la solution du système d'EDP.

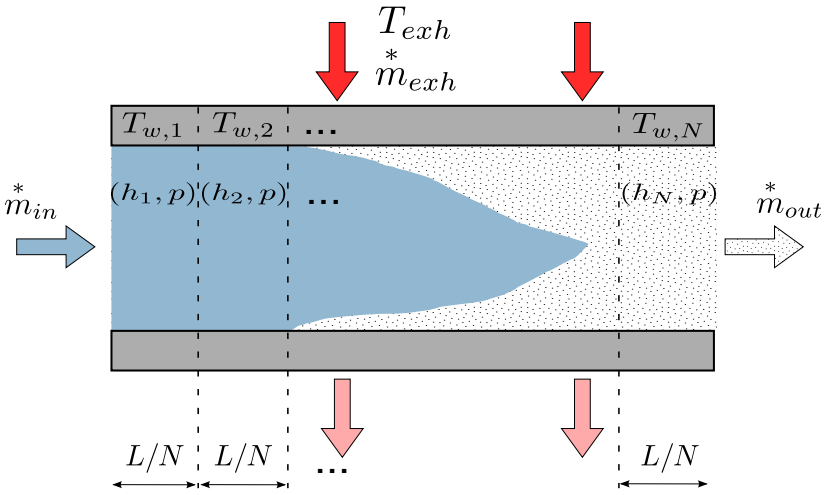


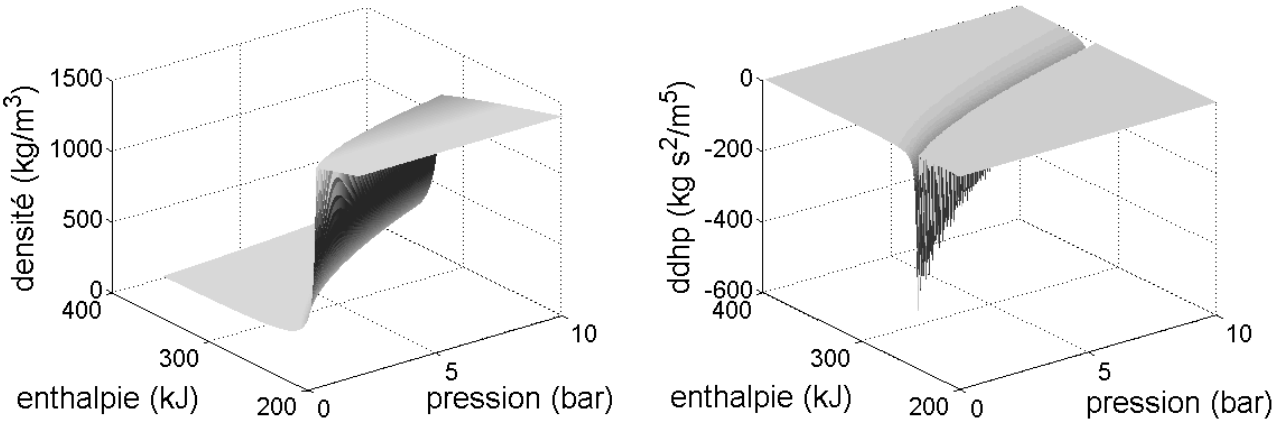
FIGURE 2.6 : Discrétisation spatiale fixe de l'échangeur.

Malheureusement plusieurs écueils rendent la simulation du modèle VF difficile. D'abord, le nombre d'états dynamiques N_x augmente avec N et donc choisir une grande valeur pour N implique un temps de simulation important. Ainsi, chaque volume i possède deux états dynamiques $T_{w,i}$ et h_i et en considérant l'état dynamique p commun à tous les volumes, il vient $N_x = 2\,N + 1$.

De plus, lors des phases transitoires du système, les fronts des phases du fluide (séparant les phases liquide-mixte-vapeur) se déplacent. Lorsque pour un volume donné, le fluide change de phase, les valeurs de ses propriétés présentent de fortes variations, assimilables à des discontinuités. C'est notamment le cas pour la densité près de la courbe de saturation liquide, comme illustré FIGURE 2.7. Il peut alors s'ensuivre des phénomènes de « chattering »

(Bonilla et al. (2012)) voire de divergence lors de la simulation ; phénomènes d'autant plus prononcés que N est pris petit et le pas d'intégration grand.

La robustesse de la simulation implique donc de fines discrétisations spatiale et temporelle qui aboutissent à des temps de simulations importants. La méthode de discrétisation à frontières mobiles, qui suivent ces changements de phase, permet de répondre à ce problème. C'est l'objet de la section suivante.



(a) Densité.

(b) Dérivée partielle de la densité par rapport à l'enthalpie.

FIGURE 2.7 : Fluide organique R245fa : propriétés de la densité, fonction de la pression et l'enthalpie

Remarque 2.2. *Une approche alternative pour aider à la robustesse de la simulation des modèles VF à changement de phase est reportée par Bonilla et al. (2012); Feru et al. (2013b). Il s'agit de lisser certaines propriétés du fluide — la densité ρ et ses dérivées partielles $\dfrac{\partial \rho}{\partial p}$ et $\dfrac{\partial \rho}{\partial h}$ — près des zones de saturation. Malheureusement, outre une inévitable perte de précision, une telle méthode est difficile à calibrer et doit être répétée pour chaque fluide testé.*

2.2.4 Méthode des frontières mobiles

Dans un système de Rankine, le fluide de travail entre dans l'évaporateur à l'état liquide et ressort à l'état de vapeur surchauffée. Comme montré en FIGURE 2.8, le modèle MB suit la longueur des phases du fluide : L_1, L_2, L_3 suivent respectivement les zones liquide, diphasique et vapeur. Par la suite, nous considèrerons que la longueur L de l'évaporateur est normalisée, c'est-à-dire que $L = 1$ et donc que $L_1 + L_2 + L_3 = 1$.

Comme pour la modélisation VF, les bilans de conservations de masse et d'énergie peuvent être appliqués à chacune des 3 zones, sauf que la dérivée temporelle des longueurs de zones complexifie les équations.

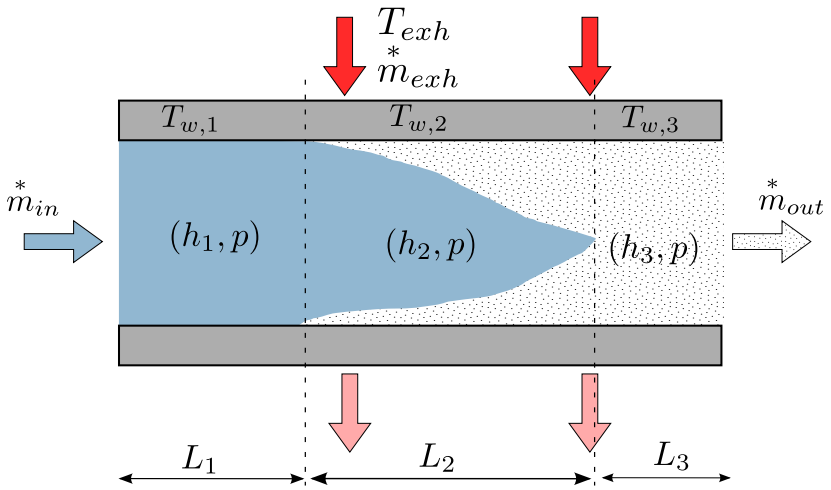


FIGURE 2.8 : Schéma de principe : modélisation par frontières mobiles.

Bilans de conservation

Bilans de masse du fluide

Pour chaque zone i, exprimons d'abord simplement le bilan de masse comme différence entre quantité qui sort $\overset{*}{m}_{out,i}$ et qui entre $\overset{*}{m}_{in,i}$ (comme illustré FIGURE 2.9) :

$$\frac{dm_i}{dt} = \overset{*}{m}_{in,i} - \overset{*}{m}_{out,i}.$$

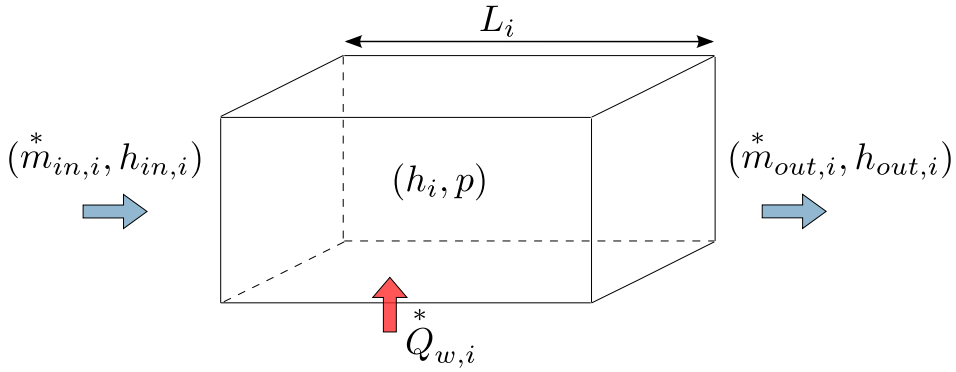


FIGURE 2.9 : Notations utilisées dans les bilans de conservation de masse et d'énergie du fluide de travail (pour chacune des trois zones i).

Puis, en supposant une densité moyenne ρ_i, exprimons la masse en fonction du volume $V_f\, L_i$ de la zone :

$$\frac{d\left(\rho_i\, V_f\, L_i\right)}{dt} = \overset{*}{m}_{in,i} - \overset{*}{m}_{out,i}.$$

En exprimant maintenant la densité ρ_i comme fonction de sa pression p et de son enthalpie h_i, et en tenant compte que L_i varie au cours du temps, le bilan de masse s'exprime finalement :

$$\rho_i\, V_f\, \frac{dL_i}{dt} + \left(\left.\frac{\partial \rho}{\partial p}\right|_{p,h_i} \frac{dp}{dt} + \left.\frac{\partial \rho}{\partial h}\right|_{p,h_i} \frac{dh_i}{dt} \right) V_f\, L_i = \overset{*}{m}_{in,i} - \overset{*}{m}_{out,i}. \tag{2.9}$$

Pour les zones monophasiques (liquide ou vapeur), les propriétés du fluide peuvent être considérées comme linéairement distribuées, et notamment :

$$h_i = \frac{h_{in,i} + h_{out,i}}{2}, i = \{1, 3\} \tag{2.10}$$

tandis que pour la zone diphasique la fraction de vide γ est introduite :

$$h_2 = \gamma\, h_v + (1 - \gamma) h_l \tag{2.11}$$

où $h_l = h_{in,2}$ et $h_v = h_{out,2}$ sont les enthalpies de saturation liquide et vapeur. De nombreuses méthodes sont décrites dans la littérature pour le calcul de γ ; une bonne approximation (voir par exemple Jensen (2003)) est de prendre une valeur constante proche de 1, ce qui revient à considérer que la zone diphasique est essentiellement remplie par du fluide à l'état de saturation vapeur. Par la suite, on utilisera cette approximation, avec $\gamma = 0.9$.

Bilan d'énergie du fluide

Le bilan d'énergie d'un volume de fluide (FIGURE 2.9) doit considérer les flux de fluide qui entrent ($\overset{*}{Q}_{f,i} = h_{in,i}\, \overset{*}{m}_{in,i}$) et qui sortent ($\overset{*}{Q}_{f,i+1} = h_{out,i}\, \overset{*}{m}_{out,i}$) ainsi que le flux de chaleur échangé $\overset{*}{Q}_{w,i}$ avec la paroi. Ce dernier peut s'exprimer en fonction de la surface d'échange de la zone, d'un coefficient d'échange thermique α_i et du gradient de température ($\overset{*}{Q}_{w,i} = L_i\, S_f\, \alpha_i\, (T_{w,i} - T_{f,i})$). Il vient donc

$$\frac{d\,(m_i\, h_i)}{dt} = h_{in,i}\, \overset{*}{m}_{in,i} + L_i\, S_f\, \alpha_i\, (T_{w,i} - T_{f,i}) - h_{out,i}\, \overset{*}{m}_{out,i}.$$

En exprimant la masse comme pour le bilan de masse, et par dérivation, le bilan d'énergie s'exprime finalement :

$$\rho_i\, V_f\, L_i \frac{dh_i}{dt} + h_i \left(\rho_i\, V_f\, \frac{dL_i}{dt} + \left(\left.\frac{\partial \rho}{\partial p}\right|_{p,h_i} \frac{dp}{dt} + \left.\frac{\partial \rho}{\partial h}\right|_{p,h_i} \frac{dh_i}{dt} \right) V_f\, L_i \right) = h_{in,i}\, \overset{*}{m}_{in,i} + L_i\, S_f\, \alpha_i\, (T_{w,i} - T_{f,i}) - h_{out,i}\, \overset{*}{m}_{out,i} \tag{2.12}$$

Bilan d'énergie de la paroi

Notons M_w l'inertie thermique de la paroi, proportionnelle à son volume, sa densité et sa capacité thermique :

$$M_w = V_w\, \rho_w\, c_{p,w}.$$

Chaque volume de paroi échange de la chaleur avec le fluide ($\overset{*}{Q}_{w,i}$), avec les gaz d'échappement ($\overset{*}{Q}_{exh,i}$) et avec les volumes de paroi qui lui sont voisins ($\overset{*}{Q}_{v,i}$) :

$$L_i\, M_w \frac{dT_{w,i}}{dt} = \dot{Q}_{exh,i} - \overset{*}{Q}_{w,i} + \overset{*}{Q}_{v,i} \tag{2.13}$$

où le flux de chaleur

$$\overset{*}{Q}_{exh,i} = L_i\, \overset{*}{m}_{exh}\, c_{p,exh} \left(1 - exp\left(-\frac{\alpha_{exh}\, S_{exh}}{\overset{*}{m}_{exh}\, c_{p,exh}} \right) \right) (T_{exh} - T_{w,i}) \tag{2.14}$$

tient compte de la perte d'efficacité pour de larges débits (McKinley et Alleyne (2008)). Le terme $\overset{*}{Q}_{v,i}$ représente l'échange d'énergie au sein de la paroi dû à la mobilité des frontières. Par exemple, si la zone 1 grandit (i.e $\frac{dL_1}{dt} > 0$) alors on représente l'énergie échangée de la zone 2 vers la zone 1 par $\overset{*}{Q}_{v,1} = \frac{dL_1}{dt} M_w T_{w,2}$.

Il vient pour :

La zone 1 :

$$\overset{*}{Q}_{v,1} = \begin{cases} \frac{dL_1}{dt} M_w T_{w,2} \text{ pour } \frac{dL_1}{dt} > 0 \\ -\frac{dL_1}{dt} M_w T_{w,1} \text{ sinon.} \end{cases} \tag{2.15}$$

La zone 2 :

$$\overset{*}{Q}_{v,2} = -\overset{*}{Q}_{v,1} - \overset{*}{Q}_{v,3} \tag{2.16}$$

La zone 3 :

$$\overset{*}{Q}_{v,3} = \begin{cases} \frac{dL_3}{dt} M_w T_{w,2} \text{ pour } \frac{dL_3}{dt} > 0 \\ -\frac{dL_3}{dt} M_w T_{w,3} \text{ sinon.} \end{cases} \tag{2.17}$$

Système d'équations algébro-différentielles (DAE)

Les bilans de masse et d'énergie de chaque zone sont complétés par les conditions aux bords. Ainsi, les valeurs d'enthalpie et de débit massique du fluide à l'entrée des zones 2 et 3 égalent les valeurs à la sortie des zones 1 et 2 :

$$\overset{*}{m}_{in,i+1} = \overset{*}{m}_{out,i} \ , \ i = \{1, 2\},$$

$$h_{in,i+1} = h_{out,i} \ , \ i = \{1, 2\}.$$

D'autre part, les débits massiques en entrée et sortie de l'évaporateur ($\overset{*}{m}_{in,1}$ et $\overset{*}{m}_{out,i}$) correspondent respectivement aux débits de pompe et de détente ($\overset{*}{m}_4$ et $\overset{*}{m}_2$) décrits Section 2.1.

Finalement, ces contraintes associées aux équations dynamiques (2.9) - (2.17) constituent un système DAE avec 7 états dynamiques ($T_{w,1}$, $T_{w,2}$, $T_{w,3}$, p, L_1, L_2, h_3)[2].

Opérations de démarrage et d'arrêt

Malgré les bénéfices évidents de la modélisation par frontières mobiles, et les nombreuses publications sur cette méthode (Jensen (2003); Rasmussen (2005); McKinley et Alleyne (2008); Graber et al. (2010); Li et Alleyne (2010); Horst et al. (2013)), il reste des cas d'usage pour lesquels les formulations proposées jusqu'ici ne donnent pas (entière) satisfaction.

Ainsi, de nombreuses formulations (comme Jensen (2003); Rasmussen (2005)) supposent un nombre constant de zones. Or, lorsque la taille d'une zone devient beaucoup plus petite que les autres, les équations du modèle deviennent singulières et une solution unique ne peut pas être trouvée. C'est notamment le cas lors des opérations de démarrage et d'arrêt d'un

[2]Bien que leurs dérivées temporelles apparaissent dans le bilan d'énergie (2.12), les variables h_1 et h_2 peuvent s'écrire en fonction de p et h_{in} et n'apparaissent donc pas dans le vecteur d'état.

système de récupération de chaleur : par exemple, lorsque le système est au repos, tous les composants étant à température ambiante, la zone vapeur est généralement absente.

La gestion des apparitions et disparitions de zone, conduit naturellement à une modélisation hybride, qui commute entre différents systèmes d'équations selon les cas.

Un point délicat est la gestion de la dynamique de paroi d'une zone absente. La gestion la plus simple consiste à « figer » la température d'une zone qui disparaît ($\frac{dT_{w,i}}{dt} = 0$). Mais lors de la réapparition de cette zone, un fort gradient de température entre paroi et fluide pose souvent des problèmes de robustesse et de précision. Ainsi, Li et Alleyne (2010) introduit une dynamique non-physique (linéaire du premier ordre) qui tend à faire converger la température de paroi d'une zone disparue vers celle d'une zone voisine. La méthode employée est validée dans le cas d'un système de réfrigération, mais des problèmes de robustesse persistent et les opérations de démarrages considérées restent relativement lentes.

Nous proposons ici une nouvelle méthode où la dynamique de paroi (2.13) est conservée, que la zone soit présente ou non. La continuité des équations dynamiques sera assurée par la suite, en faisant en sorte que la température du fluide sur la zone disparue tende vers celle de la frontière la plus proche. Pour cela l'équation d'interface $h_{in,3} = h_v$ est remplacée par le système d'équations différentielles suivantes :

$$\frac{dL_2}{dt} = \begin{cases} \frac{1}{\tau_2}\left(1 - \frac{h_{in,3}}{h_v}\right), \text{ pour } (L_1 + L_2 + \epsilon) < \frac{h_{in,3}}{h_v} \\ \frac{1}{\tau_2}\left(1 - (L_1 + L_2 + \epsilon)\right) \text{ sinon,} \end{cases} \tag{2.18}$$

où τ_2 est choisi positif et ϵ est choisi petit (et positif). La condition $(L_1 + L_2 + \epsilon) < \frac{h_{in,3}}{h_v}$ constitue un critère d'existence de la zone vapeur. Remarquons d'abord que si cette condition est vérifiée, la dynamique de L_2 maintient $\frac{h_{in,3}}{h_v}$ autour de 1 (donc proche de l'équation d'interface $h_{in,3} = h_v$). Dans le cas contraire, c'est le terme $L_1 + L_2 + \epsilon$ qui est maintenu autour de 1 (donc $L_3 = 1 - L_1 - L_2$ maintenu autour de ϵ).

Remarquons aussi que la continuité entre les deux équations de (2.18) est assurée lors des commutations. En effet, soit $a = (L_1 + L_2 + \epsilon) - \frac{h_{in,3}}{h_v}$, alors

$$\begin{aligned} \lim_{a\to 0^+} \frac{dL_2}{dt} &= \lim_{a\to 0^+} \frac{1}{\tau_2}\left(1 - \frac{h_{in,3}}{h_v}\right) \\ &= \lim_{a\to 0^+} \frac{1}{\tau_2}\left(1 + a - (L_1 + L_2 + \epsilon)\right) \\ &= \frac{1}{\tau_2}\left(1 - (L_1 + L_2 + \epsilon)\right) \\ &= \frac{dL_2}{dt}\Big|_{a=0} \end{aligned} \tag{2.19}$$

D'une manière analogue, la gestion de la zone mixte (zone 2) est assurée en remplaçant l'équation d'interface $h_{in,2} = h_l$ par :

$$\frac{dL_1}{dt} = \begin{cases} \dfrac{1}{\tau_1}\left(1 - \dfrac{h_{in,2}}{h_l}\right) \text{ pour } (L_1 + 2\epsilon) < \dfrac{h_{in,2}}{h_l} \\ \dfrac{1}{\tau_1}\left(1 - (L_1 + 2\epsilon)\right) \text{ sinon,} \end{cases} \tag{2.20}$$

où τ_1 est choisi positif. La condition $(L_1 + 2\epsilon) \geq \dfrac{h_{in,2}}{h_l}$ constitue un critère d'existence de la zone mixte. Si cette condition n'est pas vérifiée, alors la zone vapeur est aussi absente et L_1 est maintenu autour de $1 - 2\epsilon$ (proche de 1) tandis que (2.18) maintient L_3 autour de ϵ et ainsi L_2 (qui est égal à $1 - L_1 - L_3$) autour de ϵ.

2.2.5 Validation

Simulation d'une opération de démarrage

Pour valider l'approche à frontières mobiles proposée, une opération de démarrage est simulée et comparée au résultat obtenu avec la méthode des volumes finis. Il est montré que cette méthode est capable de représenter de manière robuste l'apparition de la vapeur dans l'échangeur.

Pour cela, le modèle d'évaporateur est couplé avec les modèles de pompe et de machine à piston — équations (2.1)-(2.3) — pour représenter le Rankine à eau. Dans cette simulation (dont les résultats sont présentés FIGURE 2.10), on laisse entrer brusquement le gaz d'échappement dans l'évaporateur à partir de $t = 10s$ (une variation de la vitesse de la machine à piston est également imposée à partir de $t = 300s$).

La FIGURE 2.10(a) présente l'évolution des températures de paroi et des longueurs de zones. A partir de $t = 10$sec, la température de la première zone (liquide) augmente puis se stabilise rapidement. Après l'apparition de vapeur, la longueur de zone L_1 décroit au profit de L_2 puis de L_3. La température de paroi des zones diphasique et vapeur continuent d'augmenter en raison d'une température de fluide plus élevé.

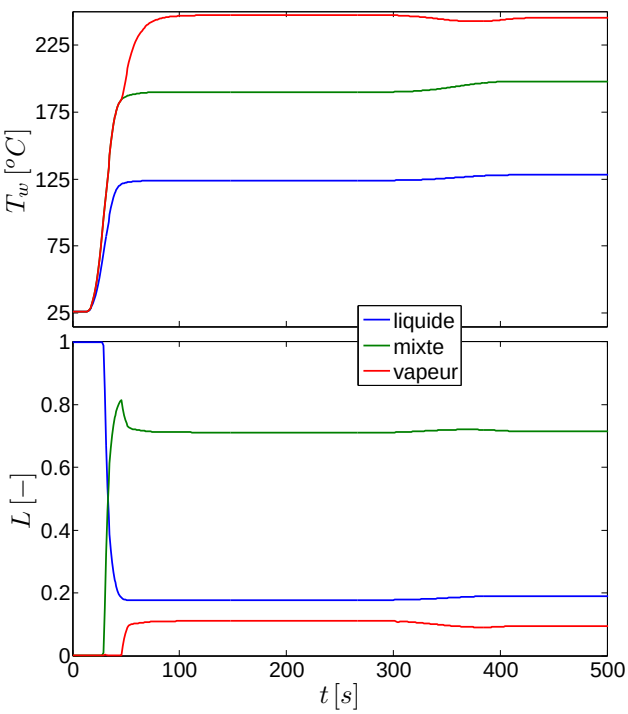
La FIGURE 2.10(b) compare l'évolution des principales sorties (pression p et surchauffe SH) pour les deux méthodes (la méthode VF est implémentée avec 40 volumes). On peut remarquer que les deux simulations obtiennent des différences à l'équilibre d'environ 10% pour SH. Mais il est intéressant de noter que leurs comportements dynamiques sont très proches, pour un temps de simulation de l'ordre de 50 fois plus rapide pour le modèle MB.

Validation expérimentale

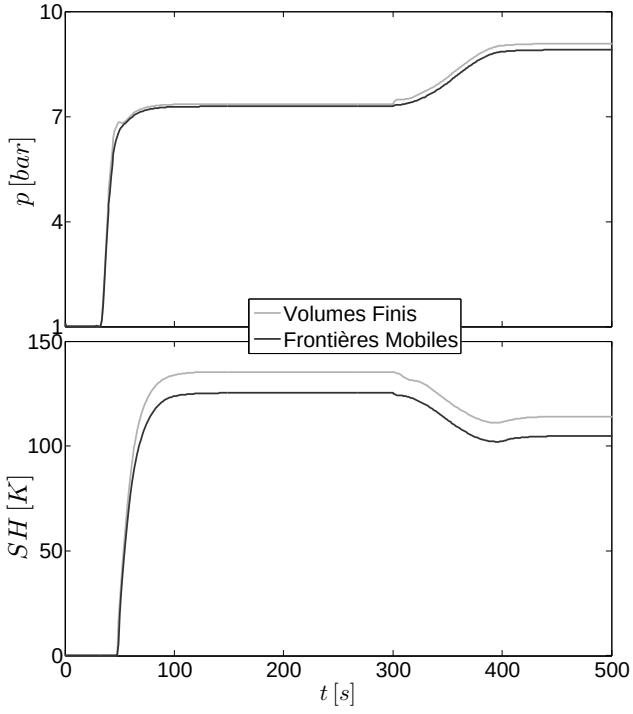
Le réalisme du modèle dynamique à frontière mobile est maintenant évalué par comparaison avec des mesures expérimentales, obtenues sur le procédé décrit Section 1.2 (le Rankine organique pour poids lourd).

La FIGURE 2.11 montre la réponse en surchauffe (calculée à partir des mesures de température et de pression en sortie d'évaporateur) du procédé à des variations sur la vitesse de pompe. Pour cela, le régime et le couple du moteur poids lourds ont été maintenus constants durant l'expérience, afin d'obtenir des conditions d'échappement constante à l'entrée de l'évaporateur ($\dot{m}_{exh} = 0.123$kg/ sec, $T_{exh} = 313\,°$C). Le régime de la pompe a alors été ajusté jusqu'à obtenir un point d'équilibre (et une surchauffe d'environ 30 °C).

Les mêmes conditions d'échappement et les mêmes variations de pompe ont ensuite été appliquées au modèle MB. La comparaison entre mesures expérimentales et résultats de simulation montrent une bonne représentativité du modèle.



(a) Modèle à frontières mobiles : températures de paroi et longueurs de zones.



(b) Evolution de la pression et de la surchauffe : comparaison des entre modèles à frontières mobiles et volumes finis.

FIGURE 2.10 : Simulation d'une opération de démarrage pour le Rankine à eau.

2.3 Influence du dimensionnement

La réponse du modèle — en boucle ouverte — montre (FIGURE 2.12) que :

- le volume de paroi V_w filtre les variations du débit d'échappement $\overset{*}{m}_{exh}$.
- le volume de fluide de travail V_f affecte fortement la réponse de la surchauffe SH aux variations de vitesse pompe N_{pump}.

Conclusion. *Ce chapitre propose une méthode de modélisation permettant d'obtenir un simulateur réaliste du cycle de Rankine. La modélisation (statique) de la pompe et des machines de détente exposé dans ce chapitre, basée sur l'état de l'art, est validée expérimentalement. Pour la modélisation (dynamique) des échangeurs thermiques, une nouvelle version de la méthode des frontières mobiles est proposée. Il est montrée qu'elle permet des gains en robustesse des simulations — notamment lors des opérations de démarrage du système — tout en conservant les gains de temps importants en simulation par rapport à la méthode (classique) des volumes finis.*

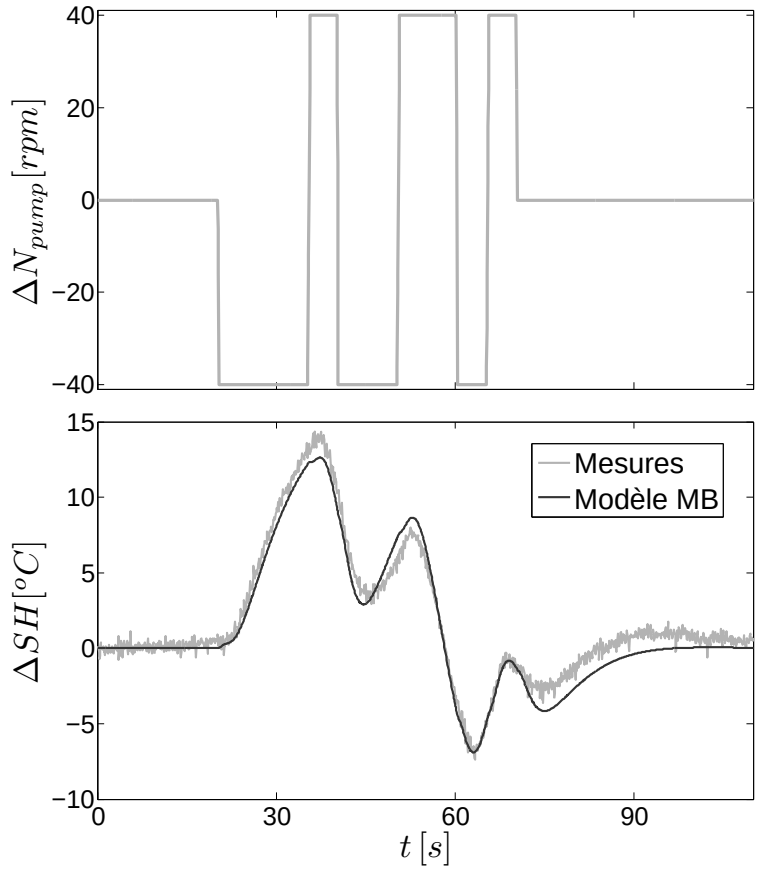


FIGURE 2.11 : Validation expérimentale de la modèlisation par frontières mobiles pour le Rankine organique : évolution de la surchauffe en sortie d'évaporateur en fonction de la vitesse pompe autour d'un point de fonctionnement.

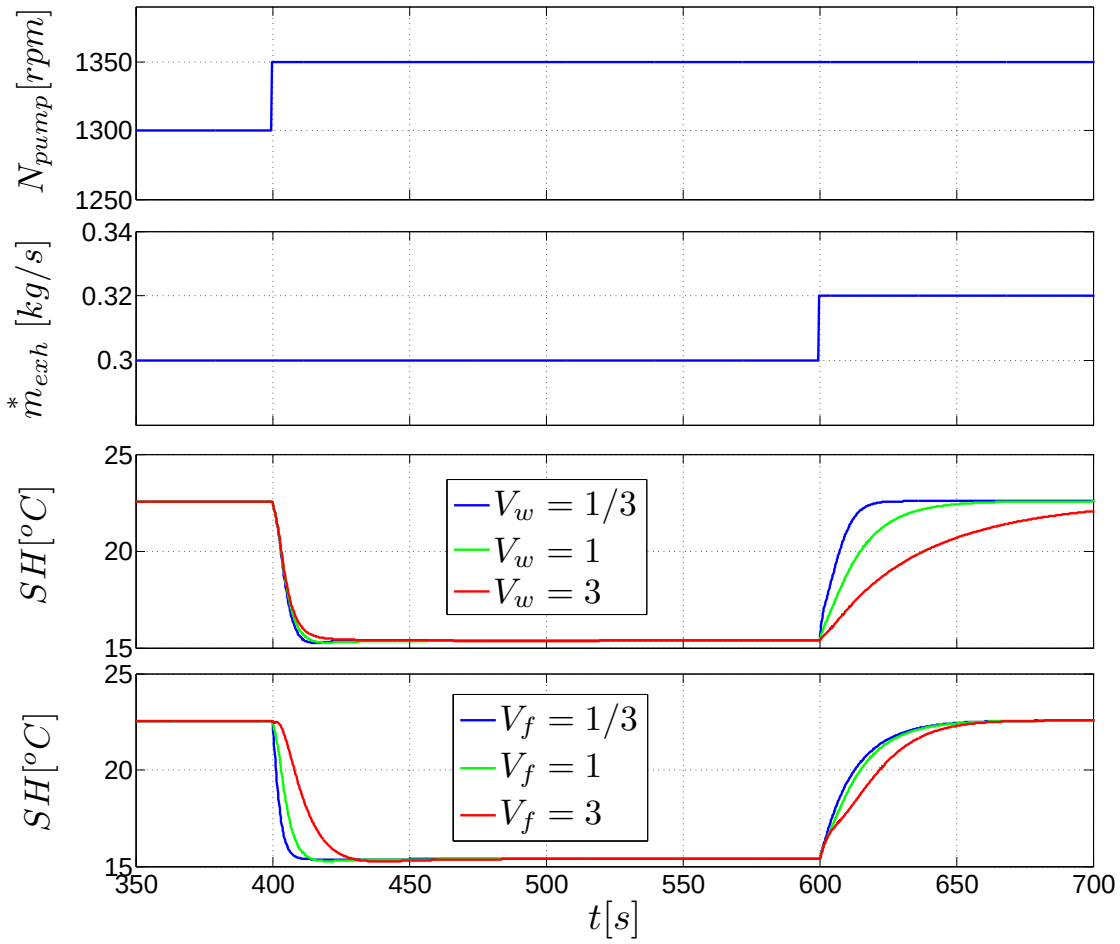


FIGURE 2.12 : Influence du dimensionnement de l'évaporateur : réponse du modèle (en terme de surchauffe SH) à des variations sur les principales entrées (vitesse pompe N_{pump} et débit d'échappement $\overset{*}{m}_{exh}$) pour différentes valeurs du volume de paroi V_w et du volume de fluide V_f.

Chapitre 3

Modèles réduits pour la commande

Résumé. *L'utilisation de la modélisation à frontières mobiles (détaillée au chapitre précédent) pour la synthèse d'une loi de commande est complexe. Nous proposons ici de réduire ces modèles en se basant sur des considérations physiques, afin de conserver une modélisation non-linéaire valide sur une large gamme de fonctionnement et qui conserve les principaux paramètres physiques du système. Deux types de modèles sont ainsi obtenus : les modèles pour la commande rapprochée, destinés à maîtriser le comportement dynamique des échangeurs thermiques, et les modèles adaptés à l'optimisation énergétique du système Rankine complet.*

3.1 Introduction

L'approche de modélisation par frontières mobiles détaillée au chapitre précédent permet d'obtenir des modèles d'ordres peu élevés. Pourtant leur utilisation pour la synthèse d'une loi de commande valide sur une large gamme de conditions opératoires reste complexe. En effet, le modèle complet du système Rankine — composé des échangeurs thermiques (évaporateur et condenseur), de la machine de détente et de la pompe — se présente sous la forme d'un système DAE non-linéaire dont il est difficile de dégager une structure compatible avec les techniques de commandes classiques.

La linéarisation tangente (autour d'un point de fonctionnement) permet de simplifier le problème et on peut alors appliquer des méthodes linéaires classiques, telles que la commande linéaire quadratique (LQR) ou la commande prédictive par modèle (MPC), comme réalisé par Hou et al. (2011); Zhang et al. (2012a,b); Luong et Tsao (2014).

Mais l'analyse des valeurs propres du système linéarisé montre des échelles de temps très différentes entre les différentes dynamiques (Jensen et Tummescheit (2002); Alleyne et al. (2007); Wang et al. (2011b)). Ainsi, les modèles d'échangeurs peuvent être considérés comme singulièrement perturbés, aboutissant à des systèmes d'équations mal conditionnés. Pour éviter de tels problèmes numériques, Alleyne et al. (2007); Wang et al. (2011b) appliquent des réductions du système linéarisé.

Pourtant, dans les systèmes de Rankine pour les applications routières, il est difficile d'obtenir de bonnes performances avec un contrôleur linéaire temps invariant, lorsqu'on considère un cycle routier réaliste. En effet, ces systèmes doivent faire face à de fortes perturbations sur la source chaude, et l'évaporateur présente de fortes non-linéarités qui dépendent de ces conditions extérieures (Horst et al. (2013)).

Nous proposons ici de réduire le modèle détaillé en conservant seulement les dynamiques les plus lentes. Une telle réduction permet de conserver les principaux paramètres physiques du modèle et reste valide sur une large gamme de conditions opératoires.

Ce principe est appliqué Section 3.2 pour obtenir une modélisation de l'évaporateur adaptée à la commande rapprochée.

La modélisation dédiée à la supervision énergétique doit prendre en compte l'ensemble du système tandis que les techniques d'optimisation demandent des modèles avec peu d'états dynamiques. Une simplification supplémentaire des échangeurs thermiques est ainsi proposée Section 3.3, en considérant des propriétés moyennées sur l'ensemble de l'échangeur.

3.2 Modèles pour la commande rapprochée

Nous détaillons ci-dessous un modèle réduit non-linéaire du cycle de Rankine qui capture les dynamiques dominantes de la partie haute pression du système. L'objectif est de fournir un modèle adapté à la synthèse d'une loi de commande rapprochée, afin de maîtriser les conditions (températures et pression) en sortie d'échangeur (les objectifs précis de la commande rapprochée seront détaillés au début de la partie II).

3.2.1 Découplage du circuit haute pression

Le cycle de Rankine peut-être vu en deux parties comme illustré sur la Figure 2 : d'un côté, le circuit haute pression (HP) constitué de la pompe, de l'évaporateur et la machine de détente et de l'autre, le circuit basse pression (BP), constitué du condenseur et du bac.

Pour des ratios de pression importants entre HP et BP, les conditions du fluide (pression et enthalpie) en aval du processus de détente peuvent être négligées dans les équations (2.3)-(2.4) qui déterminent le débit échangé entre HP et BP.

D'autre part, en raison de l'inertie thermique du bac, les variations de température en entrée de la pompe T_3 sont lentes et T_3 peut donc être considérée comme une perturbation (lente) pour la partie HP.

Dans l'objectif de maîtriser les conditions en sortie d'évaporateur, ces considérations permettent d'isoler le circuit HP et ainsi d'obtenir un modèle d'ordre réduit utile à la synthèse d'une loi de commande pour la commande rapprochée.

La section suivante propose une approche complémentaire pour réduire davantage le modèle.

3.2.2 Séparation des dynamiques lentes et rapides

Les auteurs de Jensen et Tummescheit (2002), analysent les valeurs propres d'un modèle d'évaporateur MB linéarisé et proposent une interprétation physique. Bien que ces valeurs dépendent des conditions opératoires considérées et du système étudié (notamment des volumes de paroi et de fluide pour l'évaporateur et du type de fluide, comme discuté Section 2.3), des dynamiques lentes et rapides peuvent être identifiées pour des évaporateurs typiques. Les modes les plus lents correspondent aux dynamiques des températures de paroi $T_{w,i}$ et, parce que la zone liquide contient la majeure partie de la masse de fluide, la dynamique de la longueur de zone liquide L_1 est relativement lente.

En considérant les variables dynamiques les plus rapides comme des variables quasi-statiques, nous proposons ci-dessous deux modèles réduits, respectivement d'ordre 3 et 4, selon que la dynamique de L_1 est conservée ou non.

Modèle à 4 états dynamiques

Considérer L_2, L_3 et p comme quasi-statiques revient à considérer que leurs dérivées temporelles sont nulles. Par conséquent, les propriétés de saturation telle que h_l et h_v qui sont uniquement fonction de la pression, voient leurs dérivées temporelles s'annuler également. Ainsi, le bilan massique du fluide de travail (2.9) peut être réécrit :

i) pour la zone liquide (en notant que $h_1 = \dfrac{h_{in,1} + h_l}{2}$),

$$\frac{1}{2}\, V_f\, L_1\, \left.\frac{\partial \rho}{\partial h}\right|_{(p,h_1)} \frac{dh_{in,1}}{dt} + \rho_1\, V_f\, \frac{dL_1}{dt} = \overset{*}{m}_{in,1} - \overset{*}{m}_{out,1},$$

où $\overset{*}{m}_{in,1}$ correspond au débit $\overset{*}{m}_4$ en sortie de pompe. Puisque la température du fluide à la pompe est considérée comme une perturbation lente, on considère que $\dfrac{dh_{in,1}}{dt} = 0$ et donc

$$\rho_1\, V_f\, \frac{dL_1}{dt} = \overset{*}{m}_4 - \overset{*}{m}_{out,1}$$

ii) pour les zones diphasiques et vapeur,

$$0 = \overset{*}{m}_{in,2} - \overset{*}{m}_{out,3},$$

$$0 = \overset{*}{m}_{in,3} - \overset{*}{m}_{out,3}.$$

On considère donc que le débit est uniforme dans les deux dernières zones et qu'il est égal au débit $\overset{*}{m}_1$ qui traverse la machine de détente.

Sur le même principe, les bilans d'énergie du fluide sont réécrits, tandis que les bilans d'énergie de la paroi (2.13) sont conservés. Il en résulte un système du 4e ordre dont les états dynamiques sont $(T_{w1}, T_{w2}, T_{w3}, L_1)$, qui s'écrit :

$$\begin{cases} M_w\, \dfrac{dT_{w,i}}{dt} = -S_f\, \alpha_i\, (T_{w,i} - T_{f,i}) - \eta_{exh}(T_{w,i} - T_{exh})\ ,\ i = \{1,2,3\} \\ \rho_1\, V_f\, \dfrac{dL_1}{dt} = \overset{*}{m}_4 - \overset{*}{m}_1 \\ 0 = \dfrac{1}{2}\,(\overset{*}{m}_4 + \overset{*}{m}_1)(h_{in,1} - h_l) + S_f\, \alpha_1 (T_{w1} - T_{f,1}) L_1 \\ 0 = \overset{*}{m}_1 (h_l - h_v) + S_f\, \alpha_2 (T_{w2} - T_{f,2}) L_2 \\ 0 = \overset{*}{m}_1 (h_v - h_{out}) + S_f\, \alpha_3 (T_{w3} - T_{f,3})(1 - L_1 - L_2) \end{cases} \tag{3.1}$$

où l'efficacité d'échange paroi-gaz η_{exh} du modèle détaillé est conservée :

$$\eta_{exh} = \dot{m}_{exh}\, cp_{exh}\, \left(1 - \exp\left(-\frac{\alpha_{exh}\, S_{exh}}{\dot{m}_{exh}\, cp_{exh}}\right)\right),$$

et où

$$\overset{*}{m}_1 = \begin{cases} \rho_1\, \eta_{exp}\, V_{exp}\, N_{exp} \text{ pour une machine de détente volumétrique} \\ S\, C_d\, \sqrt{2\, \rho_1\, p_1} \text{ sinon.} \end{cases}$$

Modèle à 3 états dynamiques

En considérant maintenant L_1 comme quasi-statique, les bilans massiques conduisent à considérer que le débit sortant de chacune des trois zones est égal au débit entrant :

$$\overset{*}{m}_{in,i} = \overset{*}{m}_{out,i} \ , \ i = \{1, 2, 3\}.$$

Le débit massique est ainsi considéré uniforme dans l'évaporateur, et donc le débit $\overset{*}{m}_4$ issu de la pompe doit être égal à celui qui traverse la machine de détente $\overset{*}{m}_1$.

On peut alors écrire un modèle du 3e ordre dont les états sont les températures de paroi (T_{w1}, T_{w2}, T_{w3}) :

$$\begin{cases} M_w \dfrac{dT_{w,i}}{dt} = -S_f \ \alpha_i \ (T_{w,i} - T_{f,i}) - \eta_{exh}(T_{w,i} - T_{exh}) \ , \ i = \{1, 2, 3\} \\ 0 = \overset{*}{m}_4 - \overset{*}{m}_1 \\ 0 = \overset{*}{m}_1(h_{in,1} - h_l) + S_f \ \alpha_1(T_{w1} - T_{f,1})L_1 \\ 0 = \overset{*}{m}_1(h_l - h_v) + S_f \ \alpha_2(T_{w2} - T_{f,2})L_2 \\ 0 = \overset{*}{m}_1(h_v - h_{out}) + S_f \ \alpha_3(T_{w3} - T_{f,3})(1 - L_1 - L_2) \end{cases} \tag{3.2}$$

avec

$$\overset{*}{m}_1 = \begin{cases} \rho_1 \, \eta_{exp} \, V_{exp} \, N_{exp} \text{ pour une machine de détente volumétrique} \\ S \, C_d \, \sqrt{2 \, \rho_1 \, p_1} \text{ sinon.} \end{cases}$$

3.2.3 Validation

Les réponses des modèles réduits d'évaporateur MB à des variations sur les entrées sont comparés en FIGURE 3.1 pour le système de Rankine à eau. La réponse du modèle détaillé est également tracée pour servir de référence. Ces variations sont les suivantes : pour $t = 100s, 600s, 1100s, 1600s$ un échelon est appliqué respectivement sur le débit de pompe, le débit de gaz, la température du gaz et la vitesse de la machine de détente.

Il est montré que le modèle du 3e ordre (3.2) capte les dynamiques les plus lentes tandis que le modèle du 4e ordre (3.1) est très proche du modèle détaillé, y compris pour les transitoires plus rapides.

Remarquons que les trois modèles se stabilisent aux mêmes valeurs. Puisque la réduction du modèle ne néglige que des dérivées temporelles, il est logique que les valeurs d'équilibre soient conservées.

3.3 Modèle pour la supervision énergétique

Pour permettre une supervision énergétique efficace, la modélisation doit prendre en compte les principaux bilans énergétique du système.

Ainsi, pour prendre en compte l'influence du refroidissement, et contrairement au modèle pour la commande rapprochée, le couplage des parties haute et basses pression doit être conservé. Il en résulte une augmentation du nombre d'états dynamiques puisque le modèle du condenseur doit être ajouté.

Pour répondre aux impératifs des méthodes d'optimisation qui demandent des modèles avec peu d'états dynamiques, une simplification supplémentaire des échangeurs thermiques est proposée.

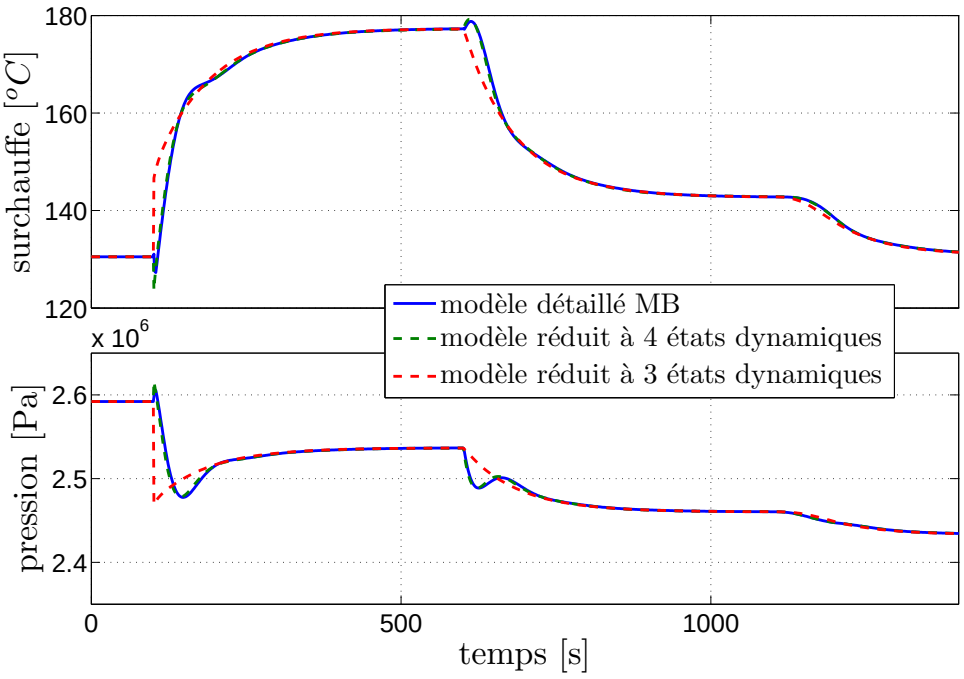


FIGURE 3.1 : Réponse en boucle ouverte : comparaison des modèles complet et réduit.

3.3.1 Modèle d'échangeur « à valeurs moyennes »

Considérons le cycle thermodynamique de la FIGURE 1.1. La surchauffe à la sortie de l'évaporateur (point 1) sera supposée dans ce modèle comme parfaitement régulée à une valeur constante grâce à l'action de la pompe[1], tandis que le fluide à l'entrée de la pompe (point 3) sera supposé être à l'état de saturation liquide.

Comme pour le modèle dédié à la commande rapprochée, les dynamiques lentes du système (correspondant aux dynamiques thermiques des parois des échangeurs) seront prises en compte, alors que la dynamique du fluide sera considérée à l'équilibre. Une réduction supplémentaire sera faite en considérant une seule température de paroi par échangeur — au lieu de trois dans le modèle dédié à la commande rapprochée.

Dans ce but, définissons $\bar{T}_{w,e}$ et $\bar{T}_{w,c}$ la température moyenne des parois, $\bar{T}_{f,e}$ et $\bar{T}_{f,c}$ la température moyenne du fluide de travail, $\bar{\alpha}_{f,e}$ et $\bar{\alpha}_{f,c}$, le coefficient moyen d'échange thermique entre parois et fluide, où les indices e et c se rapportent respectivement à l'évaporateur et au condenseur. En considérant donc un unique volume pour chaque échangeur, le bilan d'énergie de la paroi peut maintenant s'écrire :

$$\begin{aligned} M_{w,e}\dot{\bar{T}}_{w,e} &= S_{f,e}\,\bar{\alpha}_{f,e}\,(\bar{T}_{f,e}-\bar{T}_{w,e}) + V_{o,e}\,\eta_{exh}\,\overset{*}{m}_{exh}\,cp_{exh}\,(T_{exh}-\bar{T}_{w,e}) \\ M_{w,c}\dot{\bar{T}}_{w,c} &= S_{f,c}\,\bar{\alpha}_{f,c}\,(\bar{T}_{f,c}-\bar{T}_{w,c}) + \eta_A\,\overset{*}{m}_A\,cp_A\,(T_A-\bar{T}_{w,c}), \end{aligned} \tag{3.3}$$

où $\eta_A = 1 - exp\left(-\dfrac{\alpha_A\,S_A}{\overset{*}{m}_A\,c_A}\right)$ traduit la chute d'efficacité de l'échange pour des débits d'air importants (McKinley et Alleyne (2008)), alors que η_{exh} sera considéré comme constant en raison de débits d'échappement plus faibles.

[1] On montrera plus loin comment cette régulation sera assurée par la commande rapprochée.

Dans la suite, on supposera que $\bar{T}_{f,e}$ (resp. $\bar{T}_{f,c}$) est à la valeur de la température de saturation qui correspond à la haute pression p_1 (resp. à la basse pression p_3) de l'ORC. $\bar{T}_{f,e}$ (resp. $\bar{T}_{f,c}$) est alors une fonction unimodale de p_1 (resp. of p_3). De même, h_1 et ρ_1 dépendent uniquement de p_1, tandis que h_3 et ρ_3 dépendent de p_3.

L'équilibre du fluide dans les échangeurs mène aux équations suivantes :

$$\begin{cases} 0 = h_1 - S_{f,e}\,\bar{\alpha}_{f,e}\,\dfrac{\bar{T}_{w,e} - \bar{T}_{f,e}}{\overset{*}{m}_1} - h_3 \\ 0 = h_3 - S_{f,c}\,\bar{\alpha}_{f,c}\,\dfrac{\bar{T}_{w,c} - \bar{T}_{f,c}}{\overset{*}{m}_1} - h_2, \end{cases} \tag{3.4}$$

où le débit massique $\overset{*}{m}_1$ est alors homogène dans tout le circuit. En supposant que la vitesse du fluide est supersonique en sortie de turbine, la pression de sortie peut-être négligée (Feru et al. (2013a)) au moment d'exprimer le débit qui traverse les cols de la turbine :

$$\overset{*}{m}_1 = c_d\, S\sqrt{2\,\rho_1\,p_1}, \tag{3.5}$$

où c_d est un coefficient (constant) d'écoulement, et S la surface équivalente des cols de la turbine.

Considérons une efficacité isentropique constante η_{is} de la turbine

$$h_2 = h_1 - \eta_{is}\,(h_1 - h_{is,2}), \tag{3.6}$$

où $h_{is,2}$ correspond à l'enthalpie pour laquelle l'entropie égale celle du point 1 et dont la pression égale celle du point 3. $h_{is,2}$ dépend alors (seulement) de p_1 et p_3.

Des expressions précédentes de $\overset{*}{m}_1$ et h_2, le système (3.4) peut s'exprimer sous la forme implicite suivante :

$$0 = \varphi(\bar{T}_{w,e}, \bar{T}_{w,c}, p_1, p_3). \tag{3.7}$$

A chaque instant, à partir de la connaissance des variables d'état $\bar{T}_{w,e}$ et $\bar{T}_{w,c}$, l'équation (vectorielle) implicite peut être résolue numériquement en itérant sur p_1 et p_3.

La Figure 3.2 illustre le résultat pour l'application du Rankine organique décrit Section 1.2.

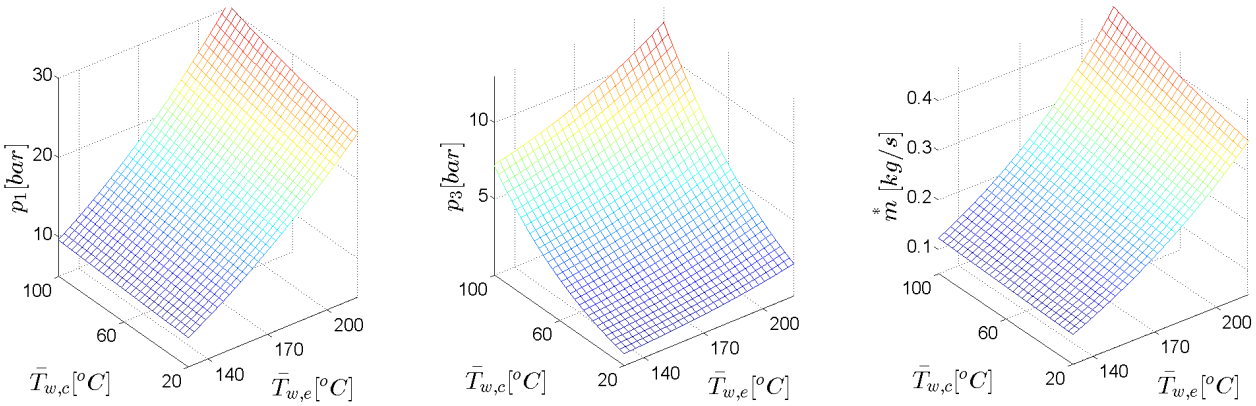


Figure 3.2 : p_1, p_3 et $\overset{*}{m}_1$ en fonction de $\bar{T}_{w,e}$ et $\bar{T}_{w,c}$ (modèle pour la supervision énergétique).

La connaissance des pressions permet alors le calcul des propriétés du fluide, puis le calcul de la dynamique des parois (3.3), et des expressions des puissances mises en jeu par la pompe (2.2) et la machine de détente (2.7).

3.3.2 Validation

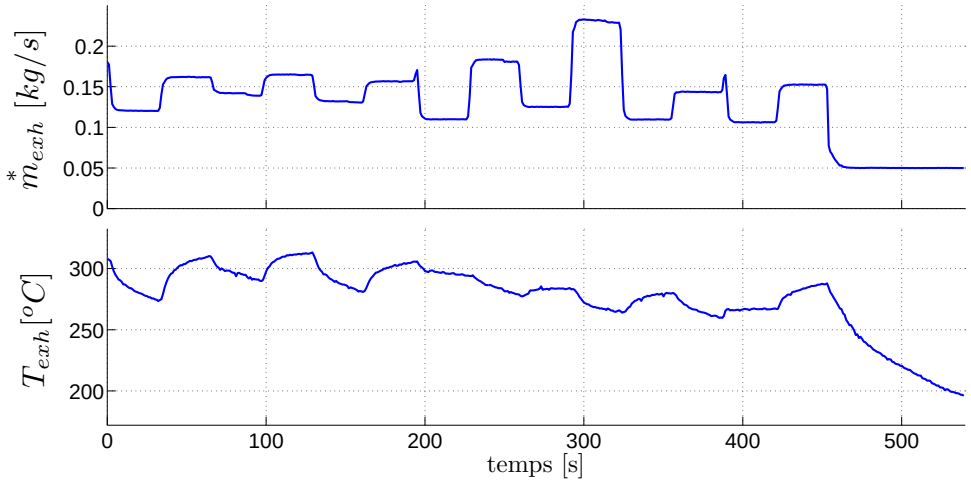
Afin de valider le modèle d'échangeur thermique « à valeurs moyennes », la réponse du modèle d'évaporateur à des conditions transitoires est comparée à des données expérimentales, obtenues sur le procédé décrit Section 1.2. Les variations concernant les gaz d'échappement entrant dans l'évaporateur sont tracées FIGURE 3.3(a).

La valeur numérique du coefficient d'échange $\bar{\alpha}_{f,e}$ a été choisie telle qu'elle minimise l'écart — au sens des moindres carrés — entre mesures expérimentales du débit de pompe $\overset{*}{m}_1$ et prédictions du modèle . La FIGURE 3.3(b) compare les valeurs représentatives du fluide de travail mesurées à la sortie de l'évaporateur (à savoir le débit massique $\overset{*}{m}_1$, la pression p_1 et la température $T_{f,1}$) avec les valeurs prédites par le modèle.

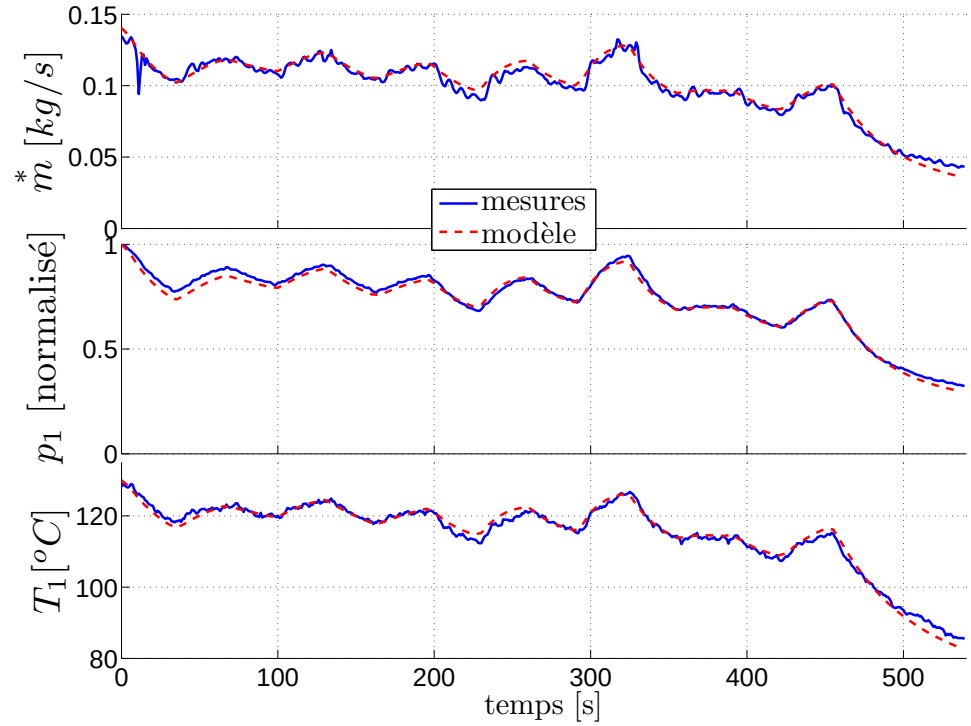
L'expérience a été menée en boucle fermée, ce qui explique les variations rapides du débit de pompe (qui régule la surchauffe). En effet, il n'est pas possible de maintenir le système dans des conditions de sécurité manuellement face à de telles conditions transitoires à l'échappement.

Si le modèle réduit pour la supervision ne rend pas compte de ces variations "hautes fréquences" — la dynamique du fluide étant négligée — il est bien représentatif des dynamiques plus lentes de l'évaporateur sur une large gamme de conditions opératoires. Concrètement, les erreurs relatives sont d'environ 3.3% pour le débit, 2% pour la pression et moins de 1% pour la température.

Conclusion. *Il est montré que pour des conditions nominales (à savoir en présence de surchauffe dans l'évaporateur) un modèle du 3^e ordre suffit à capter les dynamiques les plus lentes d'un échangeur thermique tandis que le modèle du 4^e ordre proposé est très proche du modèle détaillé, y compris pour des transitoires plus rapides. Pour répondre aux impératifs des méthodes d'optimisation qui demandent des modèles avec peu d'états dynamiques, une simplification supplémentaire des échangeurs thermiques est proposée. Grâce à l'introduction d'un coefficient d'échange global entre paroi et fluide de travail, un modèle d'échangeur thermique « à valeurs moyennes »est validé expérimentalement.*



(a) Conditions à l'échappement : température et débit du gaz.



(b) Prédictions du modèle de supervision comparées aux mesures expérimentales.

FIGURE 3.3 : Validation expérimentale du modèle d'évaporateur « à valeurs moyennes ».

Deuxième partie

Commande rapprochée, observation et diagnostic

Chapitre 4

Objectifs de la commande rapprochée

Résumé. *Dans cette deuxième partie, consacrée à la commande rapprochée du cycle de Rankine, ce premier chapitre est dédié à l'analyse des systèmes de Rankine. En particulier, les degrés de liberté (commandes disponibles) sont exposés et les objectifs en termes d'asservissement/régulation des sorties sont posés.*

4.1 Analyse des Entrées - Sorties

Nous présentons FIGURE 4.1 un synoptique générique d'architecture Rankine couvrant les différents cas d'application considérés dans cette thèse.

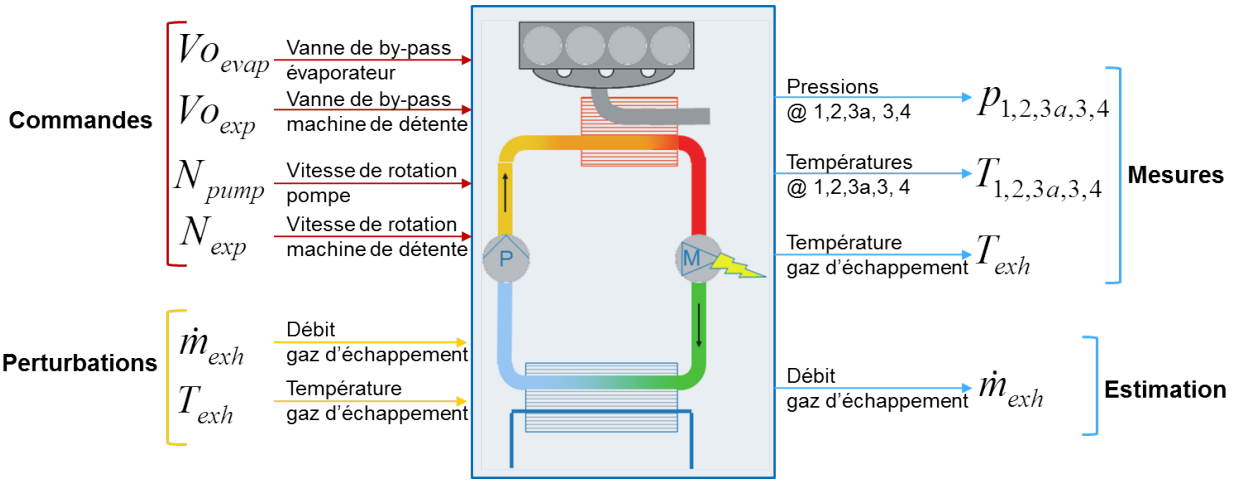


FIGURE 4.1 : Entrées-Sorties du système. Les entrées rouges et orange, représentent respectivement les entrées de commande (actionneurs) et les perturbations.

Sorties

Les mesures disponibles pour le système de commande sont symbolisées sur la FIGURE 4.1 par les flèches sortant du système. On mesure ainsi les paires pressions - températures (p,T) du fluide de travail entre chaque composant matériel (qui correspondent aux points thermodynamique numérotés sur la figure 1.1).

La maîtrise de ces sorties doit permettre de répondre aux objectifs des systèmes de Rankine appliqués au contexte des véhicules : maximiser la production électrique (cas d'une capacité de stockage suffisante, dans les véhicules hybrides électriques, par exemple) ou asservir la production à la demande des auxiliaires (cas du couplage à l'alternateur). Dans les deux cas, des contraintes sur les sorties assurant la sécurité du système doivent être respectées :

- La pression et la température dans la partie haute pression du circuit sont limitées. Ce qui peut être exprimé par les conditions en sortie d'évaporateur $p_1 < p_1^{max}$ et $T_1 < T_1^{max}$.

- La surchauffe SH à la sortie de l'évaporateur doit être assurée pour éviter la formation de gouttelettes dans la machine de détente (risquant de l'endommager). Ce qui peut être exprimée comme une condition sur la température en sortie d'évaporateur (en fonction de la pression) : $T_1^{min}(p_1) < T_1$.

- Le sous-refroidissement SC à l'entrée de la pompe doit être assuré pour éviter des phénomènes de cavitation. Ce qui peut être exprimé comme une condition sur la température en sortie du bac (en fonction de la pression) : $T_3 < T_3^{max}(p_3)$.

Notons que le nombre et la nature des capteurs choisis sont compatibles avec une implémentation industrielle, notamment en terme de coût. Ainsi, il s'agit uniquement de capteurs de températures et de pression qui présentent un encombrement et un coût relativement faibles. En revanche, d'autres capteurs qui pourraient apporter des informations sur l'état du système ne répondent pas à ces contraintes et ne sont pas envisagés. C'est notamment le cas pour les capteurs de débit[1].

Actionneurs

Les actionneurs considérés sont au nombre de quatre (symbolisés sur la FIGURE 4.1 par les quatre flèches du haut, en rouge, entrant dans le système) :

- Le by-pass évaporateur permet de laisser entrer une fraction du débit de gaz d'échappement disponible. Le débit entrant réellement dans le système est alors $\overset{*}{m}_{exh,in} = \overset{*}{m}_{exh}\ Vo_{evap}$ où $\overset{*}{m}_{exh}$ est le débit en sortie moteur et Vo_{evap} est l'ouverture du by-pass normalisée entre 0 et 1. Vue la rapidité de réaction de Vo_{evap} vis-à-vis de Vo_{evap}^{SP} (assurée par un asservissement de bas-niveau) on peut considérer que $\overset{*}{m}_{exh,in} = \overset{*}{m}_{exh}\ Vo_{evap}^{SP}$.

- La commande du by-pass expanseur Vo_{exp}^{SP} permet de conduire une fraction du fluide de travail vers l'expanseur et le reste directement vers le condenseur. Cet actionneur est indispensable pour protéger l'expanseur qui n'admet que de la vapeur, mais n'est pas un réel degré de liberté en mode production. Il conviendra de l'utiliser en tout ou rien : il va conduire tout le fluide de travail vers l'expanseur en mode production (et tout le fluide vers le condenseur en phases de démarrage et d'arrêt).

- La vitesse de pompe permet de réguler le débit $\overset{*}{m}_4$ du fluide de travail entrant dans l'évaporateur. Vue la rapidité de réaction de N_{pump} vis-à-vis de N_{pump}^{SP} et vu le rendement massique η_{pump} quasi constant en mode production (hors cavitation, comme démontré Section 2.1), on peut considérer que la commande est ici $\overset{*}{m}_4$ ($\overset{*}{m}_4 \simeq \eta_{pump}\, N_{pump}^{SP}$).

[1] L'implémentation de capteurs de débit reste possible sur banc d'essai pour analyser et caractériser le système (par exemple pour l'analyse du rendement de la pompe détaillé Section 2.1)

- La vitesse de la machine de détente est régulée par une résistance de charge. Ici encore, si la dynamique est suffisamment rapide, on peut considérer que la commande est directement N_{exp}. Notons que nos résultats expérimentaux montrent que, dans le cas d'une turbine cinétique, cette vitesse a une influence négligeable sur le débit sortant de l'évaporateur (et donc n'influence pas la pression). Plus exactement, il l'influence par le biais de la température qui sort de la machine de détente et donc de la température qui entre dans l'évaporateur, mais avec une amplitude très faible et une dynamique très lente. Dans le cas d'une turbine cinétique, donc, cet actionneur ne pourra pas être utilisé pour contrôler les conditions (de pression ou surchauffe) à la sortie de l'évaporateur (il pourra servir en revanche pour optimiser le rendement de la turbine). Dans le cas d'un expanseur volumétrique, en revanche, N_{exp} peut être considéré comme un véritable actionneur.

Perturbations

La température du gaz d'échappement (T_{exh}), considérée comme une perturbation pour le système de commande rapprochée, est mesurée. En revanche le débit du gaz ($\overset{*}{m}_{exh}$) n'est pas mesuré à cause des contraintes de coût évoquées précédemment. Mais, une estimation du débit de gaz est faite par le calculateur du contrôle moteur (basée sur les quantités de carburant et d'air injectées dans la chambre à combustion).

4.2 Objectifs de la commande rapprochée

Dans les applications stationnaires du cycle thermodynamique de Rankine, comme les centrales thermiques, le principal rôle du système de commande est de réguler la puissance délivrée par l'ensemble turbine-génératrice à un réseau électrique, tout en garantissant les meilleures conditions en terme de rendement (maximiser le transfert de chaleur dans l'évaporateur et utiliser la turbine sur des points de fonctionnement optimaux). Le premier objectif peut être atteint en adaptant le débit d'enthalpie de la source chaude, ce qui revient essentiellement à imposer le débit massique de carburant à brûler dans la centrale. Le second objectif peut être approché en « bougeant » les coins du cycle thermodynamique (voir Figure 4.2). Pour ce faire, on adapte le débit massique du fluide de travail et, si possible, la vitesse de la machine de détente.

La commande est complexe en raison de la nature multivariable et couplée du procédé, et devient même plus difficile dans le cas de la récupération d'énergie des gaz d'échappement du fait que le flux de chaleur dépend du point de fonctionnement moteur : il ne peut être directement manipulé mais agit plutôt comme une perturbation (mesurée) pour le système de commande. D'autres perturbations sont la capacité de refroidissement de la source froide, qui peut être en partie commandable mais qui est toujours limitée, et la puissance demandée par le réseau électrique du véhicule, dont la gestion peut être plus ou moins difficile que dans le cas d'une centrale, selon les capacités de lissage de l'interface avec le réseau. Des difficultés supplémentaires proviennent de la plage de fonctionnement de chaque composant, qui peut être limitée en terme de température, pression et qualité de vapeur admissibles. Enfin, les mesures à bord d'un véhicule et la puissance de calcul disponibles sont forcément limitées.

Nous nous concentrons ici sur la maîtrise des conditions à la sortie de l'évaporateur qui est la problématique de commande principale des systèmes Rankine pour la récupération

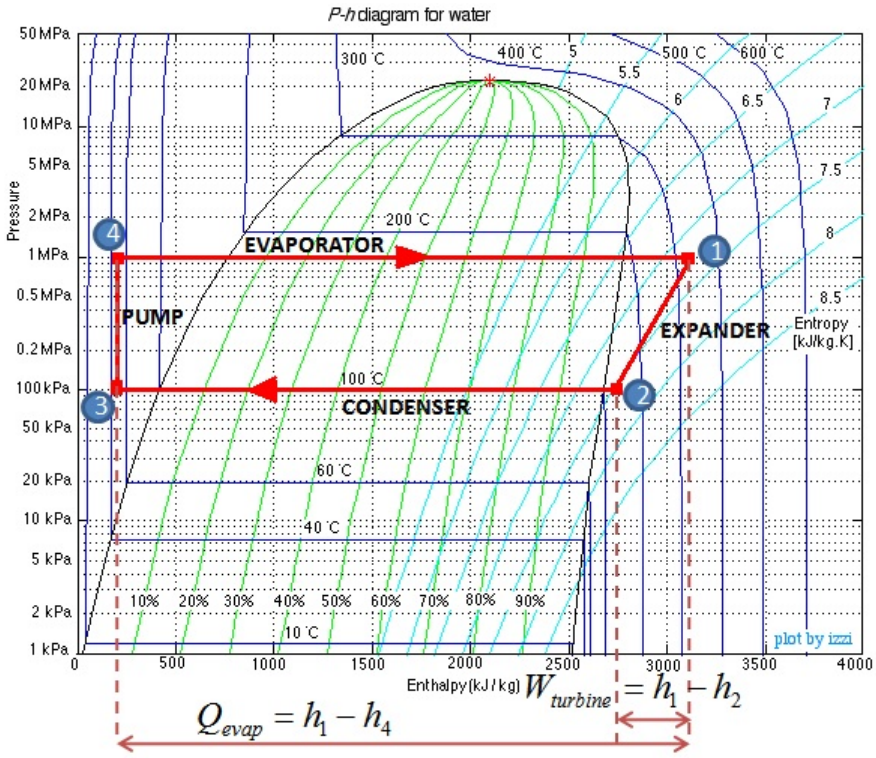


FIGURE 4.2 : Diagramme p-h (pression-enthalpie) d'un cycle de Rankine à eau.

d'énergie des gaz d'échappement. En effet, cette maîtrise permet de répondre aux contraintes de sécurité détaillées dans la Partie 4.1 : limitation de la pression et de la température dans la partie haute pression du circuit, protection de la machine de détente. Elle est également une condition nécessaire à la mise en œuvre d'une gestion optimale du système de récupération d'énergie, développée dans la Partie III. En pratique, le nombre d'actionneurs suffisamment rapides pour assurer la maîtrise des conditions en sortie d'évaporateur est malheureusement assez limité. Dans le cas de notre application du cycle de Rankine à eau, nous disposons notamment de deux degrés de libertés (N_{exp} et $\dot{m}_4$) qui permettent de contrôler SH et p_{evap}.

Précisons qu'il existe, potentiellement, un autre degré de liberté : l'ouverture de la vanne de by-pass évaporateur $V_{o,e}$ (ou le débit de gaz d'échappement $\dot{m}_{exh,in}$ qu'elle fait rentrer dans l'évaporateur). Sa fonction principale est d'assurer la sécurité de l'évaporateur (et du reste du circuit) en coupant l'alimentation en gaz d'échappement en cas de montées excessives en pression ou en température. Mais son action est lente et, dans le cas d'une machine de détente volumétrique, le choix de N_{exp} comme entrée de commande pour asservir les conditions en sortie évaporateur est préférable. Elle peut toutefois être utilisée pour écrêter ou « lisser » la puissance thermique transmise au fluide, si on accepte la perte de rendement globale que cela comporte. Dans ce contexte, on peut la considérer comme un véritable actionneur que l'on peut coupler à une variable qui évolue lentement mais qu'il convient de contrôler (par exemple la puissance dissipée à travers le condenseur, qu'il faut aligner aux conditions de refroidissement, si elles deviennent contraignantes) ou bien pré-positionner à des valeurs telles que les conditions de la fraction du gaz d'échappement qui rentre dans l'évaporateur restent « traitables ». Pour nos applications avec fluide organique, qui utilisent une turbine cinétique, il sera montré au Chapitre 6 que la perte du degré de liberté N_{exp} peut être (sous certaines conditions) compensée par l'utilisation de $V_{o,e}$.

Conclusion. *Dans ce chapitre, les enjeux de la commande rapprochée sont présentés, soulignant les contraintes de sécurité fortes sur les niveaux de pression et de température du fluide en sortie d'évaporateur. Les capteurs et les actionneurs disponibles dans un contexte industriel sont énumérés. Il est mis en évidence que l'application du Rankine à eau avec machine de détente volumétrique diffère fortement des applications Rankine à fluide organique avec turbine cinétique en terme d'objectifs de commande et d'actionneurs disponibles.*

Chapitre 5

Cycle de Rankine à eau

Résumé. *Ce chapitre présente la synthèse et la validation d'une loi de commande permettant l'asservissement de la température et de la pression en sortie d'évaporateur pour un cycle de Rankine à eau avec machine de détente volumétrique. Les limites d'une commande linéaire temps invariante (LTI), couramment utilisée dans la littérature, sont d'abord exposées. Afin de prendre en compte les non-linéarités du procédé, une commande (issue de l'état de l'art) et basée sur un retour de sortie (par gains séquencés) est implémentée. Cette commande est complétée par une pré-compensation originale qui permet d'améliorer le rejet des perturbations.*

5.1 Maîtrise de la surchauffe et de la pression

5.1.1 Limites de la commande linéaire temps invariant

Une approche pragmatique pour le contrôle du système de Rankine à eau en mode production consiste en les étapes suivantes :

- Identifier les matrices de transfert à deux entrées et deux sorties (TITO) du système, avec $u = [\overset{*}{m}_4 \; N_{exp}]'$ comme vecteur d'entrées, et $y = [p_1 \; SH]'$ comme vecteur de sorties.
- Trouver les paires entrée-sortie appropriées via une analyse des gains relatifs (RGA).
- Synthétiser une commande décentralisée par PID, basée sur les termes de la diagonale de la matrice de transfert TITO.

Le problème avec cette structure de commande, et les structures similaires rencontrées dans la littérature (Endo et al. (2007); Quoilin et al. (2011a)), est que ces modèles linéaires identifiés diffèrent sensiblement selon les points de fonctionnement considérés. Prenons par exemple les deux points d'équilibre décrits dans la Table 5.1, qui partagent les mêmes valeurs de sorties y^0, mais qui ont été obtenus pour différentes conditions de gaz d'échappement (nommées « chaud » et « froid »), rencontrées durant un cycle routier typique.

La relation dynamique liant la première commande $\overset{*}{m}_4$ et la sortie SH peut être assez fidèlement décrite (autour d'un point d'équilibre) par une fonction de transfert du premier ordre avec retard pur (FOPTD)

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{K_p}{1 + \tau_p \, s} e^{-T_p \, s}.$$

Point d'équilibre « chaud »		
y^0	SH p	200 K 2.5 MPa
u_2^0	$\overset{*}{m}_4$ N_{exp}	0.005855 kg/s 712.5 rpm
d_2^0	T_{exh} $\overset{*}{m}_{exh}$ T_4	600°C 0.05 kg/s 70°C

Point d'équilibre « froid »		
y^0	SH p	200 K 2.5 MPa
u_1^0	$\overset{*}{m}_4$ N_{exp}	0.0010156 kg/s 134.3 rpm
d_1^0	T_{exh} $\overset{*}{m}_{exh}$ T_4	400°C 0.02 kg/s 30°C

TABLE 5.1 : Définition des points d'équilibre « chaud » et « froid ». Le vecteur de perturbation d est constitué par les conditions du gaz d'échappement (débit $\overset{*}{m}_{exh}$ et température T_{exh}) et par la température à l'entrée de l'évaporateur (T_4).

Ceci est validé par les résultats de simulation d'un modèle FOPTD identifié sur le modèle détaillé MB, comme montré sur la FIGURE 5.1

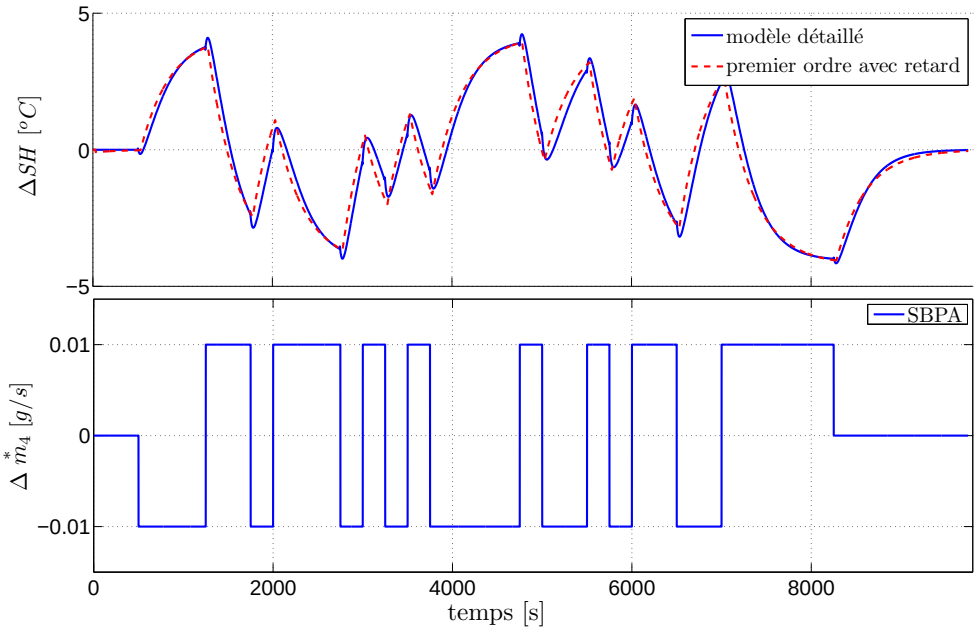


FIGURE 5.1 : Validation du modèle FOPTD pour la paire $\{\overset{*}{m}_4 - SH\}$ sur le point d'équilibre « froid » avec une séquence binaire pseudo-aléatoire (SBPA) en entrée.

Comme le système présente de fortes non-linéarités, les paramètres du FOPTD sont sensiblements différents pour les deux points d'équilibre étudiés (TABLE 5.2).

Il en résulte que la boucle de rétroaction par PI doit être conservative (lente) pour préserver la stabilité en présence d'erreurs de modélisation. Dans ce contexte, on ne peut pas espérer la poursuite précise de consignes arbitraires. Dans Tona et al. (2012), dans le but d'obtenir des résultats acceptables sur un cycle routier réaliste, nous avons opté pour une stratégie d'adaptation de la consigne de pression en fonction des conditions de fonctionnement afin de perturber le moins possible la régulation de surchauffe. Nous avons également ajouté une pré-compensation statique (pré-positionnement) sur la commande de la pompe. Ces options ont permis de générer des consignes plus faciles à suivre et d'améliorer les performances du

	K_p	τ_p	T_p
Point d'équilibre « chaud »	$-1.36e^5$ ^oC/kg.s	60.1 s	8.4 s
Point d'équilibre « froid »	$-4.28e^5$ ^oC/kg.s	345 s	30 s

TABLE 5.2 : Paramètres identifiés du modèle autour des deux points d'équilibre

contrôle de la surchauffe, favorisant ainsi la continuité de fonctionnement plutôt que la recherche de l'optimalité. L'approche décrite dans Tona et al. (2012) n'est pas détaillée ici, car dans la section 5.1.3 nous proposons une pré-compensation basée sur l'inversion de modèle qui permet de (bien) meilleures performances en asservissement et régulation.

5.1.2 Commande par gains séquencés (« gain scheduling »)

Comme illustré par la section précédente, les dynamiques des systèmes de Rankine sont fortement non-linéaires. Pour maîtriser efficacement ces systèmes, la stratégie de commande doit prendre en compte ces non-linéarités afin de garantir de bonnes performances sur toute l'étendue des conditions opératoires.

Une des solutions les plus répandues dans l'industrie pour répondre à cette problématique est l'utilisation de gains séquencés (mieux connus sous l'appellation anglophone « gains scheduling »). Cette méthode, illustrée FIGURE 5.2, consiste à construire une commande non-linéaire par interpolation de plusieurs commandes linéaires, qui peuvent être performantes localement. La simplicité conceptuelle de cette approche et surtout la facilité d'implémentation explique son succès. En revanche, il est généralement difficile de prouver la stabilité de la boucle fermée d'un point de vue théorique.

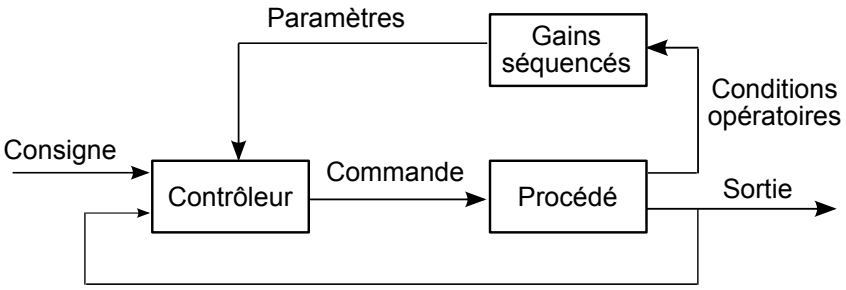


FIGURE 5.2 : Principe de la commande par gains séquencés (« gains scheduling »), où les paramètres du contrôleur dépendent des conditions opératoires.

En pratique, il est nécessaire de trouver des variables représentatives (en faibles nombres) des conditions opératoires et qui capturent les principales non-linéarités du système. Ainsi, pour le contrôle de la surchauffe, l'auteur de Rasmussen (2005) propose de corréler les non-linéarités du système à la valeur de la pression régnant dans l'évaporateur. Si l'auteur ne fournit pas de preuve théorique de la stabilité du système bouclé, des résultats expérimentaux démontrent la pertinence de cette approche.

Pour prendre en compte les non-linéarités du système, la méthode pragmatique exposée Section 5.1.1 peut donc être adapté comme il suit :

- Identifier les fonctions de transfert — décrivant les relations dynamiques entre commandes et sorties — autour d'un ensemble de points d'équilibre.

- Autour de chacun de ces points d'équilibre, régler les paramètres correspondant aux actions proportionnelle, intégrale et dérivée des PID.
- Construire la commande globale par interpolation de ces PID, c'est-à-dire implémenter des PID dont la valeur des paramètres dépend des conditions opératoires.

La mise en œuvre de cette méthode permet ainsi d'améliorer les performances de la commande par PID en ajustant les gains du contrôleur en fonction des conditions opératoires. Dans le contexte de la régulation de surchauffe en sortie d'évaporateur pour un système d'air conditionné, les expérimentations de Rasmussen (2005) montrent qu'il est possible de poursuivre précisément des consignes arbitraires. Mais dans le cadre de systèmes de Rankine embarqués à bord d'un véhicule, où il faut faire face à des conditions externes très transitoires de la source chaude (qui agissent comme des perturbations du point de vue de la maîtrise de la surchauffe et de la pression), les performances d'une telle commande s'avèrent insuffisantes.

Dans le but d'améliorer les performances de cet asservissement, la section suivante présente la synthèse d'une pré-compensation — complémentaire à la commande par rétroaction présenté ci-dessus — pour le rejet de ces perturbations.

5.1.3 Commande basée sur l'inversion de modèle

La figure 5.3 montre la structure d'un nouveau régulateur pour contrôler les conditions en sortie évaporateur du système de Rankine. L'inverse d'un modèle du système est utilisée pour la pré-compensation en calculant les trajectoires des entrées u_d correspondant aux sorties désirées du système (les consignes y^{SP}), pour des perturbations données d. Un correcteur décentralisé permet la correction en boucle fermée en présence d'incertitudes sur le modèle. Rappelons que, parmi les perturbations, les températures du gaz d'échappement (T_{exh}) et du fluide de travail en sortie pompe (T_4) sont facilement mesurables, tandis qu'une estimation du débit de gaz ($\overset{*}{m}_{exh}$) est fournie par le système de contrôle moteur.

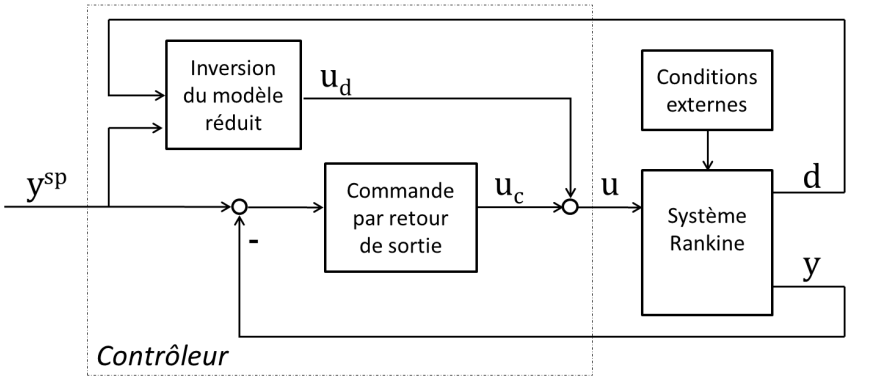


FIGURE 5.3 : Régulateur avec pré-compensation par inversion du modèle réduit.

La validation des modèles réduits de l'évaporateur (Section 3.2.3) montre que le modèle (3.1) du 4e ordre est plus précis que celui du 3e ordre (3.2). Mais il ne peut être inversé (de manière causale et stable) car la simulation montre qu'il n'est pas à minimum de phase. Ainsi le modèle du 3e ordre sera utilisé.

Pour une pression donnée, le débit massique peut être explicitement calculé depuis le système DAE (3.2). Il constitue la pré-compensation $u_{1,d}$ de la première entrée $u_1 = \overset{*}{m}_4$. La

vitesse de rotation de la machine de détente peut également être explicitement déduite de l'équation (2.3). Elle constitue la pré-compensation $u_{2,d}$ de la seconde entrée $u_2 = N_{exp}$.

La pré-compensation est alors décrite par le système dynamique suivant :

$$\begin{cases} M_w \dfrac{dT_{w,i}}{dt} = -S_f\ \alpha_i\ (T_{w,i} - T_{f,i}) - \eta_{exh}(T_{w,i} - T_{exh})\ ,\ i = \{1,2,3\} \\ u_{1,d} = \dfrac{(T_{w3} - T_{f,3}) S_f\ \alpha_3}{h_{out,3} - h_v + \dfrac{(T_{w3} - T_{f,3})(h_l - h_{in,1})\alpha_3}{\alpha_1(T_{w1} - T_{f,1})} + \dfrac{(T_{w3} - T_{f,3})(h_v - h_l)\alpha_3}{\alpha_2(T_{w2} - T_{f,2})}} \\ u_{2,d} = \dfrac{u_{1,d}}{\rho_1\ \eta_{exp}\ V_{exp}} \end{cases} \tag{5.1}$$

où les propriétés du fluide h_v, h_l, $T_{f,i}$ and ρ_1 sont déterminées à partir des sorties désirées (p_1^{SP} et SH^{SP}). Pour s'assurer que l'expression ci-dessus de la pré-compensation $u_{1,d}$ est bien définie, il nous faut vérifier que son dénominateur ne s'annule pas. Pour cela nous aurons besoin de l'hypothèse suivante.

Hypothèse 5.1. *Pour chacune des trois zones i de l'évaporateur*[1]*, la température de la paroi (T_{wi}) est plus élevée que la température du fluide de travail ($T_{f,i}$).*

Durant les phases de démarrage, il est possible que cette condition ne soit pas respectée. Quoi qu'il en soit, la loi de commande étant conçue pour le mode nominal (en présence d'une surchauffe positive), ces conditions ne sont pas restrictives.

L'analyse du cycle thermodynamique de Rankine, illustré FIGURE 4.2, montre alors que, dans l'expression de $u_{1,d}$, le dénominateur est toujours strictement positif. En effet, en présence d'une surchauffe positive, l'enthalpie en sortie d'évaporateur $h_{out,3}$ est supérieure à l'enthalpie de saturation vapeur h_v. De même, l'enthalpie de saturation liquide h_l est supérieure à celle en entrée évaporateur $h_{in,1}$:

$$h_{in,1} < h_l < h_v < h_{out,3}.$$

5.1.4 Résultats et discussions

Structure générale de commande

Le système de contrôle est implémenté dans Simulink avec la structure montrée en FIGURE 5.4. Le module *Sensors* est utilisé pour filtrer les mesures disponibles et calculer ou estimer certaines variables thermodynamiques (enthalpie, surchauffe, densité ...) à partir de ces mesures. Le module *Actuators* traduit les commandes de haut-niveau vers des consignes adaptées aux actionneurs (par exemple, commande de débit massique à la pompe vers consigne de vitesse de rotation pompe). Le module *Supervisor* implémente les sécurités et gère les modes suivants :

- **Arrêt** : le gaz d'échappement (quand son exergie est considérée comme trop faible) by-passe l'évaporateur ;
- **Ralenti froid** : le gaz d'échappement entre dans l'évaporateur pendant que la pompe fait circuler du fluide qui by-passe la machine de détente ;

[1] Rappelons que ces trois zones correspondent à la distinction des phases liquide, vapeur et mixte introduites par le principe des frontières mobiles.

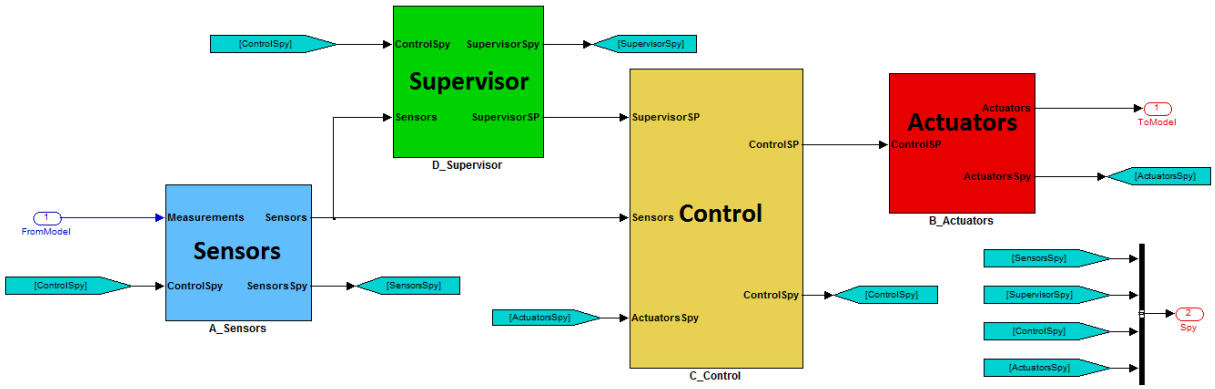


FIGURE 5.4 : Structure du système de contrôle dans Simulink.

- **Ralenti chaud** : le fluide est à l'état de vapeur surchauffée en sortie d'évaporateur, le système est amené vers des conditions permettant l'utilisation de la machine de détente ;
- **Démarrage de la machine de détente** : la vitesse de la machine de détente est commandée et son by-pass est fermé ;
- **Production de puissance** : mode nominal, dans lequel le système devrait rester le plus possible ;
- **Arrêt de la machine de détente** : la vitesse de la machine de détente est ramené à zéro et son by-pass est ouvert.

Chaque mode active une stratégie spécifique de commande (en boucle ouverte ou fermée) implémentée dans le module *Control*.

La période d'échantillonnage du système de commande est de 20 ms (que ce soit en simulation ou sur banc d'essai), ce qui donne de la flexibilité dans le filtrage des mesures et permet une discrétisation convenable des régulateurs.

Co-simulation

En co-simulation les différents sous-systèmes (qui présentent des couplages entre eux) sont modélisés et simulés de manière distribuée sur différents logiciels. Dans la configuration de co-simulation présentée en FIGURE 5.5, le système de contrôle-commande est implémenté sous Simulink alors que le modèle physique du système de Rankine est implémenté sous Dymola (via le simulateur réaliste, présenté et validé au Chapitre 2). Cette structure de co-simulation présente les intérêts suivants :

- utiliser le logiciel le mieux adapté à la modélisation de chaque système (Dymola pour la modélisation du cycle thermodynamique et Simulink pour le contrôle commande),
- utiliser le même modèle de commande en simulation et sur banc d'essai (le modèle du système de Rankine sera alors supprimé au profit des entrées et sorties du procédé réel).

Les conditions externes pour l'évaporateur et le condenseur peuvent être définies pour simuler différents scénarios. Les conditions des gaz d'échappement considérées ici sont issues

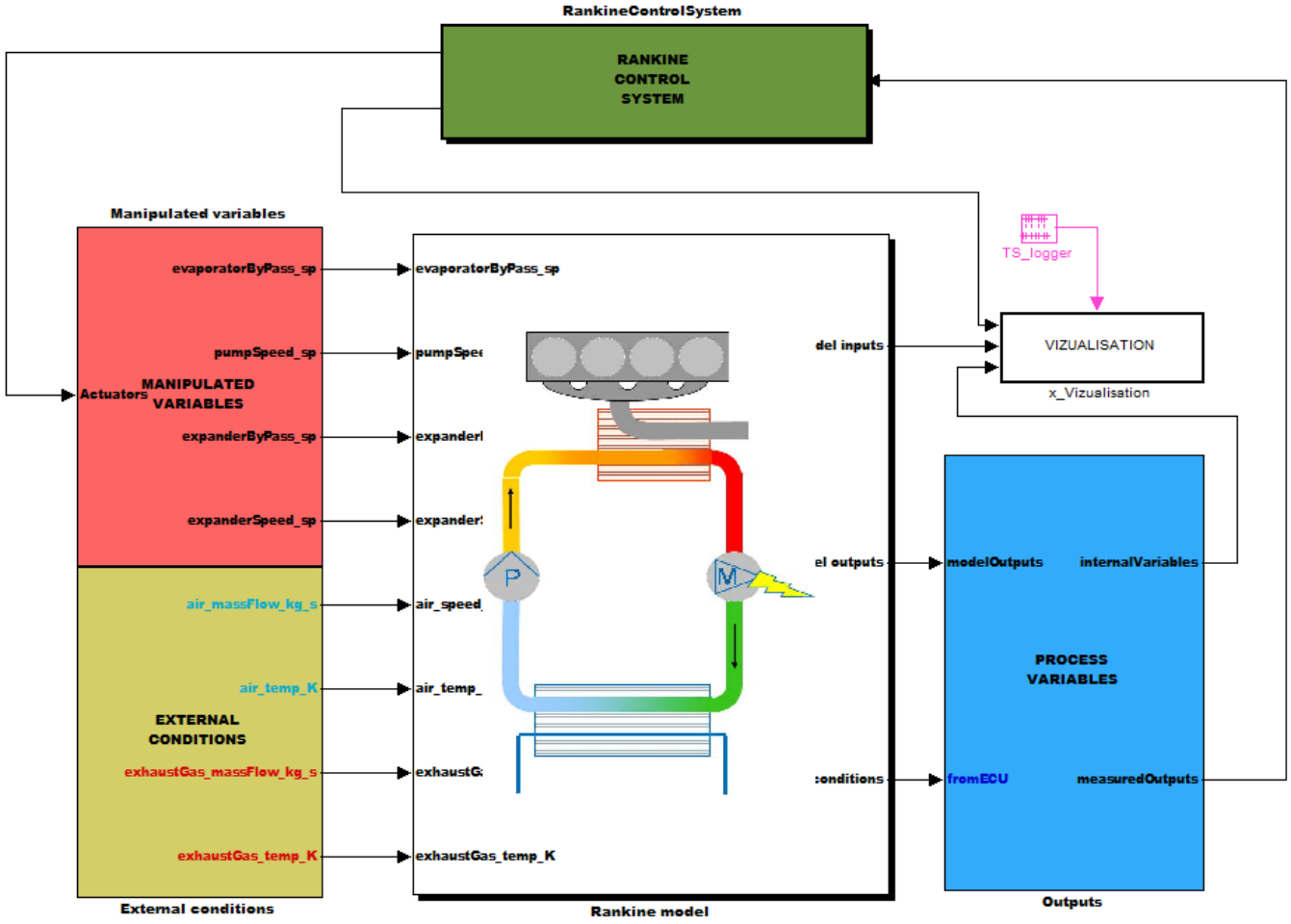


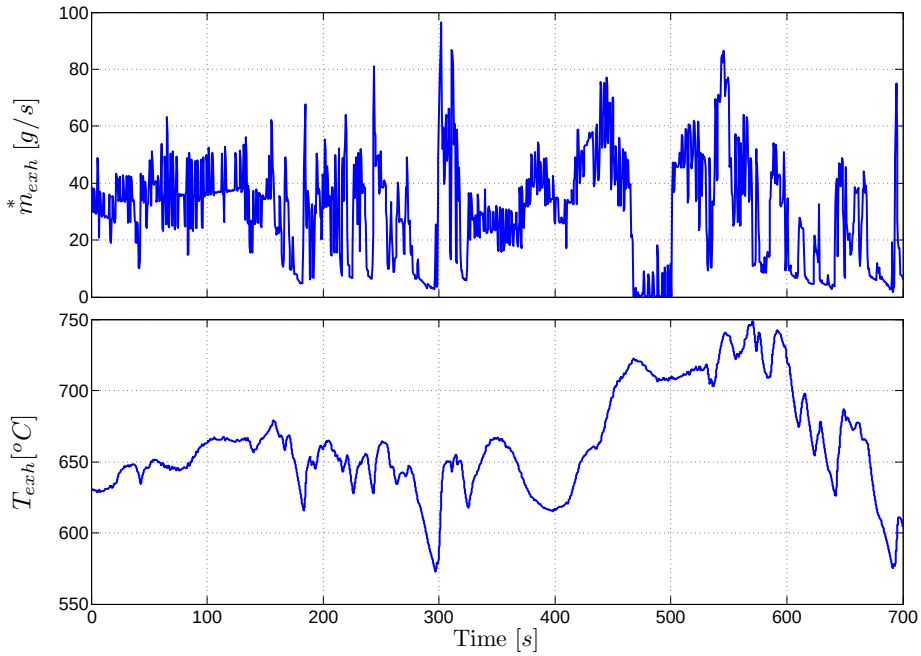
FIGURE 5.5 : Schéma Simulink de co-simulation. Le système de contrôle Simulink est appliqué au simulateur du cycle de Rankine implémenté dans Dymola.

de données expérimentales (FIGURE 5.6(a)), enregistrées depuis un moteur essence 2.0 litres d'une Renault Megane SCENIC II sur un cycle de conduite autoroutier (cycle autoroutier Artemis). On s'est concentré ici sur le mode nominal (production de puissance) ; la simulation démarre ainsi sur des conditions chaudes (notamment, l'eau est à l'état vapeur surchauffée à la sortie de l'évaporateur).

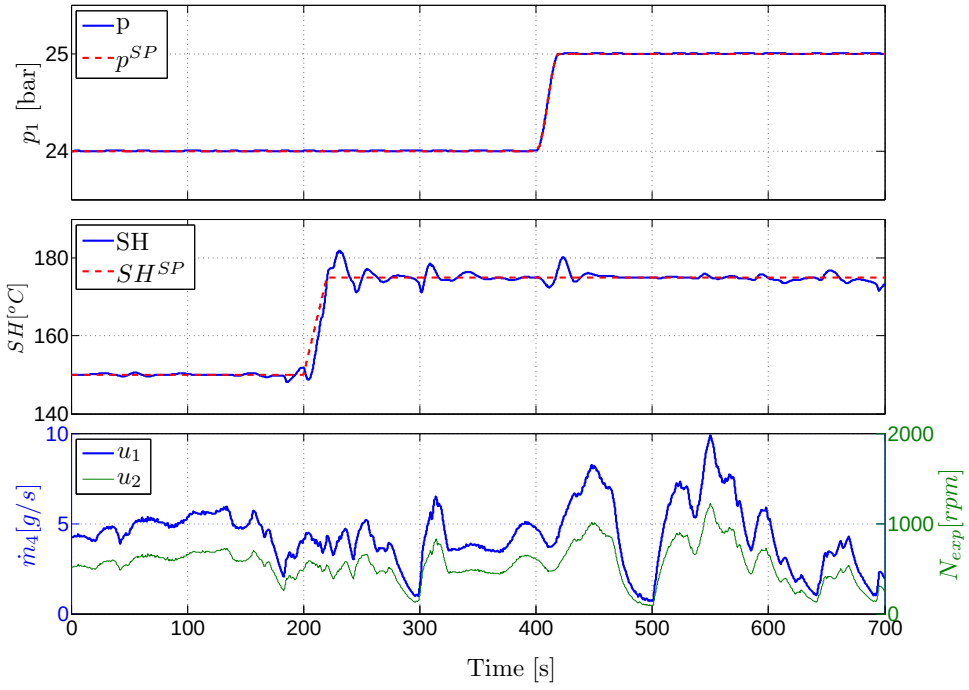
Afin d'évaluer les performances d'asservissement, les consignes (p^{SP} et SH^{SP}) sont augmentées durant la simulation (Figure 5.6(b)). La commande du système assure un suivi très proche de la pression de la vapeur, malgré de très fortes variations sur les conditions d'échappement. La surchauffe est moins bien maîtrisée, mais avec une erreur absolue maximale de 7 ^oC (moins de 5% en relatif) les performances peuvent être considérées satisfaisantes.

Résultats expérimentaux et discussion

Les résultats obtenus sur le simulateur sont encourageants, puisqu'ils montrent que le système peut être maintenu dans des conditions permettant la récupération d'énergie sans discontinuer, même sur des cycles routiers très dynamiques. En outre un asservissement précis de la pression semble possible ce qui pourrait permettre une optimisation plus poussée du cycle, telle qu'elle sera abordée au Chapitre 9.



(a) Conditions à l'échappement.



(b) Sorties (p_1,SH) et commandes ($\dot{m}_4$, N_{exp})

FIGURE 5.6 : Asservissement de la pression (p_1) et de la surchauffe (SH) par PID avec pré-compensation dynamique basée sur l'inversion de modèle.

Mais les résultats précédents n'ont pas pu être confirmés expérimentalement, pour les conditions transitoires envisagées. En effet, sur le banc d'essai présenté Section 1.2, des problèmes techniques ont jusqu'ici empêché de maîtriser efficacement la vitesse de rotation de la machine de détente N_{exp}, considérée comme un degré de liberté dans notre loi de commande. Ces résultats expérimentaux rejoignent les difficultés rapportées dans la littérature

Endo et al. (2007); Horst et al. (2013) lorsqu'il s'agit de maîtriser la pression au niveau de l'évaporateur, dans des conditions transitoires représentatives d'un trajet routier.

En revanche le système a pu être stabilisé sur des points stationnaires et les résultats présentés dans Leduc et Smague (2013) confirment le potentiel du système de Rankine à eau pour la réduction de consommation d'un véhicule léger (avec moteur essence). Ainsi, pour des conditions correspondantes à une conduite sur autoroute, il a été montré que le système de Rankine pouvait récupérer, de manière continue, une puissance mécanique supérieure à $1kW$ en sortie de la machine de détente.

Conclusion. *Il est montré dans ce chapitre, que face aux fortes non-linéarités présentées par le cycle de Rankine, l'utilisation d'une commande linéaire temps-invariante ne permet pas de répondre aux objectifs de la commande dans un contexte où les transitoires sont importants. L'utilisation d'une commande par retour d'état par gains séquencés, couplée à une pré-compensation dynamique basée sur le modèle, permet au contraire d'atteindre des performances satisfaisantes dans des conditions réalistes d'utilisation à bord d'un véhicule léger. Ces résultats, obtenus sur simulateur, restent toutefois à valider expérimentalement.*

Chapitre 6

Cycle de Rankine à fluide organique

Résumé. *Ce chapitre présente la synthèse d'une loi de commande permettant l'asservissement de la température et de la pression en sortie d'évaporateur pour un cycle de Rankine organique avec turbine cinétique. Les performances et la robustesse de la stratégie non-linéaire basée sur le modèle sont démontrées expérimentalement dans des conditions réalistes de conduite pour un camion poids-lourd.*
La synthèse d'un observateur, permettant l'estimation de la température de paroi de l'évaporateur, est également présentée et ses bénéfices en terme de performances de la boucle fermée sont discutées.

6.1 Maîtrise de la surchauffe

6.1.1 Formulation du problème

Dans le cas d'un cycle de Rankine organique, la contrainte concernant la température en sortie d'évaporateur (Section 4.1) est généralement simplifiée par une régulation de la surchauffe autour d'un SH^{SP} fixe. En effet, il est généralement admis (El Chammas et Clodic (2005)) que SH doit être le plus petit possible pour maximiser le rendement du cycle, mais supérieur à une valeur minimale qui garantit la sécurité de l'expanseur.

Le problème que nous traitons dans cette section se résume à la régulation de la surchauffe. Le système considéré est alors mono-entrée mono-sortie (SISO) où la commande est $u = \overset{*}{m}_4$ et la sortie $y = SH$. L'identification expérimentale commande-sortie (pour des perturbations fixes) conduit à l'adoption de modèles du second ordre (comme illustré en FIGURE 6.1) avec dépassement, ce qui justifie l'emploi d'un PID.

Comme pour le cas du cycle de Rankine à eau, les paramètres identifiés sont sensiblement différents selon le point d'équilibre, ce qui justifie également l'utilisation d'une pré-compensation, comme pour la structure de commande présentée FIGURE 5.3.

6.1.2 Synthèse de la commande par pré-compensation

Ici, le seul degré de liberté est la vitesse de pompe. Par l'inversion du modèle réduit il s'agit de déterminer la pré-compensation u_d de cette commande permettant la régulation autour d'une consigne constante SH^{SP} (c'est-à-dire permettant le rejet des perturbations). En reprenant les notations de la Figure 5.3, le vecteur de perturbations est $d = [T_{exh}\ \overset{*}{m}_{exh}\ T_{evap,in}]'$. Le modèle réduit (3.2) associé à l'expression de la détente (2.4) peut s'écrire sous la forme

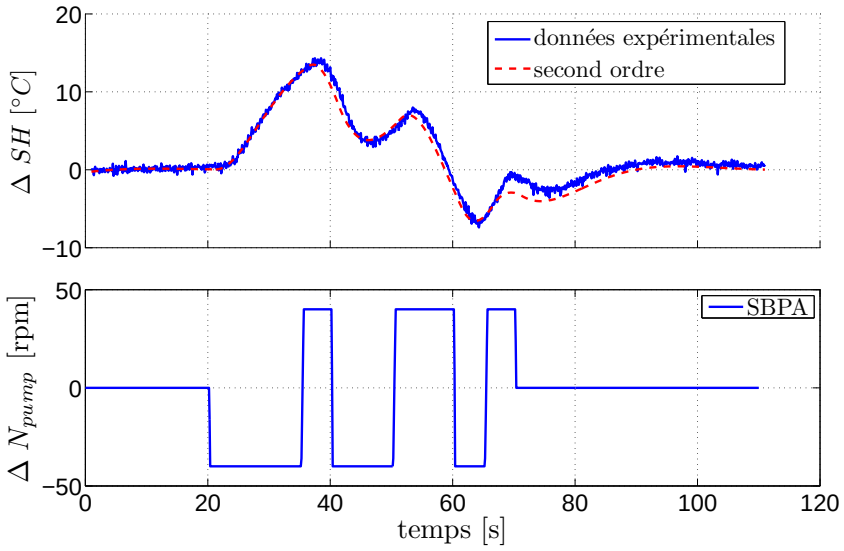


FIGURE 6.1 : Identification (ORC) commande-sortie par un modèle du second ordre.

d'un système DAE.

A condition de connaître la pression p_1, la partie dynamique se présente sous une forme explicite :

$$\begin{cases} \dot{T}_{w1} = -\dfrac{S_f\ \alpha_1}{M_w}(T_{w1} - T_1) - \dfrac{\eta_{exh}}{M_w}(T_{w1} - T_{exh}) \\ \dot{T}_{w2} = -\dfrac{S_f\ \alpha_2}{M_w}(T_{w2} - T_2) - \dfrac{\eta_{exh}}{M_w}(T_{w2} - T_{exh}) \\ \dot{T}_{w3} = -\dfrac{S_f\ \alpha_3}{M_w}(T_{w3} - T_3) - \dfrac{\eta_{exh}}{M_w}(T_{w3} - T_{exh}) \end{cases} \tag{6.1}$$

tandis que la résolution numérique de la partie algébrique doit permettre de déterminer p_1 :

$$\begin{cases} u_d &= S\sqrt{2\ \rho_1 p_1} \\ L_1 &= u_d \dfrac{h_l - h_{in}}{S_f\ \alpha_1\ (T_{w1} - T_{f,1})} \\ L_2 &= u_d \dfrac{h_v - h_l}{S_f\ \alpha_2\ (T_{w2} - T_{f,2})} \\ L_3 &= u_d \dfrac{h_{out} - h_v}{S_f\ \alpha_3\ (T_{w3} - T_{f,3})} \\ 0 &= 1 - (L_1 + L_2 + L_3) \end{cases} \tag{6.2}$$

Rappelons que $T_{f,2}$, h_l et h_v ne dépendent que de p_1, tandis que $T_{f,1}$ dépend de p_1 mais aussi de la perturbation T_4. D'autre part, la densité ρ_1 à la sortie de l'évaporateur et $T_{f,3}$ dépendent de p_1 et de la sortie désirée SH^{SP} (par souci de clarté, ces dépendances n'ont pas été notées ci-dessus). Par souci de simplicité, SH^{SP} sera supposée constante et égale à 30 °C dans ce qui suit, mais les résultats restent valides pour tout autre valeur (strictement positive) de surchauffe.

Pour implémenter notre pré-compensation, il est donc nécessaire de résoudre (en ligne), le système implicite (6.2). Pour cela, définissons le domaine physique dans lequel nous tra-

vaillerons. Les hypothèses suivantes sont définies pour le fluide organique considéré dans les applications numériques de ce chapitre, à savoir le R245fa.

Hypothèse 6.1. *La pression p_1 dans l'évaporateur respecte*

$$p_1 < 25 \ bar$$

et la température du fluide T_4 à l'entrée de l'évaporateur respecte

$$10 \text{ °C} < T_4 < 40 \text{ °C}.$$

Hypothèse 6.2. *$T_{wi} > T_{f,i}$ pour $i = 1, 2, 3$.*

Notons que l'hypothèse 6.1 est vérifiée pour l'application considérée dans des conditions normales de fonctionnement. De plus hautes pressions p_1 ne respecteraient pas les conditions de sécurité et conduiraient à l'arrêt du système par le superviseur. De même la température T_4 impose la pression dans la partie basse pression du circuit et est donc également bornée pour des questions de sécurité.

Physiquement, l'hypothèse 6.2 signifie que, pour chaque zone, la paroi présente une température plus élevée que le fluide. Durant les phases de démarrage, il est possible que cette condition ne soit pas respectée. Quoi qu'il en soit, la loi de commande étant conçue pour le mode nominal (en présence d'une surchauffe positive), ces conditions ne sont pas restrictives.

Pour résoudre le système implicite (6.2), définissons Φ comme le résidu issu de la dernière équation :

$$\Phi = 1 - (L_1 + L_2 + L_3), \tag{6.3}$$

Proposition 6.1. *Sous condition que les hypothèses 6.1 et 6.2 soient vérifiées,*

$$\left.\frac{\partial \Phi}{\partial p_1}\right|_{(T_w,d,p)} < 0,$$

où Φ est définie par la relation (6.3) et où T_w représente le vecteur d'état défini par

$$T_w = [T_{w1}\, T_{w2}\, T_{w3}]'.$$

Preuve. Pour montrer que $\left.\frac{\partial \Phi}{\partial p_1}\right|_{(T_w,d,p)} < 0$, en reprenant la relation (6.3), on voit qu'il suffit de montrer les conditions suivantes :

i) $\left.\frac{\partial L_3}{\partial p_1}\right|_{(T_w,d,p)} > 0$

ii) $\left.\frac{\partial L_2}{\partial p_1}\right|_{(T_w,d,p)} > 0$

iii) $\left.\frac{\partial L_1}{\partial p_1}\right|_{(T_w,d,p)} > 0$

i) Posons

$$L_3 = \frac{D_3}{N_3}, \text{ où } D_3 = u_d(h_{out} - h_v) \text{ et } N_3 = S_f\ \alpha_3\ (T_{w3} - T_{f,3})$$

alors

$$\text{sign}\left(\left.\frac{\partial L_3}{\partial p_1}\right|_{(T_w,d,p)}\right) = \text{sign}\left(\left.\frac{\partial N_3}{\partial p_1}\right|_{(T_w,d,p)} D_3 - N_3\ \left.\frac{\partial D_3}{\partial p_1}\right|_{(T_w,d,p)}\right).$$

Sachant que la température du fluide $T_{f,3}$ est une fonction croissante de p_1, on obtient :

$$N_3 > 0 \text{ et } \left.\frac{\partial D_3}{\partial p_1}\right|_{(T_w,d,p)} < 0.$$

De plus, avec l'hypothèse 6.2, il vient

$$D_3 > 0.$$

La Figure 6.2(a) montre le calcul numérique de $\left.\frac{\partial N_3}{\partial p_1}\right|_{(T_w,d,p)}$ sur le domaine physique défini par les hypothèses 6.1 et 6.2. Il est ainsi montré que

$$\left.\frac{\partial N_3}{\partial p_1}\right|_{(T_w,d,p)} > 0$$

pour l'ensemble des pressions admissibles par le système.
Ainsi $\left.\frac{\partial L_3}{\partial p_1}\right|_{(T_w,d,p)} > 0.$

ii) Posons $L_2 = \frac{D_2}{N_2}$. Comme précédemment, il est clair que $N_2 > 0$ et que $\left.\frac{\partial D_2}{\partial p_1}\right|_{(T_w,d,p)} < 0$ et $D_3 > 0$. De même la Figure 6.2(a) montre que $\left.\frac{\partial N_2}{\partial p_1}\right|_{(T_w,d,p)} > 0$. Ainsi $\left.\frac{\partial L_2}{\partial p_1}\right|_{(T_w,d,p)} > 0$.

iii) Posons $L_1 = \frac{D_1}{N_1}$. Comme précédemment, il est clair que $N_1 > 0$ et que $\left.\frac{\partial D_1}{\partial p_1}\right|_{(T_w,d,p)} < 0$ et $D_1 > 0$. Comme le montre la Figure 6.2(b), $\left.\frac{\partial N_1}{\partial p_1}\right|_{(T_w,d,p)} > 0$ pour l'ensemble des conditions admissibles par le système : en terme de pression et de température à la pompe. Ainsi $\left.\frac{\partial L_2}{\partial p_1}\right|_{(T_w,d,p)} > 0.$

□

Ainsi, $\Phi(T_w, d, p_1)$ décroît de façon monotone avec p_1. En conséquence, on peut résoudre numériquement (6.2), par exemple par dichotomie, garantissant une implémentation robuste (en ligne) de la commande. En d'autres termes, étant donné un vecteur de perturbation d et un vecteur d'état T_w, calculé par intégration du système d'équation (6.1), on peut déduire la valeur de pression p_1 correspondante. Finalement, la partie pré-compensation est déduite par l'expression du débit qui traverse la turbine $u_d = S\sqrt{2\ \rho_1 p_1}$.

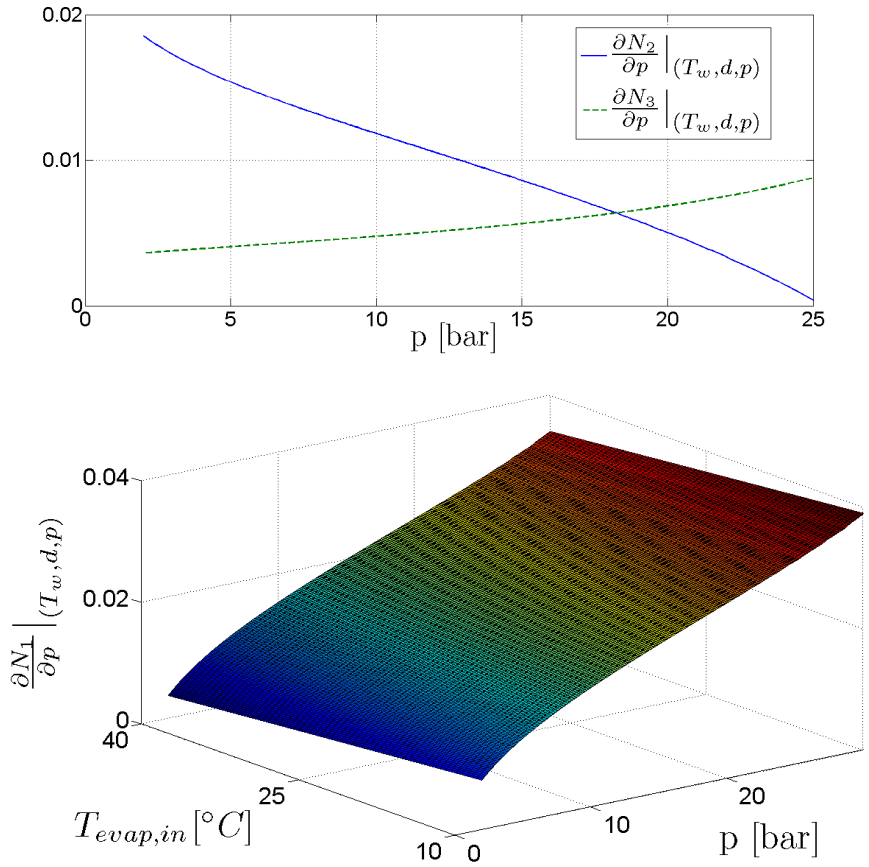


FIGURE 6.2 : N_1,N_2 et N_3 sont des fonctions croissantes de p_1 (pour $p_1 < 25$ bar et $T_{evap,in} < 40$ °C). Ici SH^{SP} est fixée à 30 °C.

6.1.3 Résultats expérimentaux

Les résultats présentés ici sont issus des expériences menées sur un banc d'essai moteur sur le site d'IFPEN, à Solaize avec un prototype de système Rankine à vocation industrielle. Il s'agit de l'application pour poids lourds détaillée Section 1.2 dont le système Rankine est représenté FIGURE 1.6.

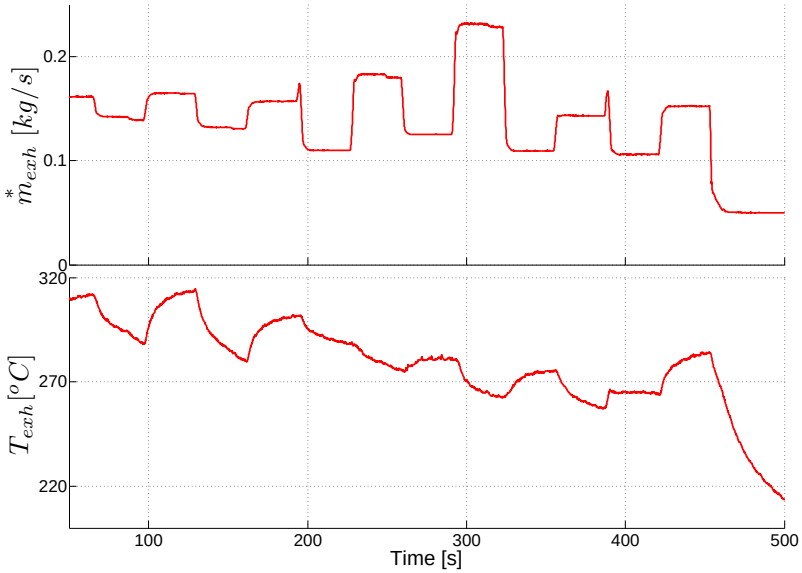
Performances de la régulation

Une première expérience est présentée FIGURE 6.3 pour valider l'intérêt de la pré-compensation dynamique détaillée Section 5.1.3.

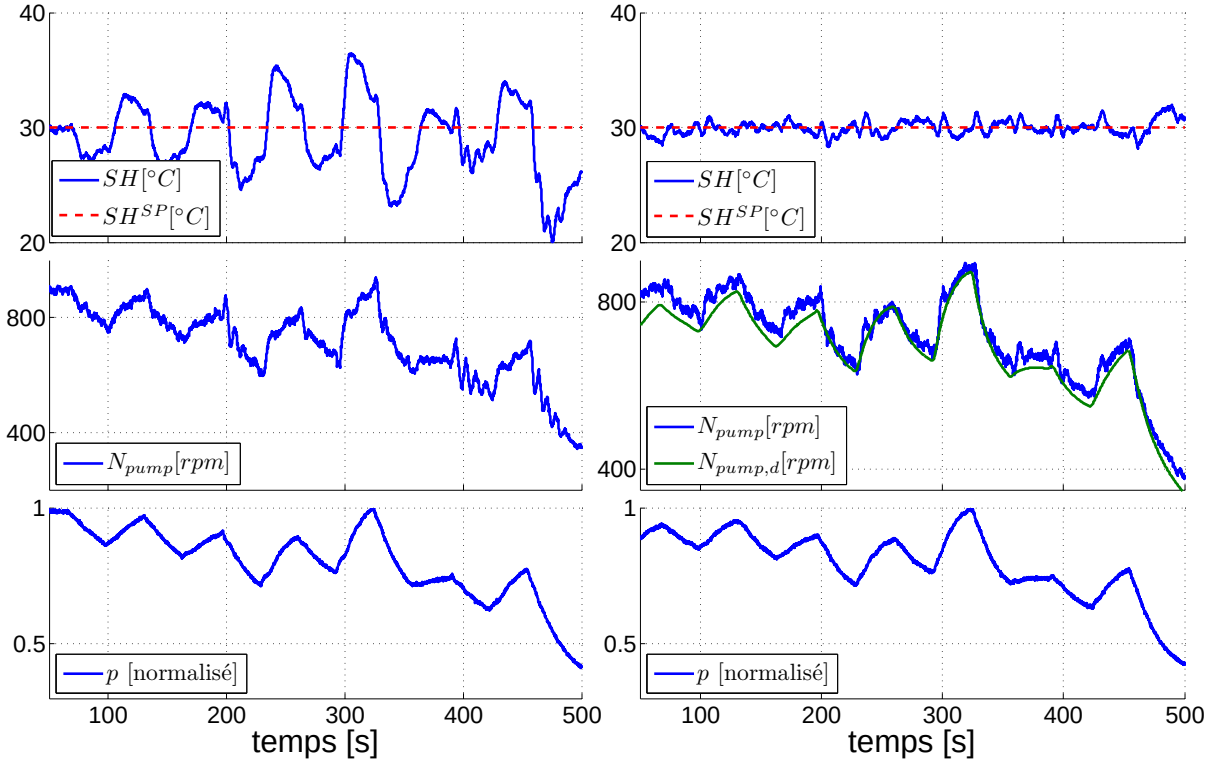
Ici, des variations en régime et en couple ont été imposées au moteur Diesel, pour valider la stratégie sur une large gamme de conditions opératoires. Il en résulte les conditions à l'échappement (fortement transitoires) tracées FIGURE 6.3(a). Il est montré FIGURE 6.3(b) que les performances de la régulation par PID sont sensiblement améliorées par notre pré-compensation dynamique : plus particulièrement, l'erreur maximale ($|SH - SH^{SP}|$) est d'environ 10 °C dans le cas du PID seul contre 1.9 °C avec la pré-compensation.

Robustesse de la régulation

Une seconde expérience est menée (FIGURE 6.4) où la stratégie avec pré-compensation est validée sur un profil réaliste de conditions à l'échappement, correspondant à un trajet entre



(a) Conditions à l'échappement.



(b) PID seul (tracés de gauche) vs PID avec pré-compensation dynamique (à droite).

FIGURE 6.3 : Résultat expérimental : la pré-compensation dynamique par inversion du modèle améliore la régulation de surchauffe(SH)

deux villes françaises : Lyon et Chambéry. La régulation de la surchauffe (SH) se montre alors performante et robuste sur toute la durée du cycle (50 minutes).

Remarque 6.1. *Durant la phase de démarrage (qui dure ici environ* 1 *minute), la pompe est commandée en boucle ouverte. Le système de commande suit alors les modes décrit Section 5.1.4 : à l'arrêt (lorsque le débit de gaz est trop faible) la pompe ne tourne pas ; elle est*

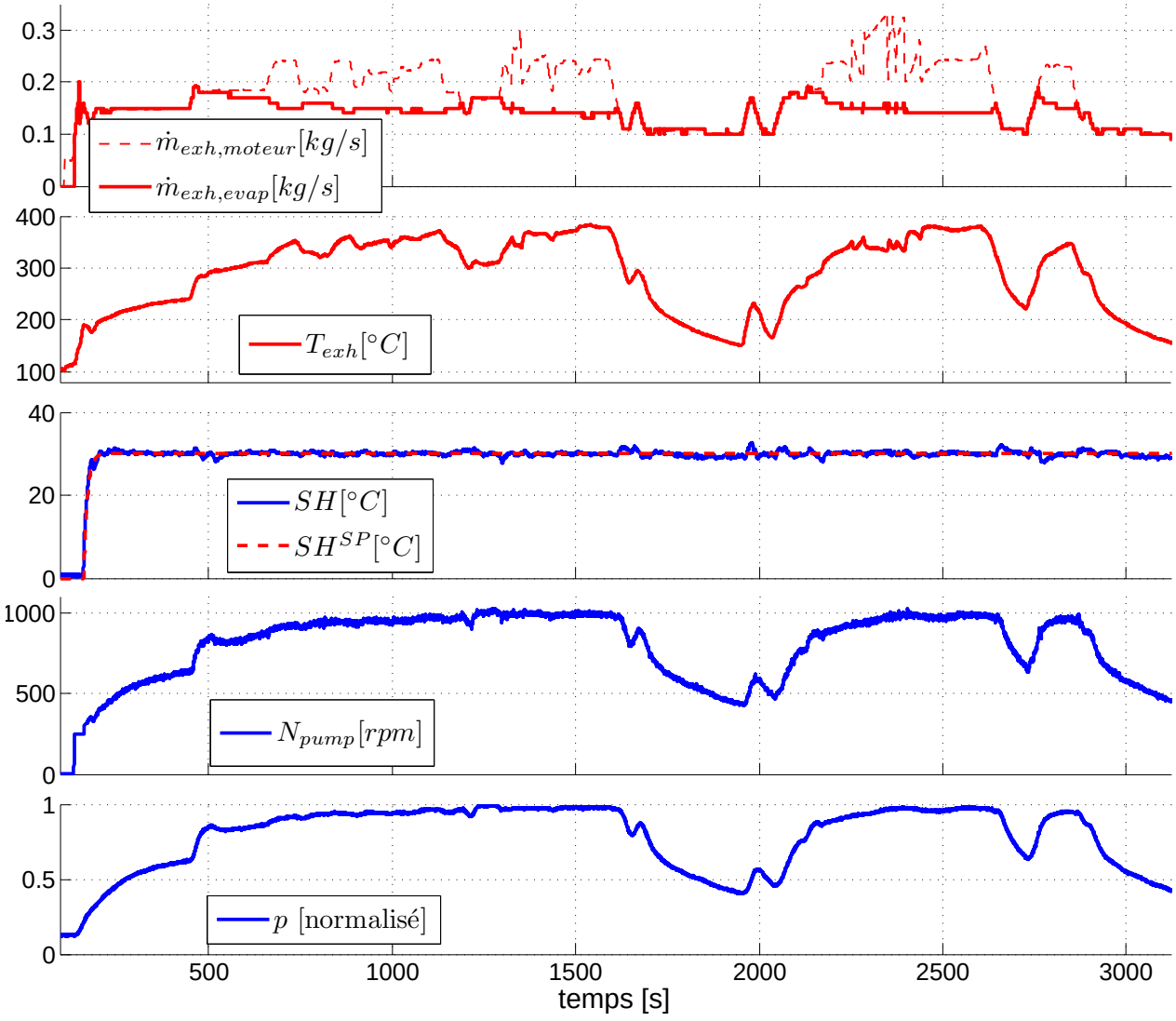


FIGURE 6.4 : Validation expérimentale de la stratégie de commande sur un profil de conduite réaliste.

ensuite maintenue à un faible régime (mode ralenti froid) jusqu'à apparition d'une valeur de surchauffe positive.

Remarque 6.2. *Dans cette deuxième expérience, le by-pass échappement $V_{o,e}$ a été utilisé pour limiter le flux d'enthalpie de gaz et maintenir la pression dans le circuit sous le seuil de sécurité. Ainsi seule une partie (notée $\overset{*}{m}_{exh,evap}$) du débit disponible $\overset{*}{m}_{exh,motor}$ entre effectivement dans l'évaporateur. Ces résultats expérimentaux montrent qu'une telle stratégie permet une régulation de surchauffe efficace tout en garantissant la sécurité en terme de pression.*

La stratégie de commande décrite ci-dessus permet donc de maintenir la système en sécurité de manière stable et prolongée, dans des conditions réalistes de conduite. Bien que les conditions obtenues à l'entrée de la turbine[1] offrent un potentiel de récupération intéressant, la gestion (heuristique) du by-pass évaporateur est éloignée de toute considération d'optimalité.

Une condition nécessaire à la mise en œuvre d'une gestion optimale du système de récupération d'énergie, développée Partie III, est l'asservissement de la pression à l'entrée de la

[1]La puissance produite par la turbine n'est pas donnée ici, pour des raisons de confidentialité.

turbine. Ce sera le sujet de la Section 6.2.

6.1.4 Résultats de simulation

La loi de commande pour la maîtrise de la surchauffe (proposée Section 6.1.2) est implémentée sous Simulink. Afin de vérifier la pertinence de cette approche, le régulateur est testé sur le simulateur détaillé, dont les équations du modèle sont données Chapitre 2.

Les conditions de gaz considérés, présentées FIGURE 6.5(a), couvrent une large gamme de conditions opératoires.

Les résultats obtenus expérimentalement (FIGURE 6.3(b)) sont comparables à ceux obtenus sur notre simulateur (FIGURE 6.5(b)). Notamment, pour la régulation par PID seul (tracés de gauches), les trajectoires de la commande N_{pump}, de la sortie régulée SH et de la pression sont très proches.

Les différences sont un peu plus grandes avec la pré-compensation dynamique. En effet, en simulation (ou le procédé est remplacé par le modèle détaillé), la valeur de la pré-compensation $N_{pump,d}$ (donnée par la prédiction du modèle réduit) est très proche de la commande nécessaire pour réguler SH.

Néanmoins, ces résultats montrent que le modèle dynamique détaillé proposé Section 6.1.2 est réaliste et qu'il permet d'évaluer la pertinence d'une loi de commande. L'étude de l'influence du dimensionnement sur la régulation de la surchauffe, présentée par la suite (Section 6.1.5), en tire ainsi partie. De plus, les simulations s'avèrent particulièrement rapides, ce qui permet aisément une première calibration des paramètres de régulation (par exemple du PID), réduisant le temps de calibration sur le procédé expérimental.

6.1.5 Importance du dimensionnement

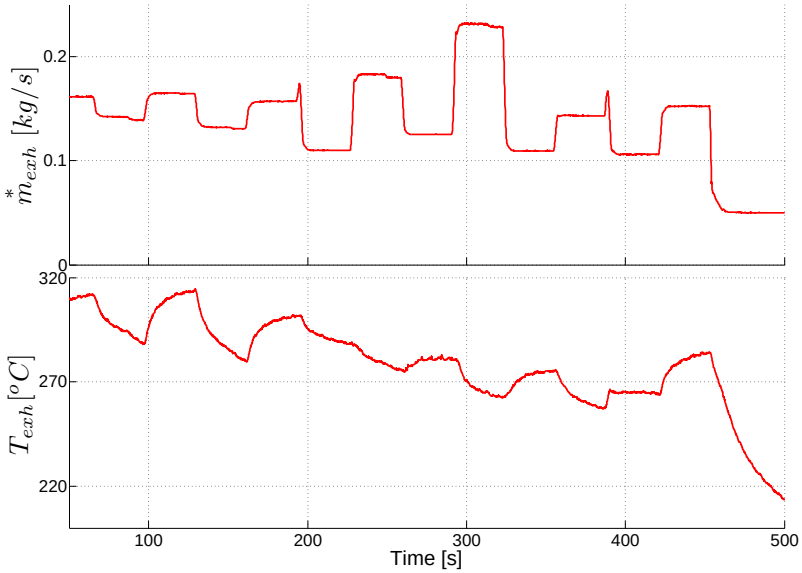
Comme mis en évidence Section 2.3 par des simulations en boucle ouverte, le dimensionnement a une grande influence sur la dynamique de l'évaporateur. Il est donc légitime de s'interroger sur l'influence du dimensionnement sur les performances de la loi de commande détaillée précédemment, qui ont été validées sur un système particulier. Notons que dans le cas limite où le volume de fluide de travail est proche de 0 (le modèle réduit pour la commande rapprochée coïncide alors avec le modèle détaillé), nous avons montré Section 6.1.2 que, pour des conditions nominales de fonctionnement, la surchauffe est parfaitement commandable grâce au débit de pompe puisque le modèle est alors entrée-sortie inversible.

La question de la commandabilité est posée dans Stobart et al. (2007) qui met en avant la corrélation entre le temps de réponse du système et sa dimension (en terme de volume de fluide de travail), dans le cas d'un Rankine à eau. Les auteurs soulignent l'importance de ce paramètre dans la durée de démarrage du système (période durant laquelle la machine de détente ne peut pas produire de puissance).

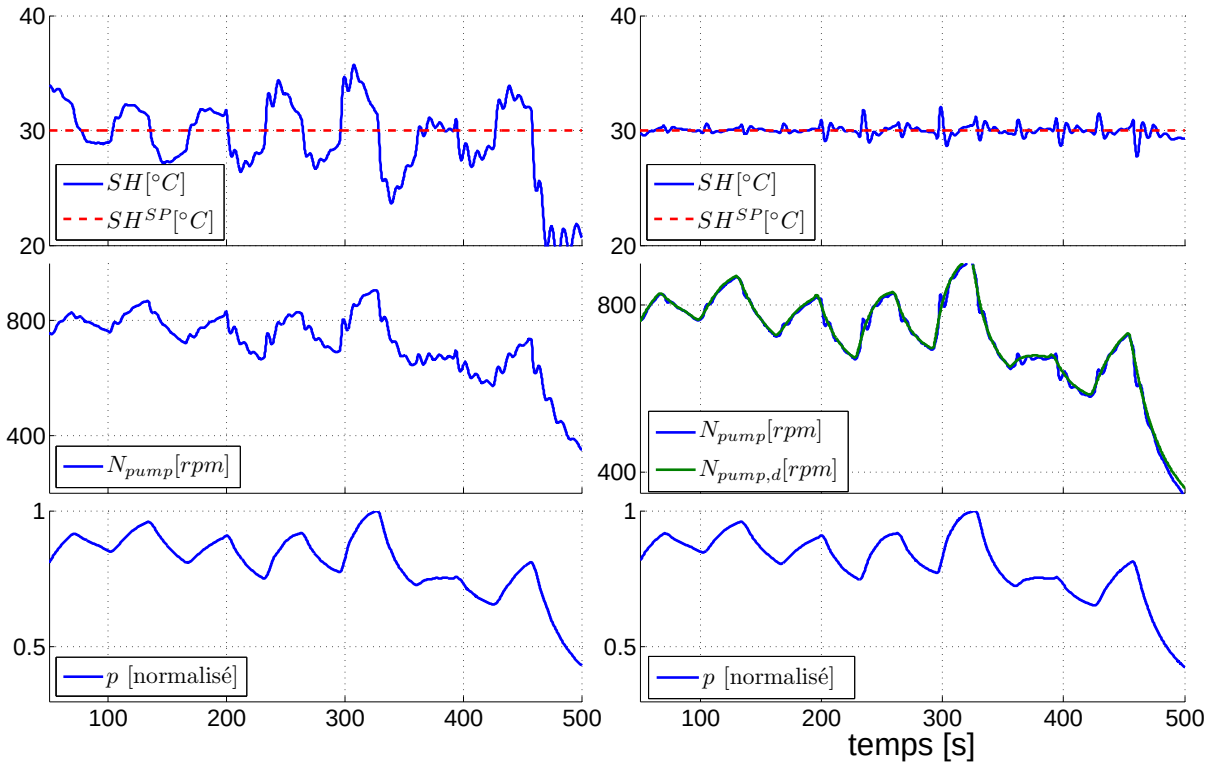
Diaz (2007) étudie plus généralement la commandabilité locale pour un échangeur diphasique modélisé par méthode des frontières mobiles. Le système est ainsi linéarisé autour de différents points de fonctionnement et la matrice de commandabilité est analysée.

Luong (2013) s'intéresse à l'observabilité d'un système de Rankine. Pour cela l'évolution du grammien d'observabilité est analysé au cours d'opérations transitoires, ce qui permet de mesurer à quel point le système est observable (ou en d'autre termes, à quel point il est difficile d'estimer les états non mesurés du système).

Cette dernière méthode peut être adapté à la commandabilité par l'intermédiaire du grammien de commandabilité. L'influence du dimensionnement pourrait être analysé en ré-



(a) Conditions à l'échappement.



(b) PID seul (tracés de gauche) vs PID avec pré-compensation dynamique (à droite).

FIGURE 6.5 : Résultat de simulation : la pré-compensation dynamique par inversion du modèle améliore la régulation de surchauffe(SH)

pétant l'opération pour différents choix de dimensionnement. Mais la preuve de la commandabilité ne serait apportée que pour des ensembles (forcément limités) de conditions opératoires et de dimensionnements.

Dans tous les cas, la démonstration des performances d'une loi de commande sur un modèle réaliste du système de Rankine est un problème difficile. Nous proposons ici, plus

modestement, de tester notre stratégie de commande en simulation, en prenant différentes valeurs pour les paramètres de dimensionnement qui semblent les plus influents. Pour cela, le système étudié en simulation Section 6.1.4 est repris en faisant varier les volumes de paroi V_w et du fluide de travail V_f. Les réglages du contrôleur sont alors adaptés ainsi :

- la partie pré-compensation dynamique (6.1)-(6.2) prend en compte la valeur de V_w (à travers la masse de paroi M_w qui est proportionnel à V_w),
- le réglage correct des gains du PID nécessite une nouvelle phase d'identification entrée-sortie du système à chaque modification du dimensionnement.

La FIGURE 6.6 compare les performances obtenues sur la régulation de la surchauffe et les commandes nécessaires sur la pompe. Il apparaît que l'erreur moyenne entre consigne et sortie mesurée est d'autant plus faible que le volume de paroi V_w est grand et celui de fluide de travail V_f est petit. Pour ces dimensions, il est envisageable de diminuer la consigne SH^{SP} afin d'améliorer le rendement du cycle. Au contraire pour des valeurs de V_w plus petites et de V_f plus grandes, il devient difficile de rejeter les perturbations (provenant des variations des conditions d'échappement) et le système commandé est plus lent ou s'approche de l'instabilité. Pour ces dimensions, la commande est également plus chahutée, laissant craindre un vieillissement prématuré de la pompe.

Ces résultats semblent cohérents avec la physique du système et les simulations menées en boucle ouverte :

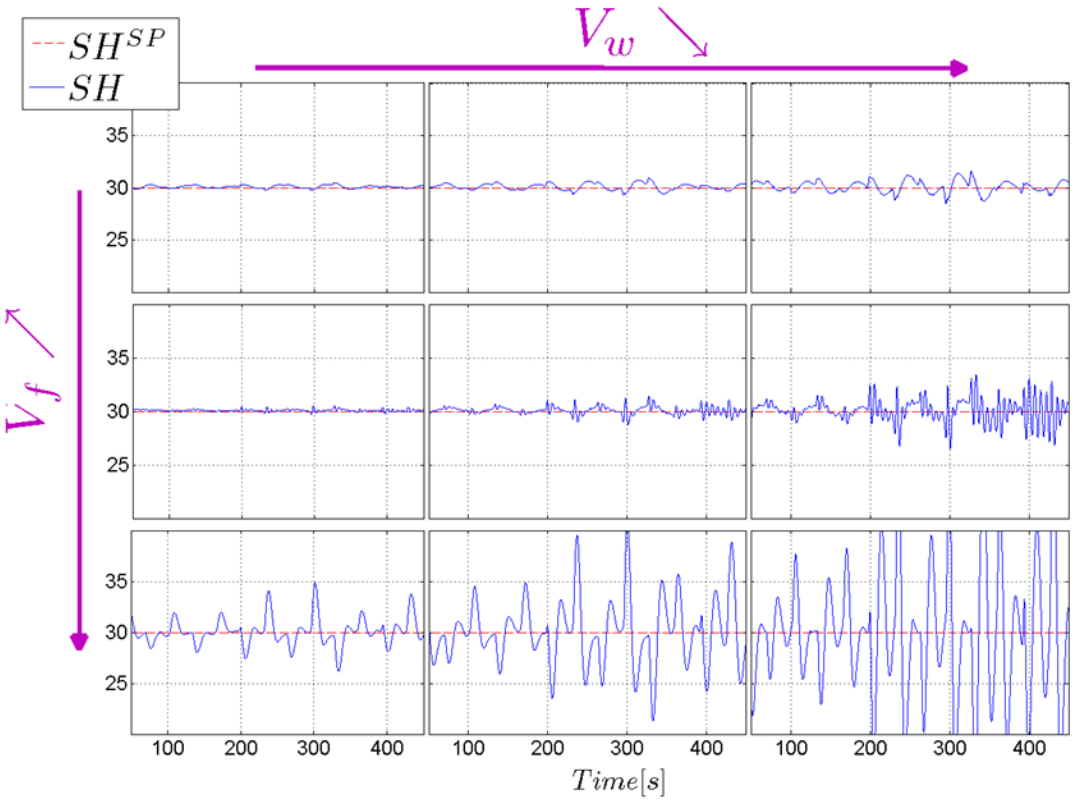
- La paroi agit comme un filtre vis-à-vis des perturbations. En effet plus son volume V_w est grand, plus son inertie thermique sera grande et au plus les effets des variations à l'échappement seront lissés. Ainsi le rejet de perturbation est facilité.
- Les temps de réponse de la surchauffe aux variations de la commande augmentent avec V_f. Il en résulte une régulation plus difficile.

6.2 Maîtrise de la surchauffe et de la pression

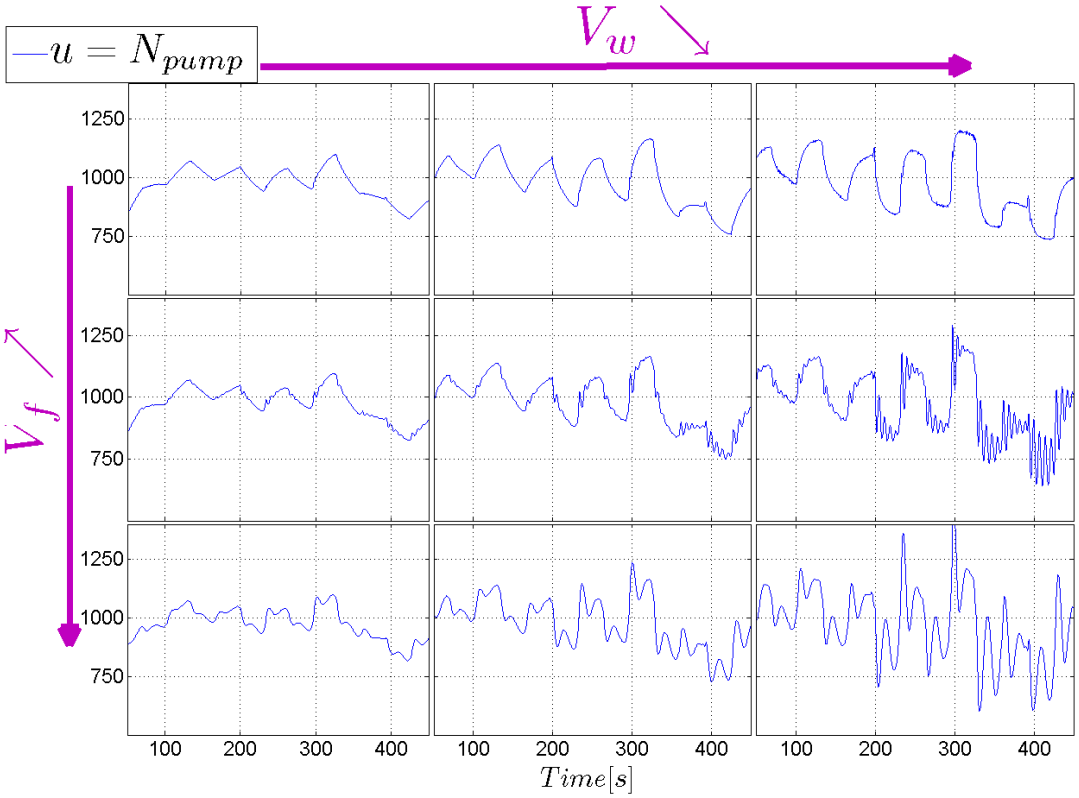
Malgré l'importance du by-pass évaporateur (qui est indispensable pour des raisons de sécurité), à notre connaissance seules des approches de commande heuristiques (telle que celle présentée dans la section précédente) sont reportées dans la littérature (Horst et al. (2013); Feru et al. (2013b)).

Dans la section précédente, nous avons montré expérimentalement qu'une loi de commande non-linéaire (mono-variable) basée sur le modèle permettait des performances supérieures à l'approche classique par PID pour la régulation de la surchauffe. Dans cette section nous proposons d'étendre cette approche au cas multi-variables, avec l'utilisation du by-pass évaporateur en tant qu'actionneur supplémentaire, permettant ainsi la poursuite d'une consigne en pression — ou de manière équivalente la poursuite d'une demande en production de puissance par la turbine.

Pour cela, nous formaliserons d'abord le problème de commande rapprochée, montrant que le modèle peut être mis sous la forme d'un système affine vis-à-vis de la nouvelle commande. Un nouveau schéma de contrôle est ensuite introduit basé sur la synthèse d'un nouvel observateur. L'approche complète est alors validée sur le simulateur.



(a) Influence sur l'erreur de régulation.



(b) Influence sur la commande.

FIGURE 6.6 : Influence du dimensionnement, en terme de volumes de fluide de travail V_f et de paroi V_w dans l'évaporateur, pour la régulation en surchauffe.

6.2.1 Formulation du problème

Le problème de commande sera de répondre à une demande de production de puissance tout en assurant un niveau de sécurité pour la pression et surchauffe. A partir des caractéristiques de la turbine, la demande de puissance peut être convertie en terme de consigne en pression. Nous considérerons donc le vecteur de sortie $y = \begin{bmatrix} SH & p_1 \end{bmatrix}^T$, le vecteur d'état $T_w = \begin{bmatrix} T_{w1} & T_{w2} & T_{w3} \end{bmatrix}^T$ et le vecteur de commande $u = \begin{bmatrix} \dot{m} & \eta_{exh} \end{bmatrix}^T$.

Ce problème de commande à deux entrées et deux sorties sera traité en deux étapes, en considérant que le système dynamique présente deux échelles de temps très différentes. D'abord, la commande proposée Section 5.1.3 est utilisée pour réguler la surchauffe y_1 avec le débit de pompe u_1. Ensuite, une seconde commande non-linéaire sera conçue pour l'asservissement de la pression.

En effet, les résultats expérimentaux de la Section 6.1.3 ont montré que cette commande permet une régulation performante, y compris dans des conditions très transitoires. Ainsi, la synthèse de la commande pour l'asservissement de la pression (y_2) supposera que la dynamique (rapide) de la surchauffe est parfaitement régulée.

D'autre part, la commande proposée pour la régulation de surchauffe demande la connaissance des états T_w du système. Jusqu'ici, nous avons utilisé pour cela une estimation des états par la simulation en boucle ouverte du modèle.

Ici, on se propose d'utiliser l'observateur détaillé plus loin (Section 6.2.3) afin d'améliorer la robustesse de la commande face aux incertitudes de modélisation.

Ainsi, le schéma de commande FIGURE 5.3 est repris et complété comme montré sur la FIGURE 6.7.

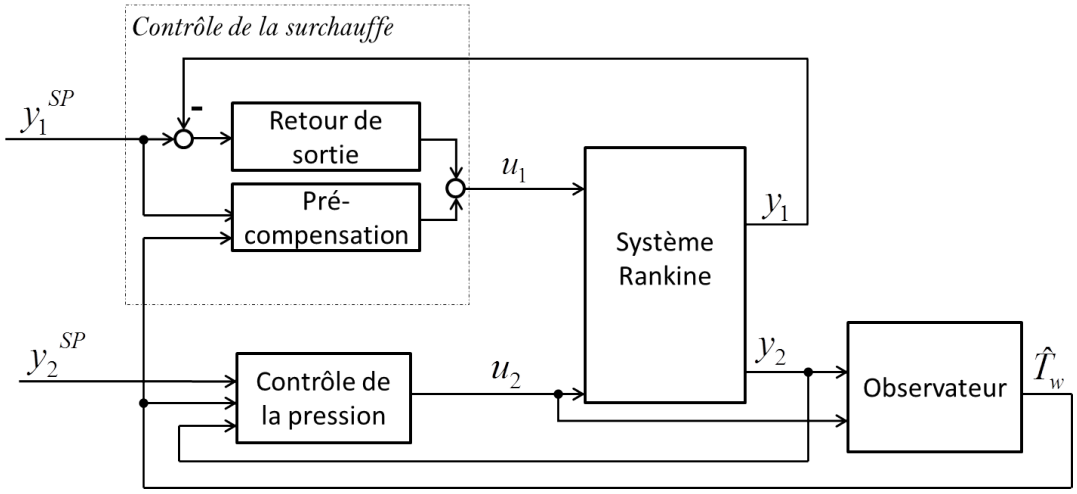


FIGURE 6.7 : Structure de commande en boucle fermée pour la maîtrise de SH et p_1. L'observateur fournit l'estimation des états du système aux modules de commande.

En supposant donc que le débit de pompe est imposé par la valeur de SH voulue, le système d'équations (6.1)-(6.2) peut-être réécrit sous la forme semi-explicite suivante

$$\begin{cases} \dot{T_w} = f(T_w, p_1) + u_2\, g(T_w, t) \\ \varphi(T_w, p_1) = 0, \end{cases} \tag{6.4}$$

où

$$f(T_w, p_1) = \begin{pmatrix} \beta_1 \ (T_1(p) - T_{w1}) \\ \beta_2 \ (T_2(p) - T_{w2}) \\ \beta_3 \ (T_3(p) - T_{w3}) \end{pmatrix}, \tag{6.5}$$
$$g(T_w, t) = \begin{pmatrix} T_{exh}(t) - T_{w1} \\ T_{exh}(t) - T_{w2} \\ T_{exh}(t) - T_{w3} \end{pmatrix},$$

$$\varphi(T_w, p_1) = 1 - (L_1 + L_2 + L_3), \tag{6.6}$$

avec

$$\begin{aligned} L_1 &= u_1 \frac{h_l(p_1) - h_{in}}{\beta_1 (T_{w1} - T_1(p))} \\ L_2 &= u_1 \frac{h_v(p_1) - h_l(p_1)}{\beta_2 (T_{w2} - T_2(p))} \\ L_3 &= u_1 \frac{h_{out}(p_1) - h_v(p_1)}{\beta_3 (T_{w3} - T_3(p))} \end{aligned} \tag{6.7}$$

Dans ce qui suit, nous nous concentrerons sur la synthèse de l'observateur et de la commande de pression, en se basant sur les équations (6.4)-(6.7).

6.2.2 Synthèse de la commande

Le système défini par les équations (6.4)-(6.7) appartient à la classe des systèmes implicites considérée dans l'Annexe A. Afin de transformer le système implicite en un système d'équations différentielles ordinaires (EDO), nous avons donc besoin de vérifier que $\dfrac{\partial \varphi}{\partial p_1}$ est de rang plein, avec φ défini par l'équation (6.6).

La Proposition 6.1 montre justement que $\dfrac{\partial \varphi}{\partial p_1} < 0$ sur le domaine physique qui nous intéresse (défini par les conditions 6.1 et 6.2).

Ainsi, le système défini par les équations (6.4)-(6.7) peut être écrit comme suit :

$$\begin{cases} \dot{T_w} = f(T_w, p_1) + u_2 \ g(T_w, t) \\ \dot{p_1} = -\left(\dfrac{\partial \varphi}{\partial p_1}\bigg|_{T_w, p_1} \right)^{-1} \left(\dfrac{\partial \varphi}{\partial T_w}\bigg|_{T_w, p_1} \right) \ \Big(f(T_w, p_1) + u_2 \ g(T_w, t) \Big), \end{cases} \tag{6.8}$$

où

$$\frac{\partial \varphi}{\partial p_1}\bigg|_{T_w, p_1} = \beta_4 \sqrt{\rho_1(p_1) \, p_1} \begin{pmatrix} \dfrac{h_l(p_1) - h_{in}}{\beta_1 (T_{w1} - T_1(p))^2} \\ \dfrac{h_v(p_1) - h_l(p_1)}{\beta_2 (T_{w2} - T_2(p))^2} \\ \dfrac{h_{out}(p_1) - h_v(p_1)}{\beta_3 (T_{w3} - T_3(p))^2} \end{pmatrix}. \tag{6.9}$$

Proposition 6.2. *Pour chaque $T_{f,i}$ $(i = 1, ..., 3)$, T_{exh} bornées et pour l'entrée $u(.)$ prenant valeur dans un ensemble borné $\mathbb{U} \subset I\!R^+$, la solution T_w du système*

$$\dot{T_w} = f(T_w, p_1) + u_2 g(T_w, t), \quad \forall T_{wi}(t_0) = x_0 \tag{6.10}$$

est uniformément bornée pour t appartenant à $I\!R^+$, c'est-à-dire que le système (8.10) est stable EBSB (entrée bornée - sortie bornée).

Démonstration. Considérons la fonction quadratique définie positive $V(T_{wi}) = T_{wi}^2/2$. La dérivée de V le long des trajectoires du système dynamique (6.10) est donnée par

$$\begin{aligned} \dot{V} &= T_{wi}\left(\beta_i\left(T_{f,i}(t) - T_{wi}\right) + u(t)\left(T_{exh}(t) - T_{wi}\right)\right) \\ &= -T_{wi}^2\left(\beta_i + u(t)\right) + T_{wi}\left(\beta_i T_{wi}(t) + u(t)T_{exh}(t)\right) \\ &\leq -2aV + b\sqrt{2V} \\ &\leq -\sqrt{V}(2a\sqrt{V} - b\sqrt{2}) \end{aligned} \tag{6.11}$$

où $a = \inf\left(\beta_i + u(t)\right)$ et $b = \sup\left(\beta_i T_{f,i}(t) + u(t)T_{exh}(t)\right)$ avec $a > 0$ et $b \geq 0$.

La dernière inégalité de 6.11 montre que $\dot{V}$ est négative pour des T_{wi} tels que $\{|T_{wi}| \leq b/a\}$.

En outre, les solutions issues de l'ensemble $\{V(T_{wi}) \leq (b/a)^2/2\}$ à t_0, restent dans cet ensemble pour $t > t_0$ puisque $\dot{V}$ est négative sur sa frontière équipotentielle $V = (b/a)^2/2$. □

En considérant les mêmes conditions opératoires utilisées pour montrer que $\left.\dfrac{\partial\varphi}{\partial p_1}\right|_{T_w,p_1} < 0$, nous pouvons formuler notre loi de commande non-linéaire par la proposition suivante.

Proposition 6.3. *Soit $k > 0$, alors la commande*[2]

$$u_2(T_w, p_1, p_1^{SP}) = \frac{-\varphi_{T_w}^T f(T_w, p_1) + k(p_1^{SP} - p_1)}{\varphi_{T_w}^T g(T_w, t)}, \tag{6.12}$$

stabilise asymptotiquement p_1 vers la consigne p_1^{SP}. De plus, l'entrée u_2 et les états du système (6.4) restent bornés.

Démonstration. Soit $u_2(T_w, p_1, p_1^{SP})$ telle que définie par (6.12). Puisque les conditions $\mathcal{C}_1$ et $\mathcal{C}_2$ sont vérifiées, u_2 est bornée. Alors la seconde équation du système (8.10) devient :

$$\dot{p_1} = -\varphi_p^{-1} k(p_1^{SP} - p_1). \tag{6.13}$$

De plus, il a été montré (Proposition 6.1) que $\varphi_p < 0$. Ainsi, clairement, la dynamique de la pression (6.13) est attirée asymptotiquement par p_1^{SP}. □

6.2.3 Synthèse de l'observateur

Pour construire un observateur pour la classe des systèmes implicites d'index 1 (classe à laquelle appartient notre système, défini par les équations (6.4)-(6.7)), les auteurs de Nikoukhah (1998) donnent un observateur implicite décrit par un système dynamique couplé à un problème d'optimisation permettant de résoudre la contrainte algébrique à chaque instant. Un tel observateur est nommé observateur implicite.

[2]Les notations suivantes sont utilisées : $\varphi_p = \left(\left.\dfrac{\partial\varphi}{\partial p_1}\right|_{T_w,p_1}\right)$, $\varphi_{T_w} = \left(\left.\dfrac{\partial\varphi}{\partial T_w}\right|_{T_w,p_1}\right)$

Définition 6.2.1. *Un **observateur implicite** pour le système (A.1) qui converge pour toute entrée $u \in \mathcal{U}$ est un système dynamique de la forme*

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}} = \widehat{F}(\hat{x}, \hat{z}, g, y, u) \\ \dot{g} = G(g, u), \quad g \in O, \quad \textit{est un sous-ensemble ouvert de } \mathbb{R}^k \\ \Phi(\hat{x}, \hat{z}) = 0, \end{cases} \tag{6.14}$$

tel que pour tout $u \in \mathcal{U}$ nous avons

i) $\forall g(0) \in O$, *la trajectoire* $(g(t))_{t\geq 0}$ *reste dans un sous-ensemble compact de* O.

ii) $\forall r > 0\,; \forall (x(0), z(0)) \in \mathcal{M}\,; \exists r' > 0\,; \forall (\hat{x}(0), \hat{z}(0))) \in \mathcal{M}$, $\|(\hat{x}(0) - x(0), \hat{z}(0) - z(0))\| < r'$ *implique* $\|(\hat{x}(t) - x(t), \hat{z}(t) - z(t))\| < r$, *pour tout* $t \geq 0$.

iii) $\forall (x(0), z(0)) \in \mathcal{M}\,; \forall (\hat{x}(0), \hat{z}(0))) \in \mathcal{M}$, $\lim\limits_{t\to+\infty} \|(\hat{x}(t) - x(t), \hat{z}(t) - z(t))\| = 0$,

où les conditions i) et ii) assurent la stabilité de l'observateur, et la condition iii) garantit sa convergence. □

En se basant sur cette définition, et en utilisant les notations $z = p_1$ et $x = T_w$ avec $(T_w(t), p_1(t)) \in \mathbb{R}^3 \times \mathbb{R}$ et $y(t) = p_1$, le gain G est donné par la solution d'une équation de Riccati, et un filtre de Kalman étendu (FKE) implicite pour notre système est donné par (pour plus de détails, voir Besançon (2007); Åslund et Frisk (2006); Nikoukhah (1998))

$$\begin{cases} \dot{\hat{T}}_w = f(\hat{T}_w, \hat{p_1}) + u_2\, g(\hat{T}_w, \hat{p_1}) - SC^T R^{-1}(\hat{p} - p) \\ \Phi(\hat{T}_w, \hat{p_1}) = 0 \\ \dot{S} = AS + SA^T - SC^T R^{-1} C^T S + Q \\ S(0) = S(0)^T > 0, \end{cases} \tag{6.15}$$

où Q est une matrice symétrique définie positive (SDP), R est une constante réelle positive et

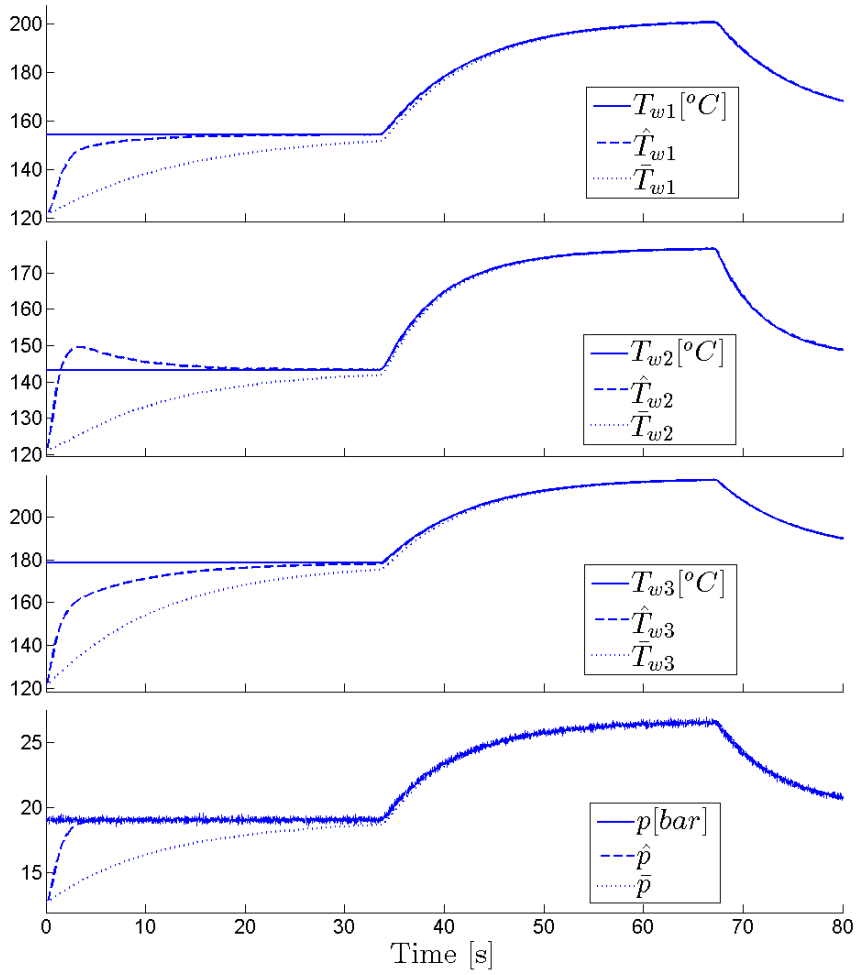
$$A = \left.\frac{\partial(f + u_2\, g)}{\partial T_w}\right|_{(\hat{T}_w, \hat{p_1})}, \quad C = \varphi_p^{-1} \varphi_{T_w}^T.$$

6.2.4 Résultats de simulation

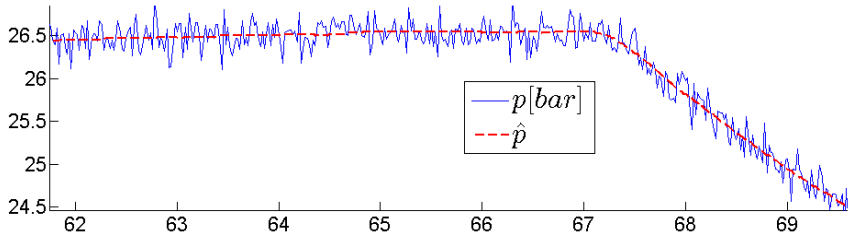
Pour démontrer l'efficacité de la structure de commande décrite par la Figure 6.7, cette section présente un ensemble de résultats de simulation pour des conditions opératoires réalistes. Après avoir validé l'observateur, la loi de commande sera testée sur le modèle détaillé (décrit Chapitre 2), montrant une grande robustesse en présence d'incertitudes sur le modèle.

Validation de l'observateur

Les performances de l'observateur (6.15) en présence de bruits de mesure est montré Figure 6.8(a). La simulation du système est effectuée sous des conditions opératoires transitoires. L'observateur (6.15) est initialisé avec des conditions initiales très éloignées de celles du modèle détaillé. Il est ainsi mis en évidence que les états de l'observateur convergent vers leur valeurs cible plus rapidement que les états du modèle détaillé, si les mêmes conditions initiales sont utilisées (i.e la même erreur est considérée dans les deux cas). De plus, le FKE implicite proposé fournit un filtrage efficace des mesures de pression (Figure 6.8(b)) qui sera utile à la commande par rétroaction.



(a) Résultats de simulations avec des entrées transitoires : comparaison des trajectoires des états du modèle détaillé (lignes continues), de l'observateur (lignes pointillés) et du modèle détaillé avec les même conditions initiales que l'observateur (lignes tirets).



(b) Filtrage des mesures de pression par l'observateur (zoom de la Figure 6.8(a)).

Figure 6.8 : Validation de l'observateur

Évaluation de la boucle fermée

Des données expérimentales représentative du trajet d'un camion poids-lourd (Figure 6.9) ont été normalisées (les valeurs du débit des gaz d'échappement ont été normalisés pour des raisons de confidentialité). D'autre part, pour juger la robustesse de la loi de commande, des erreurs de modélisation ont été introduites sur deux des principaux paramètres : une erreur de 10% sur le coefficient d'échange thermique entre la paroi de l'évaporateur et le gaz

d'échappement, et de 20% sur le volume de paroi.

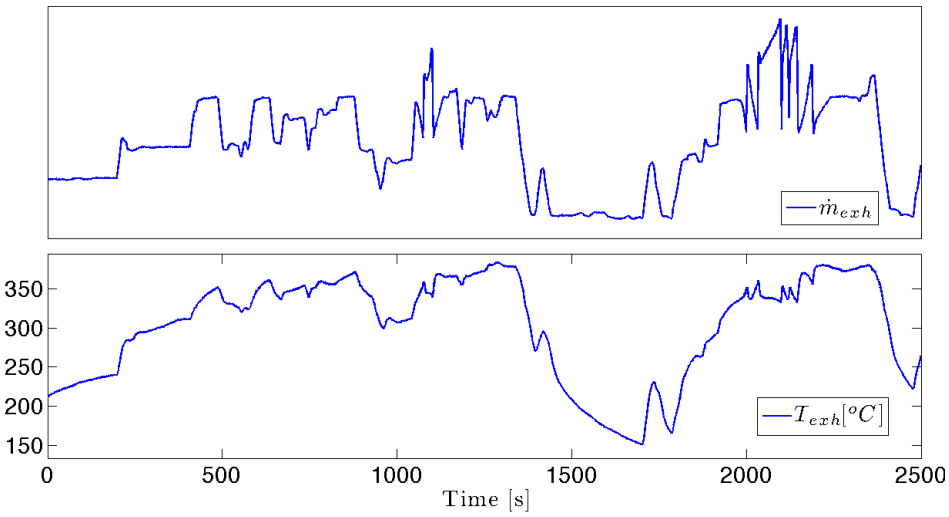


FIGURE 6.9 : Données expérimentales des conditions à l'échappement (débit et température du gaz) pour un camion poids lourd.

La FIGURE 6.10 présente les résultats obtenu pour l'observateur. Les valeurs des états qui ne sont pas mesurables (issues du simulateur) et leurs estimations sont comparées. En raison des erreurs paramétriques considérées sur le modèle, les estimations ne convergent pas exactement vers leurs valeurs cibles. Malgré tout, l'observateur fournit des valeurs représentatives du système, en particulier durant les périodes fortement transitoires.

Les FIGURE 6.11 et 6.12 valident les capacités de la commande à réguler la sortie du procédé SH autour de la consigne SH^{SP} malgré les transitoires rapides sur les conditions d'échappement et malgré les variations très importantes du niveau de pression. Les performances de l'asservissement sont aussi démontrées, à la condition que le débit du gaz d'échappement soit suffisant. Ainsi, durant l'intervalle de temps entre 1400 s et 1800 s, la consigne en pression – où de manière équivalente, la demande en puissance pour la turbine – ne peut être satisfaite.

Finalement, pour mettre en avant les bénéfices de l'utilisation de l'observateur, une seconde simulation est conduite où l'état du système est estimé par un modèle en boucle ouverte. La FIGURE 6.13 compare les résultats respectifs en terme de régulation de la surchauffe : l'erreur maximale dépasse les 8 °C dans cette seconde simulation alors qu'elle est d'environ 5 °C avec l'observateur. L'observateur permet donc d'améliorer sensiblement la robustesse de notre stratégie de commande basée sur le modèle.

6.3 Diagnostic : cavitation

La cavitation de la pompe est définie par la formation de bulles dans le fluide due à une chute de pression locale qui amène le fluide sous sa pression d'évaporation. Les principaux problèmes causés par la cavitation sont une usure prématurée de la pompe (due à des ondes de choc lors de l'éclatement des bulles sous pression) et la chute du rendement de la pompe. Si un système en boucle fermé (avec intégrateur) commande la pompe, le problème s'aggrave : la chute du rendement conduit à l'augmentation de la vitesse de pompe qui accentue alors le

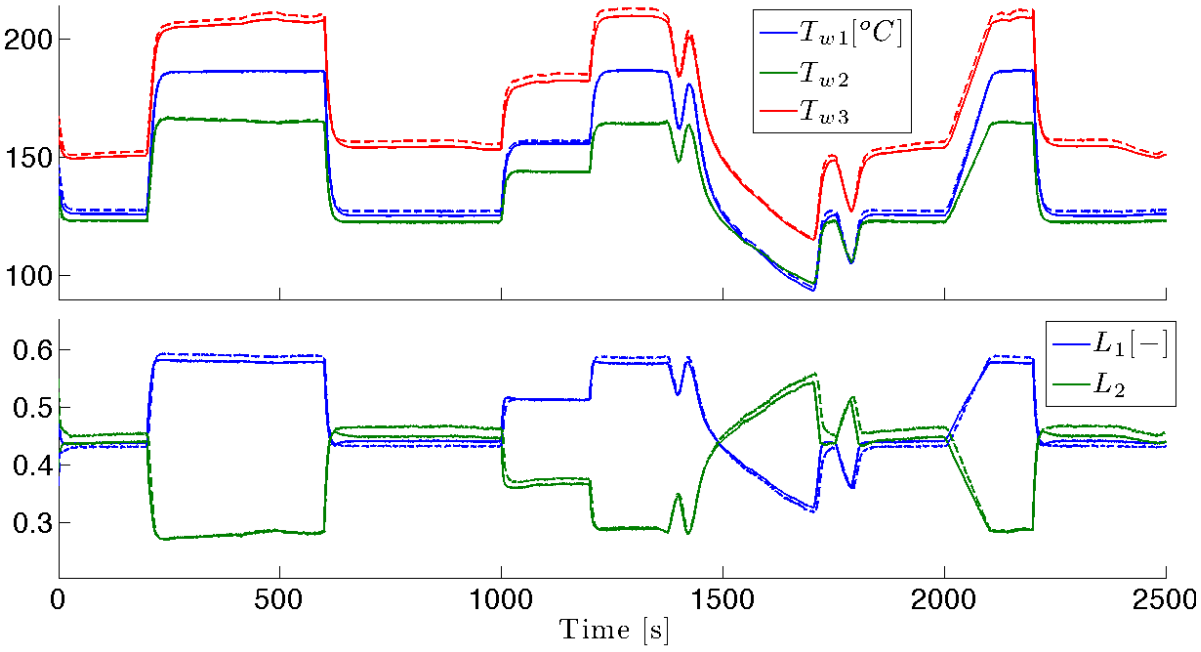


FIGURE 6.10 : Estimation (en pointillés) des états non mesurables du procédé (lignes continues).

problème de cavitation.

Le liquide entrant dans la pompe doit respecter une marge en pression (qui sépare le liquide de la zone diphasique, comme illustré en FIGURE 6.14) pour éviter la cavitation. Declaye (2009) propose une procédure expérimentale pour déterminer cette marge dans le cas du fluide R245fa. La solution généralement préconisée pour remédier au problème est de surélever le bac alimentant la pompe ; dans une application aux véhicules, l'espace réduit ne permet pas de suivre ces recommandations. La quantité de fluide enfermée est également influente et constitue un degré de liberté disponible, mais au détriment du rendement global du cycle. Ainsi, on ne peut garantir l'absence de cavitation pour notre application ORC.

La cavitation, par la baisse de rendement qu'elle engendre, peut être facilement détectée par un débitmètre en sortie de pompe. Mais le coût d'un tel capteur est élevé. Nous proposons ici une méthode de diagnostic basée sur la mesure de pression en sortie de pompe à valider par le débitmètre disponible au banc d'essais.

Le principe de l'algorithme présenté sur la FIGURE 6.15 est de détecter le bruit de procédé sur la pression p_1 qui accompagne la cavitation. Les étapes de cet algorithme sont les suivantes :

- Filtrage du signal : un filtre médian est choisi pour sa capacité à filtrer le bruit tout en déformant peu le signal utile. En entrée du filtre, le $k_{ième}$ échantillon de mesure est noté p_k^{meas}. L'estimation de la mesure utile (non bruitée) est notée p_{k-f}^{est} où f est le retard induit (en nombre d'échantillons) par le filtre et correspond à la moitié de la taille de la fenêtre du filtre médian.
- Extraction du bruit (pondéré) : le signal filtré est soustrait au signal retardé. Ce bruit est pondéré par la valeur de la pression car l'amplitude du bruit dépend de cette valeur.

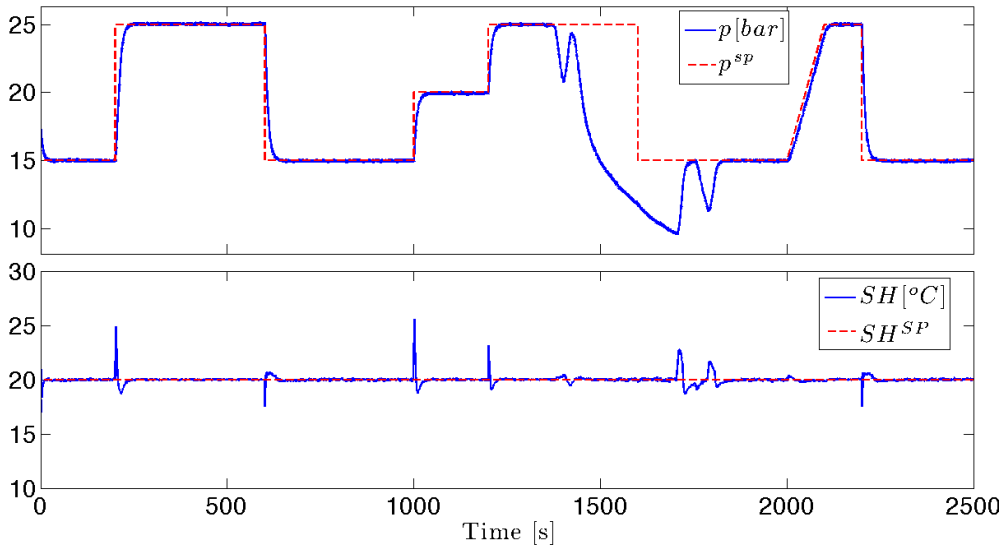


FIGURE 6.11 : Résultats de l'asservissement en pression (suivi de la trajectoire p_1^{SP}) et de la régulation en surchauffe (autour de SH^{SP}).

- Calcul de la variance : l'intensité du bruit de procédé est estimé par le calcul de sa variance sur une fenêtre glissante (de taille f').

- Hystérésis : l'introduction d'un hystérésis évite les fausses détections.

L'algorithme est validé (hors ligne) sur les données expérimentales avec la même période d'échantillonnage que le système de commande (20ms).

Les paramètres de l'algorithme retenus sont les suivants : $f = 50$ pour la taille du filtre médian (induisant un retard du signal filtré de 1 seconde), $f' = 100$ pour la taille de la fenêtre du calcul de variance, $3 \cdot 10^{-3}$ et $5 \cdot 10^{-4}$ pour les seuils de l'hystérésis.

Sur la FIGURE 6.16, présentant les résultats de l'algorithme sur deux cycles, sont tracés les principales variables intermédiaires de l'algorithme. Notamment, le résidu entre la mesure retardée et la sortie du filtrage, qui représente l'estimation du bruit. L'évolution de la variance pondérée de ce bruit détermine la détection (lors du franchissement des seuils de l'hystérésis) ou non de la cavitation.

On vérifie par le tracé du rendement (estimé à partir du débitmètre du banc) que la cavitation est globalement bien détectée (pas de fausses détections, ni de non détections). Sur certains enregistrements, on constate, malgré tout, une détection plus tardive.

Remarque 6.3. *Le filtrage utilisé par cet algorithme de diagnostic (filtre médian) pourrait-être remplacé par l'observateur détaillé Section 6.2.3 qui a montré sa capacité à filtrer efficacement le bruit de mesure sur* p_1 *(FIGURE 6.8(b)). Cela permettrait de supprimer le retard de détection induit par le filtre médian (qui reste limité à* 1 *seconde). Cependant l'observateur proposé repose sur des équations qui ne sont valides qu'en mode nominal (en présence de surchauffe) et devrait donc d'abord être étendu pour être utilisé lors des phases de démarrage et d'arrêt.*

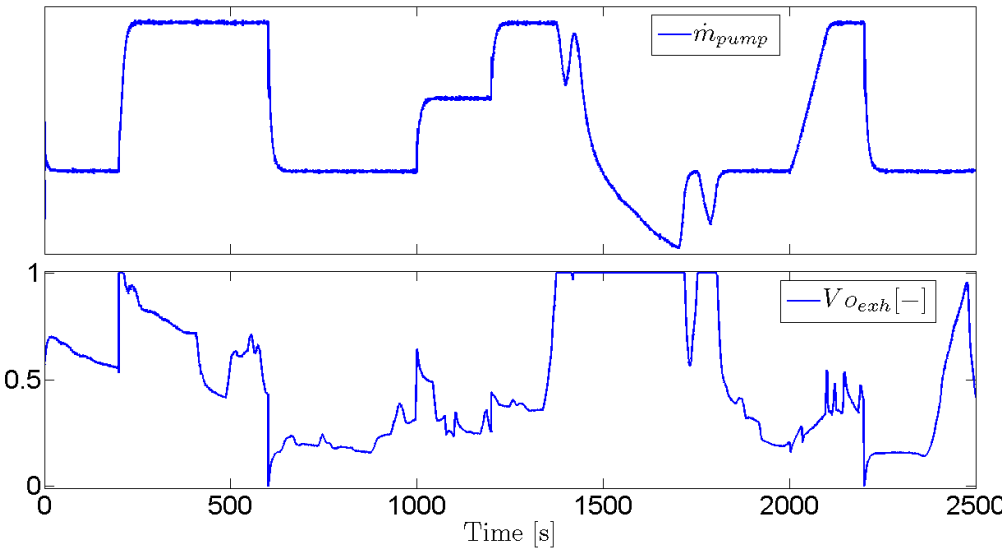


FIGURE 6.12 : Evolution des deux variables de commande : le débit massique de la pompe et l'ouverture du by-pass évaporateur.

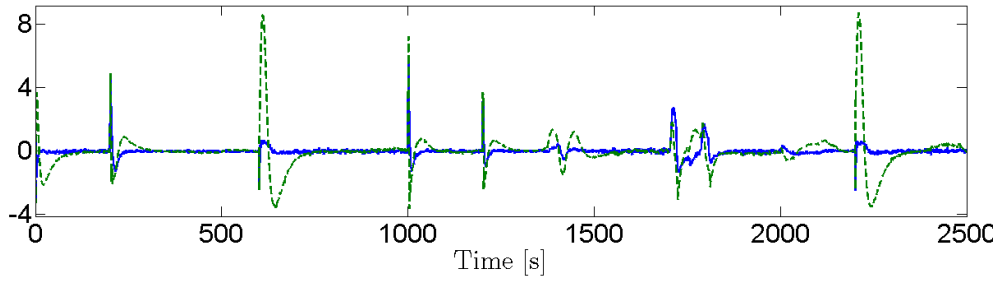


FIGURE 6.13 : Comparaison de l'erreur de régulation en surchauffe ($SH - SH^{SP}$, en $°C$) avec observateur (ligne continu) et avec estimation par modèle boucle ouverte (ligne pointillée).

Conclusion. *Ce chapitre présente la synthèse d'une loi de commande permettant l'asservissement de la température et de la pression en sortie d'évaporateur pour un cycle de Rankine organique avec turbine cinétique. Les performances et la robustesse de la stratégie non-linéaire basée sur le modèle sont démontrées expérimentalement (pour la régulation de surchauffe) et en simulation (pour la régulation de surchauffe et pression) dans des conditions réalistes de conduite pour un camion poids-lourd.*
La synthèse d'un observateur, permettant l'estimation de la température de paroi de l'évaporateur, est également présentée et ses bénéfices en terme de performance de la boucle fermée sont discutés.

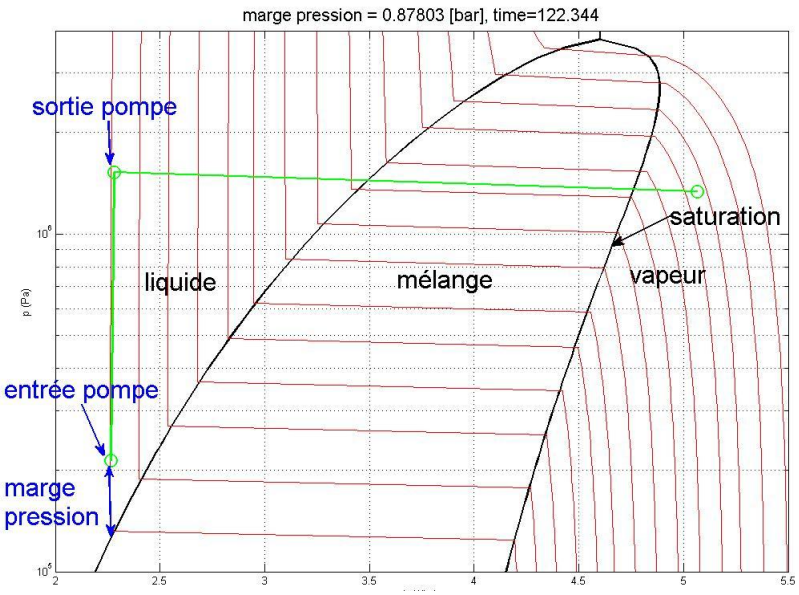


FIGURE 6.14 : Principe de la cavitation sur un diagramme semi-logarithmique pression-enthalpie. La marge de pression est la distance minimale qui doit séparer le liquide de la zone diphasique à l'entrée de la pompe.

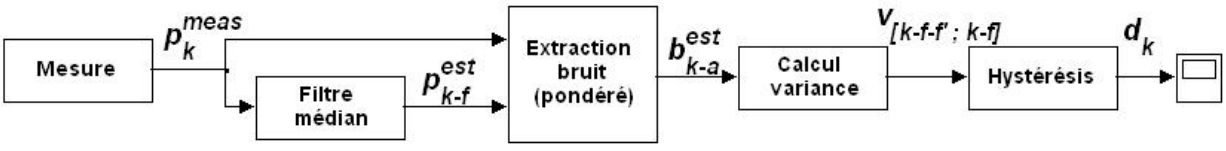
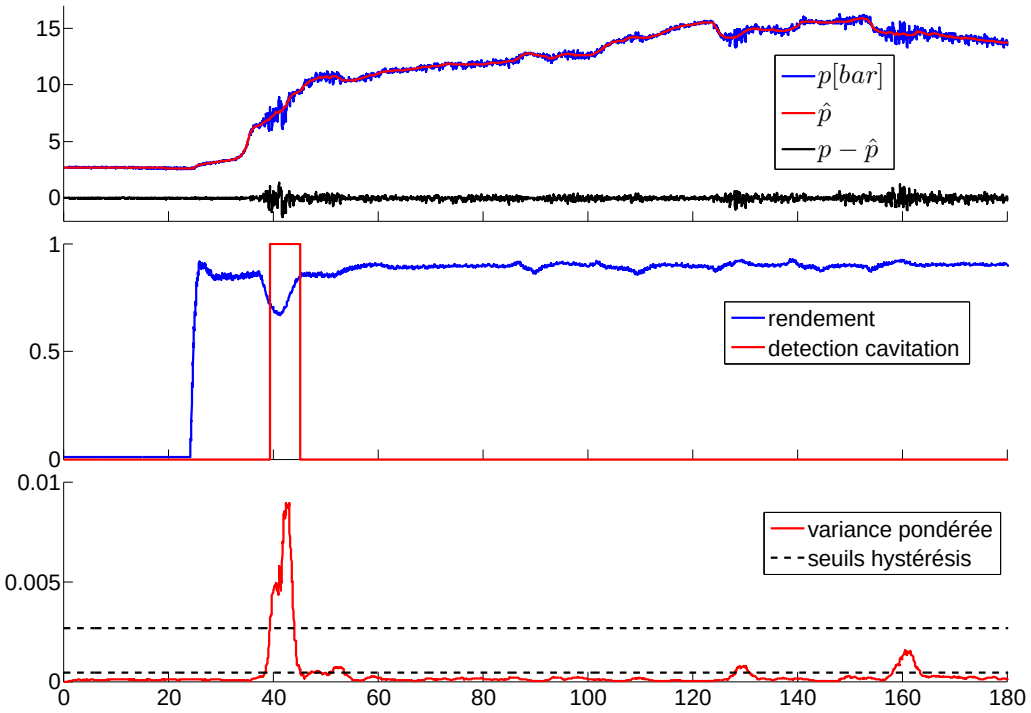
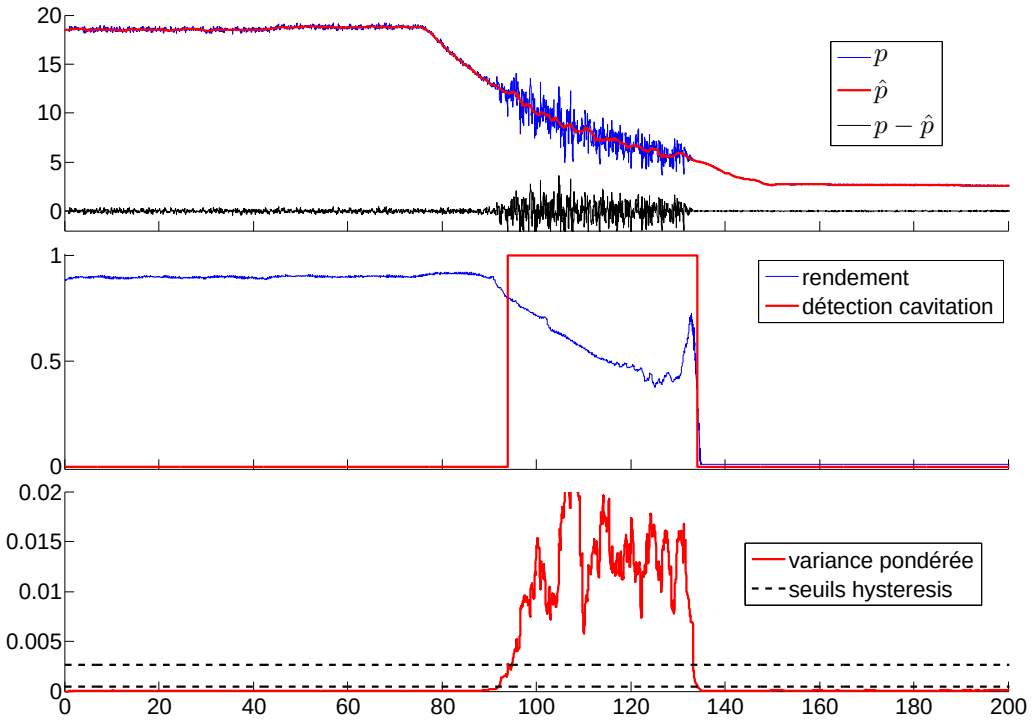


FIGURE 6.15 : Algorithme de détection de la cavitation.



(a) Données expérimentales d'une phase de démarrage du système de Rankine



(b) Données expérimentales d'une phase d'arrêt du système de Rankine.

FIGURE 6.16 : Validation de l'algorithme de détection de cavitation sur données expérimentales.

Troisième partie

Supervision énergétique

Chapitre 7

Méthodes d'optimisation

Résumé. *Ce chapitre introduit les méthodes utilisées pour la résolution des problèmes de commande optimale, à savoir la programmation dynamique (DP) et le principe du maximum de Pontryagin (PMP).*
Pour répondre aux difficultés généralement rencontrées en présence de contraintes sur l'état, un nouvel algorithme de DP est proposé.

7.1 Principe de la programmation dynamique

La programmation dynamique (DP) fournit une méthode de résolution des problèmes de contrôle optimal pour les sytèmes dynamiques, basée sur le principe d'optimalité de Bellman (Bellman (1957)). Ce principe peut être résumé ainsi : étant donné un état courant, la politique optimale pour les étapes à venir est indépendante des décisions prises aux étapes précédentes.

De ce principe très général découle une méthode qui ne nécessite pas d'hypothèses sur la dynamique du système (pas forcément linéaire) ou sur la fonction coût (pas forcément convexe). C'est notamment une méthode fréquemment utilisé dans le cadre de la gestion énergétique des véhicules hybrides (Guzzella et Sciarretta (2007); Serrao et al. (2011)).

Le problème général de contrôle optimal auquel nous nous intéressons concerne les systèmes dynamiques à n variables d'état et m variables de commande et peut être formalisé ainsi (Geering (2007)) :

$$\text{(PCO)} \quad \begin{cases} \min\limits_{u(t)} J(u(t)) & & \\ \text{s.t.} & & \\ \dot{x}(t) & = & f\left(x(t), u(t), t\right) \\ x(0) & = & x_0 \\ x(t) & \in & \mathcal{X}(t) \subseteq \mathbb{R}^n \\ u(t) & \in & \mathcal{U}(t) \subseteq \mathbb{R}^m \end{cases}$$

où

$$J(u(t)) = g\left(x(t_f)\right) + \int_0^{t_f} h\left(x(t), u(t), t\right) dt,$$

est la fonction coût (aussi nommée critère de performance). On considèrera par la suite que le temps final t_f est fixé.

Le principal avantage de la DP sur les autres méthodes de résolution est qu'elle donne des conditions suffisantes concernant l'optimalité globale de la solution. Le principal inconvénient est que la charge de calcul croît exponentiellement avec le nombre de variables d'états et de commandes. La DP est habituellement appliquée en écrivant le système dynamique sous une forme discrète, la solution obtenue étant d'autant plus précise que le nombre de points considérés est important. Avec l'implémentation standard, la somme des temps de calculs nécessaires pour obtenir une précision correcte peut rapidement devenir inacceptable, en particulier en présence de contraintes fortes sur l'état.

Dans ce chapitre, nous commencerons par rappeler le principe des algorithmes standards de programmation dynamique (Section 7.1) et d'une implémentation récente (Section 7.2.1) qui permet généralement de circonscrire les problèmes liés aux contraintes sur l'état. Ensuite, nous proposerons des améliorations possibles de cet algorithme (Section 7.2.2) et de son implémentation (Section 7.2.4) dans le but de réduire les temps de calcul et/ou d'accroître la précision des solutions numériques.

Pour résoudre le problème (PCO) numériquement, le système dynamique doit généralement être discrétisé spatialement et temporellement. Soit le modèle temps-discret

$$x_{k+1} = f_k(x_k, u_k), k = 0, 1, ..., N-1 \tag{7.1}$$

où $x_k \in \mathcal{X}_k$ est le vecteur d'état et $u_k \in \mathcal{U}_k$ le vecteur de commande.

Basée sur le principe d'optimalité de Bellman, la DP procède en temps inverse (du futur vers le présent) pour évaluer le coût de la fonction arc $\mathcal{J}_k(x^i)$ à chaque nœud x^i de l'espace d'état discrétisé :

Étape 1 : Initialisation

$$\mathcal{J}_N(x^i) = \begin{cases} g_N(x^i), \text{ pour } x^i \in \mathcal{X}_N \\ \infty \text{ sinon.} \end{cases} \tag{7.2}$$

Étapes suivantes : itération rétrograde pour $k = N-1$ à 0

$$\mathcal{J}_k(x^i) = \min_{u_k \in U_k} \{g_k(x^i, u_k) + \mathcal{J}_{k+1}(f_k(x^i, u_k))\}. \tag{7.3}$$

Le contrôle optimal est l'argument qui minimise le membre de droite de l'équation (7.3) pour chaque x^i aux instants indexés par k, ce qui conduit à la politique de commande $\pi = \{u_0(x), u_1(x), ..., u_{N-1}(x)\}$. Cette "map" est utilisée pour trouver la trajectoire optimale de commande lors d'une simulation "forward" du modèle (7.1) en partant d'un état initial donné x_0. Comme il en résulte une trajectoire de l'état qui ne coïncide généralement pas avec les noeuds x^i, l'interpolation est nécessaire à chaque pas de temps.

7.2 Résolution hors ligne

7.2.1 Algorithme level-set

Un problème important à considérer lors de l'implémentation d'un algorithme de DP est la définition d'une fonction coût pour les arcs menant à des états non admissibles. Les points de

la grille qui ne sont pas atteignables en temps inverse — à partir des états finaux admissibles — devraient être associés à un coût infini comme dans (7.2). Pourtant, une telle implémentation cause les problèmes numériques illustrés par la FIGURE 7.1. A l'étape k de l'itération rétrograde, la fonction valeur (« cost-to-go ») $\mathcal{J}_{k+1}(x)$ est connue pour chaque point de la grille x^i. Pour évaluer la fonction valeur $\mathcal{J}_k(x^p)$, toutes les valeurs candidates de commandes $u \in \mathcal{U}_k$ sont appliquées. Sur la FIGURE 7.1, le point x_k^p appartient à l'espace d'état atteignable en temps inverse (zone grise) : la commande u_k^1 conduit ainsi vers l'état $f_k(x_k^p, u_k^1)$ qui appartient à l'espace d'état atteignable. Mais puisque $f_k(x_k^p, u_k^1)$ est voisin d'un point de la grille qui n'est pas atteignable (zone blanche), et dont la fonction valeur est infinie, l'interpolation conduira à considérer que la fonction valeur de x_k^p est également infinie.

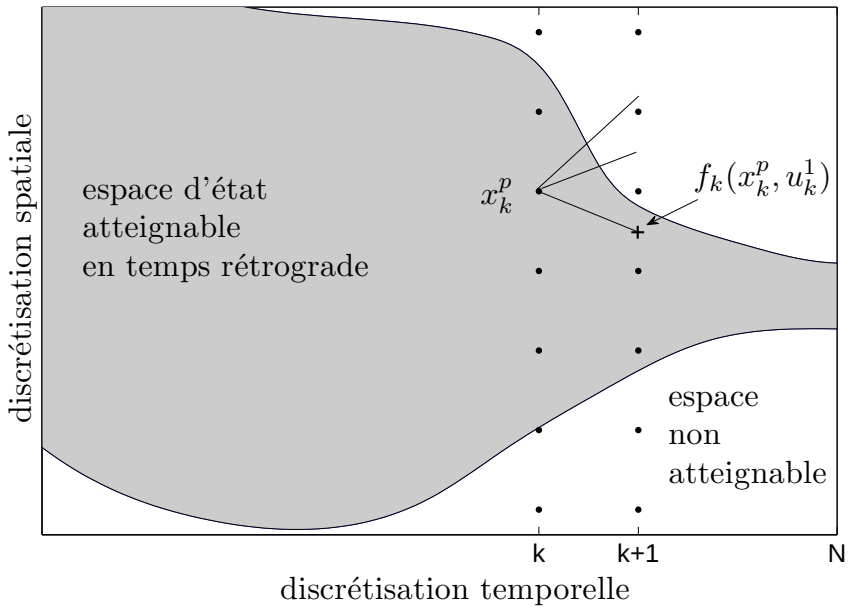


FIGURE 7.1 : Illustration des problèmes numériques près des frontières de l'espace d'état atteignable.

La méthode classique pour répondre à ce problème consiste à utiliser une valeur grande (mais finie) pour les états infaisables. Cette pénalité représente un paramètre critique difficile à calibrer. Quoi qu'il en soit, il résulte de cette méthode un fort gradient de la fonction valeur près de la frontière délimitants les états faisables et non-faisables, et ne constitue ainsi pas une réponse satisfaisante à ce problème.

Une autre approche est basée sur la recherche de l'espace atteignable en temps inverse indépendamment de l'évaluation du critère de performance. Back et al. (2004); Sundström et al. (2010) proposent des implémentations pour des systèmes composés d'un seul état et d'une seule commande. Pour de plus grands systèmes, l'algorithme dit "level-set" et introduit par Elbert et al. (2013), évalue l'espace atteignable en temps inverse en parallèle du critère de performance. Une fonction level-set $\mathcal{I}$ est définie, associant une valeur réelle à l'état x :

$$\mathcal{I} : \mathcal{X} \subseteq \mathbb{R}^n \to \mathbb{R}, \tag{7.4}$$

où $\mathcal{I}(x) \leq 0$ si x est dans l'espace atteignable et $\mathcal{I}(x) > 0$ sinon. Une telle fonction peut représenter des régions non-convexes. De plus, le nombre d'états ou de commandes n'est pas limité. La fonction level-set est évaluée pour les points x^i à chaque instant indexé par k, aboutissant à l'évaluation $\mathcal{I}_x^k$ sur toute la grille spatiale. A l'itération temps inverse suivante

$k-1$, l'atteignabilité d'un point x est déterminé par interpolation. Soit l'ensemble T (souvent nommé cible) des états respectant la contrainte finale définie par la fonction level-set $h(x)$:

$$h : \mathcal{X}_N \to \mathbb{R}, \text{ où } \mathcal{X}_N \subseteq \mathbb{R}^n \tag{7.5}$$
$$T = \{x \in \mathcal{X}_N | h(x) \leq 0\}. \tag{7.6}$$

Le principe de la DP est alors appliqué, en considérant la fonction level-set $\mathcal{I}$ comme la fonction valeur à minimiser :

Étape 1 : Initialisation

$$\mathcal{I}_N(x^i) = h(x^i). \tag{7.7}$$

Étapes suivantes : Itération rétrograde pour $k = N-1$ à 0

$$\mathcal{I}_k(x^i) = \min_{u_k \in U_k} \{\mathcal{I}_{k+1}(f_k(x^i, u_k))\}. \tag{7.8}$$

7.2.2 Nouvel algorithme avec grille adaptative (DPGA)

Au sacrifice d'une augmentation raisonnable de la charge de calculs, l'algorithme level-set introduit par Elbert et al. (2013) peut-être modifié pour obtenir une solution plus précise et plus lisse. Les modifications de l'algorithme original consistent en une seconde discrétisation — définie par les équations (7.11)-(7.15) — de l'espace d'état lors de la partie rétrograde de l'algorithme et en une discrétisation plus fine — définie par l'équation (7.22) — de l'espace de commande .

Partie rétrograde du DPGA

Pour améliorer la précision de la solution, l'algorithme "forward" Elbert et al. (2013) est modifiée comme il suit.

Etape 1 : Initialiser k à la valeur N et les fonctions level-set et fonction valeur ainsi :

$$\mathcal{I}_N(x^i) = h(x^i) \tag{7.9}$$
$$J_N(x^i) = g_N(x^i). \tag{7.10}$$

Rappelons que $x^i \in \mathbb{R}^n$ et notons $x^i = \begin{bmatrix} x^i(1) & \dots & x^i(n) \end{bmatrix}$. Une seconde discrétisation de l'espace d'état $\tilde{\mathcal{X}}_N$ est introduite :

$$\tilde{\mathcal{X}}_N = \{\tilde{x}_N^1, \tilde{x}_N^2, ..., \tilde{x}_N^q\}, \tag{7.11}$$

où chaque j^{e} composant du vecteur $\tilde{x}_N^i$ est borné en bas par $\underline{x}_N(j)$ et en haut par $\bar{x}_N(j)$ comme ci-dessous :

$$\underline{x}_N(j) = \min_{i \in \{1,\dots,q\}} \{x_N^i(j) \mid 0 < \mathcal{I}_N(x_N^i)\} \tag{7.12}$$

$$\bar{x}_N(j) = \max_{i \in \{1,\dots,q\}} \{x_N^i(j) \mid 0 < \mathcal{I}_N(x_N^i)\} \tag{7.13}$$

Comme illustré par la FIGURE 7.2 cette seconde discrétisation peut améliorer la précision des estimations de la fonction level-set et de la fonction valeur :

$$\tilde{\mathcal{I}}_N(\tilde{x}^i) = h(\tilde{x}^i) \tag{7.14}$$
$$\tilde{J}_N(\tilde{x}^i) = g_N(\tilde{x}^i). \tag{7.15}$$

Etape 2 : Soustraire 1 à k et mettre à jour la fonction level-set :

$$\mathcal{I}_k(x^i) = \min_{u_k \in U_k} \{\tilde{\mathcal{I}}_{k+1}(f_k(x^i, u_k))\}. \tag{7.16}$$

Comme pour la première étape, une seconde discrétisation $\tilde{\mathcal{X}}_k$ est réalisée. La fonction level-set est alors réévaluée :

$$\tilde{\mathcal{I}}_k(\tilde{x}^i) = \min_{u_k \in U_k} \{\tilde{\mathcal{I}}_{k+1}(f_k(\tilde{x}^i, u_k))\}. \tag{7.17}$$

Etape 3 : Pour chaque point $\tilde{x}^i$, trouver l'ensemble des commandes pour lesquelles l'état du système est conservé dans l'espace atteignable à l'instant suivant

$$U_k^F(x^i) = \{u_k \in U_k \mid \tilde{\mathcal{I}}_{k+1}(f_k(\tilde{x}^i, u_k)) \leq 0\}, \tag{7.18}$$

et trouver la commande qui minimise la fonction level-set

$$\overset{*}{u}_k\,(\tilde{x}^i) = \arg\min_{u_k \in U_k} \{\tilde{\mathcal{I}}_{k+1}(f_k(\tilde{x}^i, u_k))\}. \tag{7.19}$$

Etape 4 : Mettre à jour la fonction valeur optimale selon la règle suivante : si au moins une commande valide est trouvée, i.e. $U_k^F(x^i) \neq \emptyset$, alors calculer la fonction valeur optimale à partir de ces candidats

$$\tilde{J}_k(\tilde{x}^i) = \min_{u_k \in U_k^F(x^i)} \{g_k(\tilde{x}^i, u_k) + \tilde{J}_{k+1}(f_k(\tilde{x}^i, u_k))\}. \tag{7.20}$$

Si, toutefois, le point n'est pas atteignable en temps inverse, alors calculer la fonction valeur à partir de la commande $\overset{*}{u}_k\,(\tilde{x}^i)$

$$\tilde{J}_k(\tilde{x}^i) = g_k(\tilde{x}^i, \overset{*}{u}_k) + \tilde{J}_{k+1}(f_k(\tilde{x}^i, \overset{*}{u}_k)) \tag{7.21}$$

et répéter les étapes 2 - 4 jusqu'à ce que $k = 0$.

Partie "forward" du DPGA

Afin d'obtenir une solution plus lisse (et à un degré moindre d'améliorer sa précision), la partie "forward" de l'algorithme introduit par Elbert et al. (2013) est implémentée avec une discrétisation plus fine de l'espace de commande :

$$\tilde{U}_k = \{\underbrace{u_k^1, ..., u_k^r}_{U_k}, ..., u_k^{\tilde{r}}\} \tag{7.22}$$

Etape 1 : Affecter 0 à k et la condition initiale x_0 à x.

Etape 2 : Incrémenter k de 1 et trouver les commandes candidates :

$$\tilde{U}_k^F(x_k) = \{u_k \in \tilde{U}_k \mid \tilde{\mathcal{I}}_{k+1}(f_k(x_k, u_k)) \leq 0\}. \tag{7.23}$$

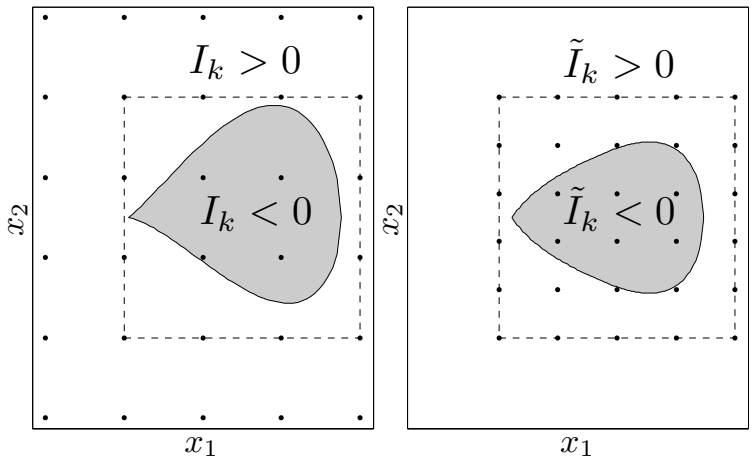


FIGURE 7.2 : Une première estimation $\mathcal{I}_k$ de la fonction level-set est calculée sur l'espace d'état complet (tracé de gauche). Une seconde discrétisation (tracé de droite) permet d'améliorer la précision à la fois de la fonction level-set et de la fonction valeur.

Etape 3 : Trouver la commande optimale

$$u_k^o(x_k) = \arg\min_{u_k \in U_k} \{g_k(x_k, u_k) + \tilde{J}_{k+1}(f_k(x_k, u_k))\} \tag{7.24}$$

Etape 4 : Simuler le système avec la commande trouvée

$$x_{k+1} = f_k(x_k, u_k^o) \tag{7.25}$$

et répéter les étapes 2 - 4 jusqu'à ce que $k = N$.

Remarque 7.1. *La charge de calculs supplémentaires induite par la discrétisation plus fine* $\tilde{U}_k$ (7.22) *est relativement faible. En effet, puisque les étapes 2 - 4 de l'algorithme ne sont appliquées qu'à une valeur de* x_k*, le nombre supplémentaire d'appels au modèle est de* $N(\tilde{r}-r)$*.*

7.2.3 Exemple de supervision energétique

Pour illustrer le bénéfice du nouvel algorithme, nous allons étudier un problème de commande optimale, dont la solution analytique est connue. Il s'agit d'un problème de supervision énergétique sur un modèle (simplifié) de véhicule électrique.

Description du système

Si l'on néglige la résistance de l'air — supposons qu'on roule à faible vitesse — et si on suppose la pente de la route nulle, un modèle dynamique de la trajectoire longitudinale d'un véhicule électrique peut être décrit par (Petit et Sciarretta (2011)) :

$$\dot{x} = v, \ \dot{v} = h_1 u - h_0, \tag{7.26}$$

où la commande u est une fraction du couple maximal du moteur, h_0 et h_1 sont des paramètres constants prenant en compte un coefficient de frottement aux roues, le couple maximal du moteur, la masse du véhicule, le rapport de transmission et le diamètre des pneus.

La puissance électrique nécessaire au déplacement peut alors s'exprimer en fonction de la vitesse du véhicule, de la commande et des coefficients (constants) b_1 et b_2 qui représentent les facteurs de perte dans la chaine de traction électrique :

$$P_m = b_1\, u\, v + b_2\, u^2 \tag{7.27}$$

Formulation du problème de commande optimale

Nous désirons trouver une stratégie de commande qui minimise la consommation électrique sous la contrainte de parcourir la distance D en un temps donné t_f. Pour formuler le problème sous une forme adaptée à la résolution par les algorithmes de DP présentés plus haut, le modèle temps-continu du véhicule électrique est discrétisé en utilisant la méthode d'Euler explicite avec un pas de temps T_s. Le problème de commande optimale peut alors être formulé ainsi :

$$\min_{u_k} \sum_{k=0}^{N-1} \left(b_1 u_k v_k + b_2 u_k^2 \right) T_s \tag{7.28}$$

$$v_{k+1} = v_k + (h_1 u_k - h_0)\, T_s \tag{7.29}$$

$$x_{k+1} = x_k + v_k T_s \tag{7.30}$$

$$x_0 = 0,\ v_0 = 0 \tag{7.31}$$

$$0 \leq x_k \leq \bar{x},\ 0 \leq v_k \leq \bar{v} \tag{7.32}$$

$$D \leq x_N \leq \bar{x},\ 0 \leq v_N \leq \epsilon_v, \tag{7.33}$$

où $N = \dfrac{t_f}{T_s}$. Les contraintes finales sur l'état sont prises en compte par les équations (7.33).

Dans ce qu'il suit, une solution particulère est cherchée pour une distance de parcours $D = 200\ m$ et un temps final $t_f = 60\ s$. Le pas de temps est fixé à $T_s = 0.2\ s$ (d'où $N = 300$), avec $\bar{x} = 205\ m$, $\bar{v} = 8\ m.s^{-1}$, $\epsilon_v = 0.3\ m.s^{-1}$.

Solution DP

Le problème de commande optimale est résolu en utilisant les trois algorithmes décrit précédemment, c'est-à-dire respectivement avec l'algorithme basique — utilisant la méthode de pénalisation pour gérer les états non admissibles — avec l'algorithme level-set original et avec le DPGA.

L'espace des variables d'état et de commande est d'abord discrétisé avec $N_v = 81$ et $N_x = 106$ et $N_u = 81$. La Figure 7.3 montre les trajectoires du système et de la commande obtenues pour chacun des trois algorithmes. Ces trajectoires sont comparées à la solution analytique (une parabole) présentée par Petit et Sciarretta (2011). Les résultats obtenus avec le nouvel algorithme DPGA sont plus proches que les autres de la solution analytique. En terme de coût, les erreurs relatives sont respectivement de 1.4%, 0.78% et 0.19%.

L'évolution des frontières de l'espace atteignable en temps inverse — où la fonction level-set s'annule — aide à l'analyse de ces résultats.

La Figure 7.4 montre que pour les premiers pas de l'itération rétrograde ($N - 5 \leq k$), la trajectoire optimale du véhicule (x^o, v^o) est proche de l'estimation de ces frontières. La précision de la solution dépend alors fortement de la précision de l'estimation de ces frontières, afin de ne pas considérer des points de la trajectoire optimale comme infaisables.

Dans un second temps ($N-40 \leq k$), la trajectoire peut être considérée comme éloignée des frontières. Malgré cela, l'espace atteignable reste restreint et la seconde étape de discrétisation du DPGA continue d'améliorer la précision de l'estimation de la fonction valeur.

Enfin pour $N - 120 \leq k \leq N$ l'espace devient quasiment complètement atteignable et il n'est plus nécessaire de recourir à cette seconde discrétisation.

La double discrétisation du DGPA implique une somme de calcul plus importante pour un de paramètres (N_v, N_x, N_u). Ce surplus de calcul peut être évalué en termes de nombre

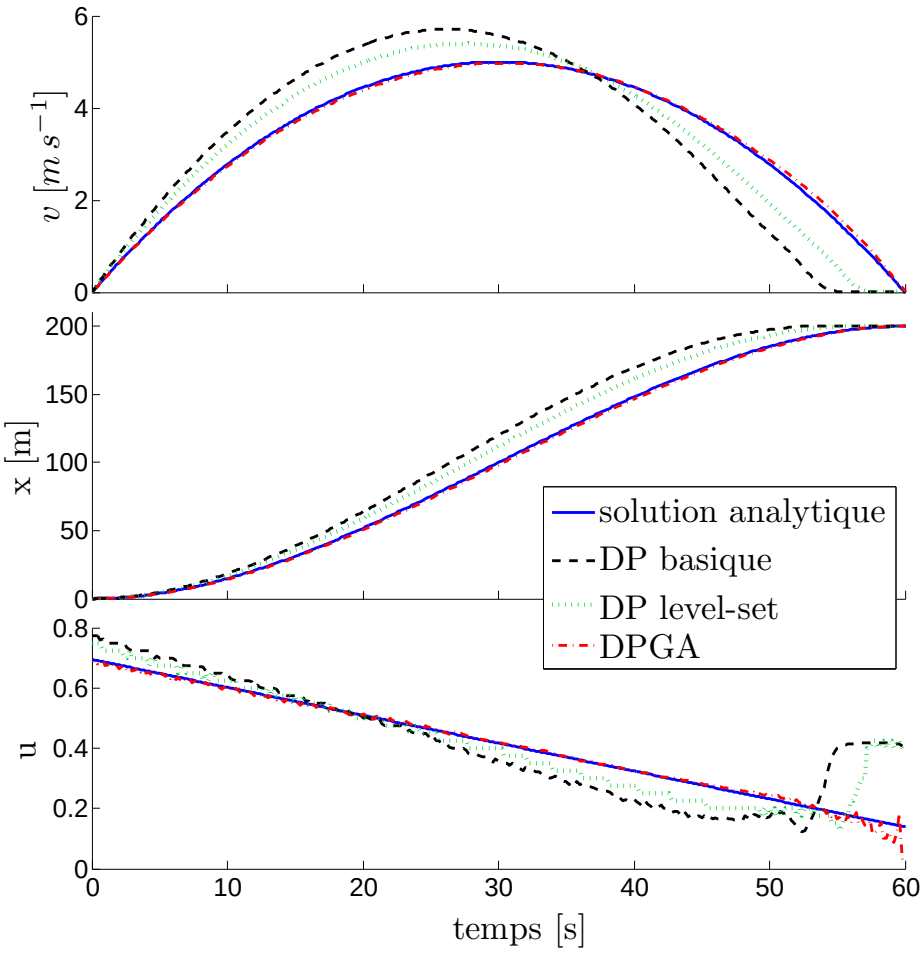


FIGURE 7.3 : Evolution de la vitesse du véhicule, de sa position et de la commande obtenues avec une discrétisation de $N_v = 81$, $N_x = 106$ et $N_u = 81$.

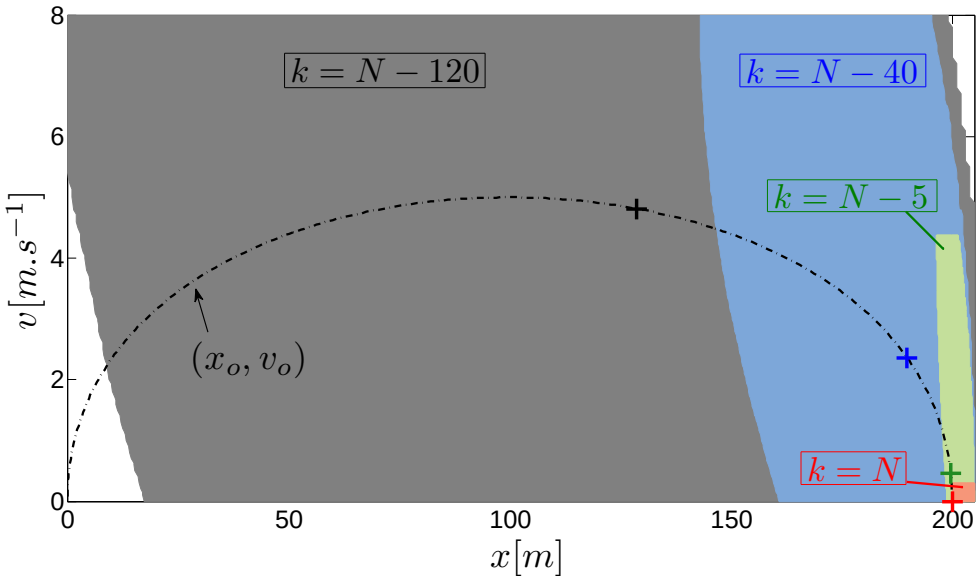


FIGURE 7.4 : Trajectoire optimale (x^o, v^o) et évolution de l'espace atteignable en temps inverse (évalué par l'algorithme DPGA).

d'appels au modèle. Par exemple, pour le jeu de paramètre utilisé précédemment, les algorithmes standards et level-set nécessitent tous deux environ $2.085 \cdot 10^8$ appels contre $2.85 \cdot 10^8$ pour le DGPA. Pour une comparaison plus objective, la précision des algorithmes — où la solution analytique sert de référence — est tracée en fonction du nombre d'appels au modèle FIGURE 7.5. Il est ainsi montré que le nouvel algorithme (DPGA) peut atteindre une meilleure précision que les autres pour une charge de calcul plus faible.

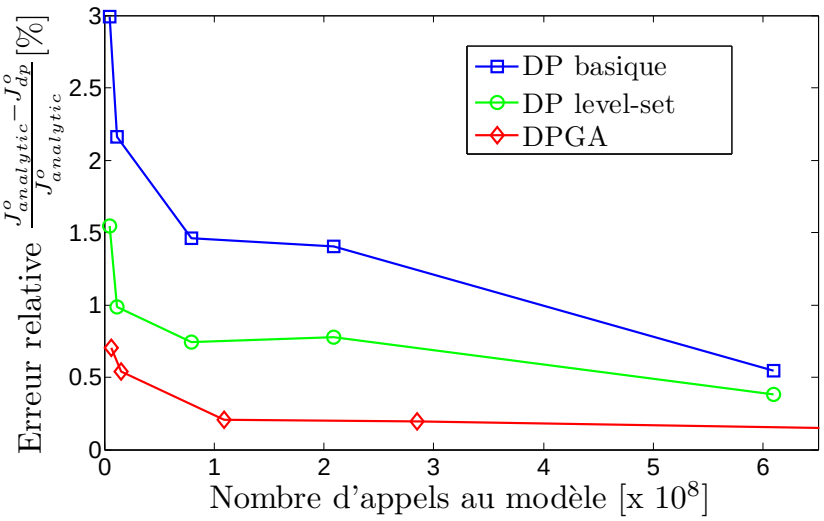


FIGURE 7.5 : Précision des algorithmes DP en fonction du nombre d'appels au modèle.

7.2.4 Parallélisation des algorithmes

Nous avons vu dans la section précédente combien l'amélioration de l'algorithme standard pouvait aider à la résolution du problème. Ainsi en permettant de réduire le niveau de discrétisation des espaces d'état et de commande — pour une précision équivalente —, un algorithme performant permet de réduire les ressources nécessaires en temps (la résolution est plus rapide) et en mémoire (moins de données à stocker).

Dans cette section, nous proposons d'accroître sensiblement les gains en temps de calculs en exploitant le calcul (massivement) parallèle autorisé par les propriétés de l'algorithme.

Pour mettre en évidence cette propriété, écrivons la partie « backward » (partie qui réclame le plus de calculs) de l'algorithme standard DP[1] (Section 7.1) sous une forme (pseudo-code) plus proche de l'implémentation pratique :

L'algorithme est ainsi constitué de trois boucles imbriquées : la première boucle itère sur le pas de temps k, la deuxième sur la discrétisation de l'état x^i, et la dernière sur la discrétisation de la commande u^j.

Dans cette dernière boucle sont faits les appels au modèle, au travers des fonctions `CalculTrajectoire` () et `CalculValeurArc` (). Rappelons que le calcul du coût total, par la fonction `CalculValeurTotale` (), est obtenu avec la valeur x^i_{k+1} par interpolation de la

[1]Par souci de simplicité, nous présentons la démarche pour l'algorithme standard, mais la même approche est applicable pour les autres algorithmes DP présentés Section 7.2.1 et Section 7.2.2.

Algorithme 1 : Partie rétrograde de l'algorithme standard DP.

Entrées : discrétisations $\mathcal{X}_k$ et U_k, fonctions Calcul
Sortie : coût optimal J_k^i , $k = \{1, 2, ..., N\}$, $i = \{1, 2, ..., N_x\}$

pour $k := N - 1$ **à** 1 **faire**
  pour chaque $x^i \in \mathcal{X}_k$ **faire**
    pour chaque $u^j \in U_k$ **faire**
      $x_{k+1}^i :=$ `CalculTrajectoire`(x^i, u^j, k) ;
      $g :=$ `CalculValeurArc`(x^i, u^j, k) ;
      $\hat{J}^j := g +$ `CalculValeurTotale`(x_{k+1}^i, J_{k+1}) ;
    $J_k^i = \min_j\{\hat{J}^j\}$;

grille J_{k+1}. A chaque pas de temps k, les calculs nécessitent donc la connaissance du résultat de l'itération précédente $k + 1$ et on doit donc finir une itération avant d'en commencer une autre. En d'autre termes l'itération sur le temps doit être séquentielle, c'est-à-dire que cette boucle n'est pas parallélisable.

En revanche les fonctions propres au modèle sont indépendantes et la FIGURE 7.6 montre comment `CalculTrajectoire` (), `CalculValeurArc` () et `CalculValeurTotale` (), réunies sous l'appellation « Calculs Modèle », peuvent être parallélisées.

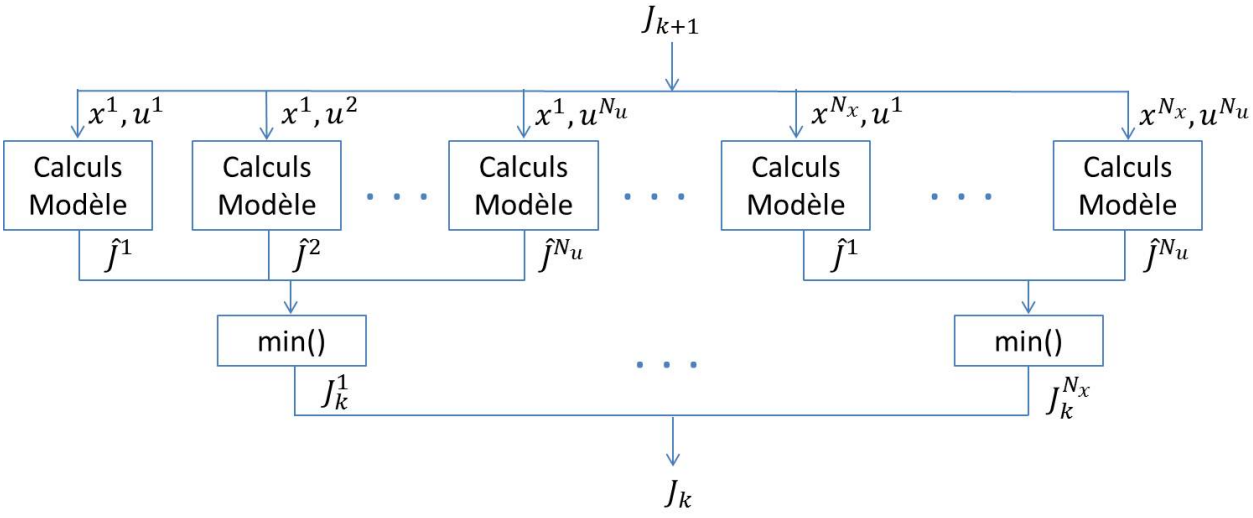


FIGURE 7.6 : Calcul de la fonction valeur J_k (au pas de temps k) : parallélisation des appels au modèle.

Validation

Pour valider la pertinence de l'approche, reprenons le problème de commande optimal formulé Section 7.2.3.

L'algorithme de résolution est alors implémenté en langage C++ par les trois méthodes suivantes :

i) « CPU 1 cœur » : l'algorithme est exécuté de façon séquentielle (n'exploite pas le traitement parallèle).

ii) « CPU 4 cœurs » : l'algorithme est exécuté en parallèle par les différents processeurs du PC. Pour cela la librairie openMP est utilisée.

iii) « GPU » : les calculs parallélisables sont exécutés par une unité de calcul graphique (GPU) permettant un traitement "massivement" parallèle Sanders et Kandrot (2010). L'unité graphique utilisée dans cette étude comporte 256 unités de calculs.

Les résultats de l'implémentation, en terme de temps de calcul, sont comparés sur la Figure 7.7. Pour simplifier l'analyse, un même niveau de discrétisation a été pris pour chacun des états et pour la commande : $N_v = N_x = N_u$. La courbe qui représente le temps de calcul pour la méthode « CPU 1 cœur » sert de référence pour estimer les gains de temps. Remarquons que cette courbe est linéaire par rapport à la taille de la grille du fait de l'exécution séquentielle.

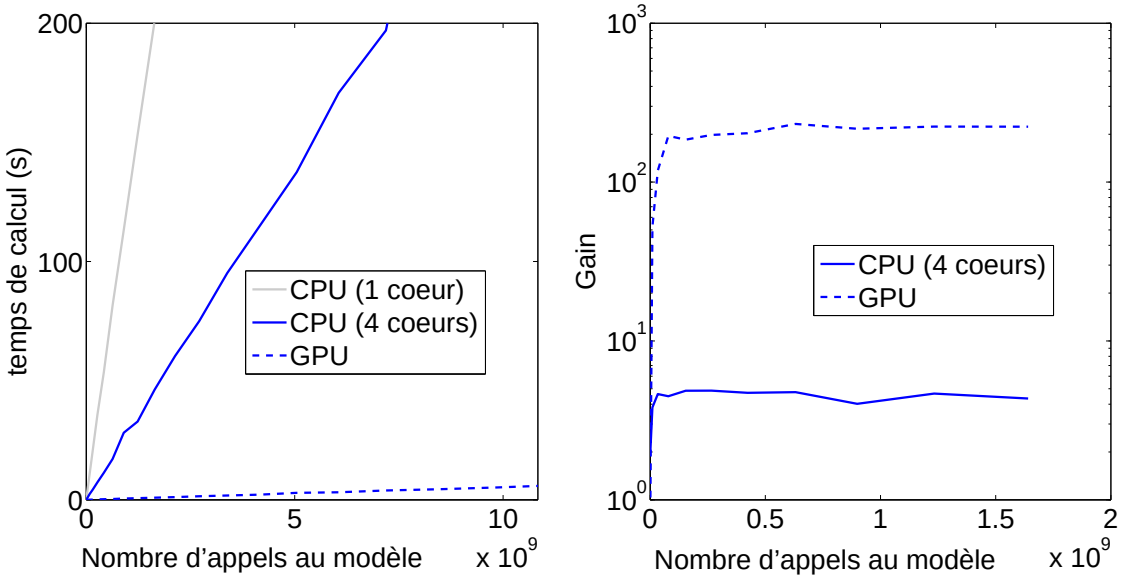


Figure 7.7 : Comparaison des temps de calculs de la DP : sans parallélisation (« CPU 1 cœur »), avec une implémentation multi-processeur (« CPU 4 cœurs ») et sur carte graphique (« GPU »). A droite, le ratio des temps de calcul par rapport à l'implémentation séquentielle.

Si la méthode de parallélisation implémentée sur les processeurs (notée « CPU 4 cœurs ») permet ici un gain de temps sensible, les gains avec l'unité graphique (« GPU ») sont beaucoup plus grands : pour des discrétisations suffisamment fines — c'est à dire pour un nombre d'appels au modèle qui permettent d'occuper toutes les unités de calcul — les gains dépassent un facteur 200.

7.3 Recherche d'une stratégie en ligne

7.3.1 Principe de Pontryagin (PMP)

Pour simplifier considérons d'abord que le problème (PCO) sans contrainte d'état, c'est-à-dire avec :

$$\mathcal{X}(t) = \mathbb{R}^n, \ \forall t \in [0; t_f].$$

Le PMP établi alors qu'une condition nécessaire pour qu'une commande soit optimale (u^o) pour le problème (PCO) est qu'elle minimise à tout instant l'Hamiltonien H associé à ce problème :

$$H(x^o(t), u^o(t), t, \lambda^o(t)) \leq H(x^o(t), u, t, \lambda^o(t)),\ \forall u(t) \in \mathcal{U}(t),\ \forall t \in [0; t_f], \tag{7.34}$$

où la fonction H est défini par :

$$H(x(t), u(t), t, \lambda(t)) = h(x(t), u(t)) + \lambda^T(t)\, f(x(t), u(t), t), \tag{7.35}$$

$\lambda \in \mathbb{R}^n$ étant le multiplicateur de Lagrange (ou état adjoint) associé à la dynamique du système avec pour dynamique :

$$\frac{d\lambda}{dt} = \left.\frac{\partial H}{\partial x}\right|_{(x^o, u^o, \lambda^o)}. \tag{7.36}$$

Le PMP permet donc de déduire la commande optimale en chaque instant

$$u^o(t) = \arg\min_{u \in \mathcal{U}(t)} H(x^o(t), u, t, \lambda^o(t)) \tag{7.37}$$

à condition de connaître la valeur de $\lambda^o(t)$. La difficulté se situe à ce niveau car les conditions d'optimalité spécifie sa valeur finale en fonction du coût final $g(x(t_f)$:

$$\lambda^o(t_f) = \left.\frac{\partial g}{\partial x}\right|_{(t=t_f)}, \tag{7.38}$$

et non sa valeur initiale, constituant un problème « aux deux bouts » difficile à résoudre en général.

Une méthode classique pour résoudre ce type de problème est la méthode de tir. Elle consiste à itérer sur la valeur initiale de l'état adjoint — le système augmenté peut alors être intégré classiquement — jusqu'à obtenir une valeur finale qui coïncide avec la condition d'optimalité (7.38).

Souvent, cette méthode échoue face à la trop forte sensibilité de la valeur finale par rapport à la valeur initiale. La méthode des tirs multiples répond à cette problématique, en scindant le problème en de plus petits intervalles de temps et en introduisant des contraintes de continuité (Betts (2010)). Mais outre sa difficulté de mise en œuvre, de grandes difficultés numériques persistent, notamment dans les cas de problèmes multivariables et avec contraintes d'état.

Comme nous allons le détailler par la suite, la programmation dynamique fournit une alternative intéressante aux méthode de tirs.

Remarque 7.2. *Malgré tout, il existe des cas où le PMP permet de déduire facilement une stratégie de commande implémentable en ligne. En particulier, si la dynamique $f(.)$ ne dépend pas (resp. de manière faible) de l'état, on peut déduire des relations précédentes que l'état adjoint prend une valeur constante. On peut souvent déterminer cette valeur hors ligne et la commande optimale (resp. une commande sous-optimale) se déduit en ligne par la minimisation de l'Hamiltonien à chaque instant.*

C'est par exemple le cas dans le contexte de gestion énergétique des véhicules hybrides où la dynamique de l'état de charge de la batterie (SOC) est souvent considérée comme indépendante du SOC lui-même (Serrao et al. (2011)).

Déterminer l'état adjoint grâce à la DP

L'évolution de la valeur de l'état adjoint λ^o le long d'une trajectoire optimale, peut se déduire des résultats de la DP. Conservons les notations et hypothèses faites ci-dessus pour l'énoncé du PMP. La dérivation de l'équation de Hamilton-Jacobi-Bellman permet d'écrire :

$$u^o(t) = \arg\min_{u \in \mathcal{U}(t)} \{h(x^o(t), u, t) + \left(\left. \frac{\partial J^o}{\partial x} \right|_{(x^o)} \right)^T f(x^o(t), u, t)\}, \tag{7.39}$$

résultat qui s'étend au système discrétisé (Bertsekas (2005)), sous l'hypothèse supplémentaire de convexité de $\mathcal{U}(t)$.

L'état adjoint optimal du PMP est donc égal à la dérivée, par rapport à l'état, du coût optimal le long de la trajectoire optimale :

$$\lambda^o(t) = \left. \frac{\partial J^o}{\partial x} \right|_{(x^o)} \tag{7.40}$$

Les algorithmes DP nous fournissent justement des estimations x_k^o de la trajectoire d'état optimale, et $J_k^o(x^i)$ de la valeur optimale du critère (aux instants $t = k\,T_s$ et pour les valeurs x^i). Une estimation des éléments λ_j du vecteur adjoint est donc donnée par différences finies :

$$\lambda^o(t = k\,T_s) \approx \frac{J_k(x_j^l) - J_k(x_j^{l-1})}{x_j^l - x_j^{l-1}},\ x_j^{l-1} \leq x^o(t = k\ T_s) < x_j^l. \tag{7.41}$$

Ce lien est particulièrement intéressant dans le cas où λ^o peut-être exprimé en fonction (seulement) de l'état, permettant de déduire une loi de commande optimale par retour d'état.

Conclusion. *Dans ce chapitre, un nouvel algorithme (DPGA), basé sur le principe de la programmation dynamique (DP), est proposé. Ses bénéfices en terme de précision (pour même niveau de discrétisation) sont démontrés sur un exemple de supervision énergétique. Il est également montré qu'une parallélisation des calculs permet d'accroître sensiblement les gains en temps de calcul.*
Une méthode pour la recherche d'une solution implémentable en ligne est finalement exposée. Elle permet, sous certaines conditions, de déduire un retour d'état à partir des résultats de la DP et du principe du maximum de Pontryagin (PMP).

Chapitre 8

Supervision énergétique d'un ORC

Résumé. *Au Chapitre 6, consacrée à la commande rapprochée d'un système de Rankine organique, il a été montré qu'on dispose d'un système de commande assurant de bonnes performances en régulation et en asservissement. On peut alors envisager le développement d'une couche de supervision locale permettant de choisir ses consignes de manière à utiliser « au mieux » (du point de vue énergétique) le système Rankine. Dans ce chapitre, la recherche d'une solution optimale est d'abord résolue hors ligne par programmation dynamique. Une stratégie (sous-optimale) implémentable en ligne est alors proposée.*

8.1 Introduction

Dans la littérature concernant le contrôle des systèmes Rankine liés au transport les stratégies validées expérimentalement proposées jusqu'ici (telles que dans Endo et al. (2007); Peralez et al. (2013)) concernent exclusivement la commande bas-niveau avec pour objectif d'assurer la sécurité du système.

Néanmoins, quelques papiers intègrent le contrôle de supervision des systèmes Rankine dans le cadre d'une gestion de l'energie et des émissions de la motorisation. La solution basée sur le principe du minimum de Pontryagin (PMP) présentée dans (Merz et al. (2012)) inclue un modèle dynamique très simple du système de Rankine mais n'est pas directement implémentable en ligne, tandis que la stratégie heuristique, également inspirée du PMP, proposée par Willems et al. (2014) n'utilise pas explicitement de modèle du système de Rankine dans le contrôleur.

Dans le contexte plus général des ORC (pas nécessairement liées au transport), quelques autres études abordent l'optimisation d'un objectif économique, en utilisant en majorité un modèle quasi-statique. Parmi elles Quoilin et al. (2011a,b) se concentrent sur la recherche d'une pression optimale au niveau de l'opérateur — dans le cas d'une machine de détente volumétrique — tandis que Manente et al. (2013) considère un ORC avec un condenseur refroidi par air. Dans le domaine de la stabilisation des ORC, Hou et al. (2011); Zhang et al. (2012b) utilisent un modèle dynamique (linéaire) pour synthétiser une commande prédictive : la performance de la stabilisation est évaluée par une fonction coût à optimiser.

Cependant, à notre connaissance, aucune solution implémentable en ligne pour l'optimisation de la production de puissance et prenant en compte les dynamiques du Rankine n'a encore été proposée à ce jour.

D'un autre côté, il existe une vaste littérature concernant la gestion énergétique des véhi-

cules (le livre Guzzella et Sciarretta (2007) en donne une vision générale) qui constitue une source d'inspiration intéressante. Plusieurs problèmes transitoires de contrôle de la production d'énergie à bord de véhicules, en présence de contraintes, ont été abordés et résolus par des méthodes de commande optimales, notamment par la programmation dynamique (DP) (Bellman (1957)). Un exemple représentatif est le problème de gestion énergétique pour les véhicules électriques hybrides, qui consiste à minimiser, le plus souvent, la consommation de carburant (Guzzella et Sciarretta (2007)).

Ce chapitre aborde le problème de maximisation de la puissance produite par un système ORC à board d'un train Diesel-électrique. Le modèle réduit dynamique, proposé Section 3.3, permet la formulation du problème energétique sous la forme d'un problème de commande optimale qui peut être résolu par la DP. L'utilisation de l'algorithme DP avec grille adaptative, proposé Section 7.2.2, permet d'améliorer la précision de la solution. L'analyse de la solution obtenue fournit des enseignements précieux lors de la recherche d'une stratégie de commande implémentable en ligne.

Ce chapitre est organisé comme il suit. La Section 8.2 introduit l'application et ses spécificités. La formulation du problème de commande optimale est ensuite proposée. La Section 8.3 analyse la solution du problème obtenue hors-ligne. Profitant de ces résultats, le problème de commande optimale est reformulé Section 8.4, autorisant une implémentation en ligne via une optimisation dynamique temps réel (DRTO). Cette approche est validée sur un simulateur réaliste, montrant un bénéfice important en terme d'energie récupérée au cours d'un trajet représentatif par rapport à la méthode classique trouvée dans la littérature ORC (l'optimisation statique).

8.2 Optimisation à bord d'un train Diesel-électrique

8.2.1 Description du système

Le sytème considéré est présenté FIGURE 8.1. Il s'agit d'un prototype de système ORC pour la récupération de chaleur issue d'un ensemble de moteurs Diesel ("Power Pack") produits par Alstom Transport dédié aux locomotive Diesel-electrique. Une pompe met sous pression un fluide organique (le R365mfc) à l'état liquide qui circule dans le circuit avec un débit massique $\overset{*}{m}_1$. Via une vanne de by-pass, une fraction $V_{o,e}$ du débit de gaz s'échappement est délivrée à un échangeur thermique (l'évaporateur) qui transfère la chaleur du gaz au fluide de travail. Le fluide vaporisé entre alors dans une turbine, qui convertit une partie de l'énergie cinétique en travail mécanique, entrainant une génératrice connectée au réseau électrique du Power Pack. Enfin, le fluide de travail — à basse pression — est recondensé avant de retourner à la pompe. Un ventilateur commandable fournit le débit d'air $\overset{*}{m}_A$ nécessaire au refroidissement.

Notons que si la question du refroidissement est importante à bord des véhicules en général (Horst et al. (2014)), elle devient cruciale en terme de coût dans le cas des trains où un refroidissement passif est difficilement envisageable (en raison de l'absence de radiateur en face avant).

En raison d'un fort ratio entre puissance consommée par les auxiliaires et puissance consommée par la traction, il est raisonnable de supposer que toute la puissance produite par le système de Rankine est absorbée par le réseau électrique du train. Ainsi, l'objectif est ici de trouver la stratégie de commande qui maximise l'energie J récupérée par le Rankine

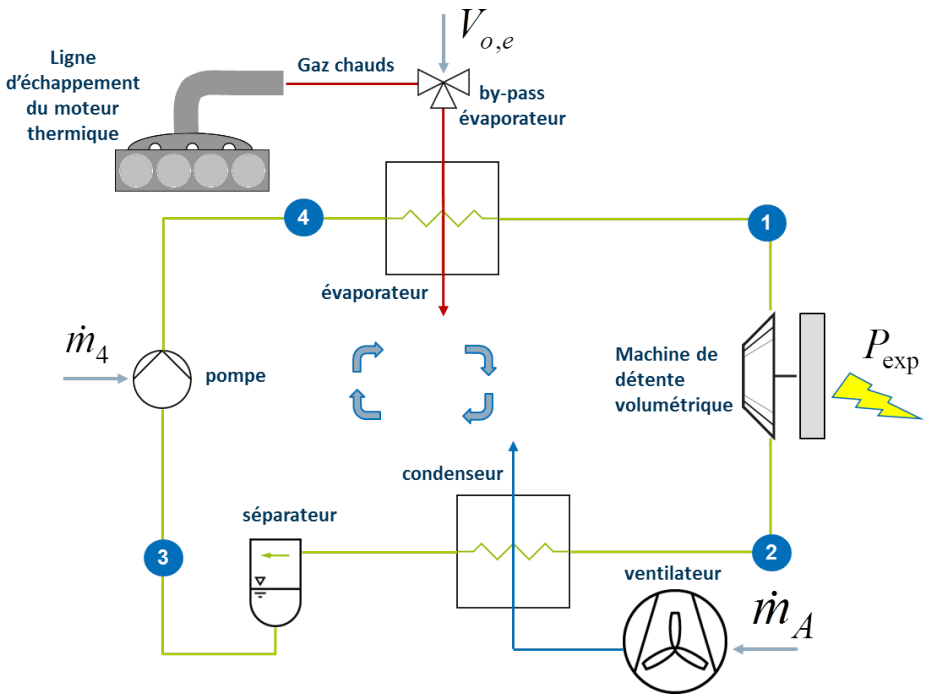


FIGURE 8.1 : Système ORC étudié. Trois variables de commandes sont disponibles : le débit massique de la pompe $\overset{*}{m}_4$, le débit massique d'air $\overset{*}{m}_A$ et l'ouverture du by-pass évaporateur $V_{o,e}$.

au cours d'un trajet de durée t_f :

$$J = \int_0^{t_f} P_{net}(t), dt, \tag{8.1}$$

où la valeur de la puissance nette P_{net} est donnée par la puissance produite par la turbine, P_{turb}, de laquelle il faut déduire les puissances consommées par la pompe et le ventilateur, P_{pump} et P_A,

$$P_{net}(t) = P_{turb}(t) - P_{pump}(t) - P_A(t). \tag{8.2}$$

La puissance consommée par le ventilateur peut quant à lui être considéré comme proportionnel au débit d'air $\overset{*}{m}_A$ qu'il délivre (Manente et al. (2013)) :

$$P_A(t) = k_A \ \overset{*}{m}_A(t). \tag{8.3}$$

Le trajet considéré par la suite est représentatif d'une portion de parcours inter-cités. Il en résulte un ensemble de conditions externes pour l'ORC, à savoir la température $T_{exh}(t)$ et le débit $\overset{*}{m}_{exh}(t)$ des gaz d'échappement. Une forte variation de température ambiante $T_A(t)$ est aussi considérée comme le montre la FIGURE 8.2.

Afin de résoudre le problème, il nous faut un modèle pour prédire l'évolution des variables apparaissant dans l'expression des puissances (8.2). La dimension du modèle doit être suffisament petite pour ne pas être confronté au problème bien connu de "curse of dimensionality" (Powell (2007)), tout en restant réaliste sur une large gamme de conditions opératoires. Dans ces conditions, la dimension des modèles à frontières mobiles d'échangeurs thermiques — malgrè un nombre limité d'états dynamique — reste trop grande. C'est pourquoi on leur préfèrera le modèle « à valeurs moyennes »proposé Section 3.3 qui permet d'obtenir un modèle complet

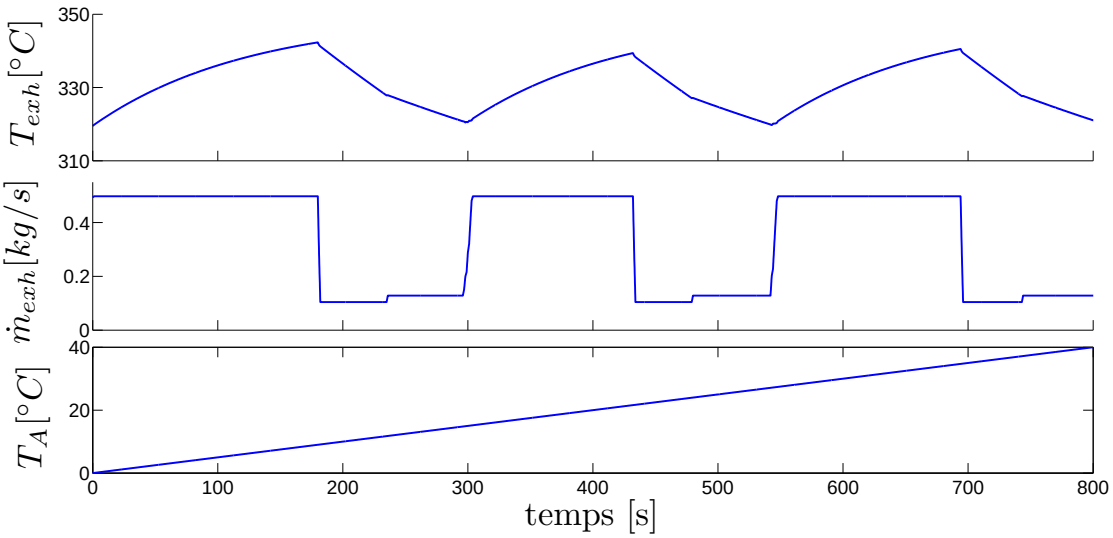


FIGURE 8.2 : Perturbations pour le problème de commande optimale : conditions à l'échappement ($\overset{*}{m}_{exh}$ et T_{exh}) et température ambiante (T_A).

de l'ORC à deux états dynamiques. Validé par rapport à des données expérimentales, il reste représentatif des dynamiques lentes du système. En outre, notre modèle conserve la majorité des paramètres de design du matériel (notamment les surfaces d'échanges thermiques, les dimensions et l'efficacité de la turbine), autorisant une étude paramétrique du système.

8.2.2 Formulation du problème de commande optimale

En considérant le modèle mathématique proposé Section 3.3, nous allons formaliser le problème de commande optimale pour un ORC à bord d'une locomotive Diesel-électrique.

Nous désirons trouver la stratégie de commande qui maximise la récupération d'énergie J, définie par les équations (8.2)-(8.3), au cours d'un trajet de durée t_f. La fonction coût J à maximiser dépend du temps, des variables d'états $x = \{\bar{T}_{w,e}, \bar{T}_{w,c}\}$ et des variables de commande $u = \{V_{o,e}, \overset{*}{m}_A\}$:

$$J = \int_0^{t_f} P_{turb}(x) - P_{pump}(x) - P_A(u)dt, \tag{8.4}$$

où la dynamique de $x = \{\bar{T}_{w,e}, \bar{T}_{w,c}\}$ est définie par les équations (3.4)-(3.7) du modèle ORC à deux états. Ce problème de maximisation doit être résolu sous la contrainte — de sécurité — sur la pression p_1 (en d'autres termes, sous contrainte d'état) :

$$p_1(x,t) \leq 25\,\text{bar}, \ \forall t \in [0, t_f]. \tag{8.5}$$

Des contraintes sur la commande doivent également être considérées, traduisant des limitations techniques (saturations). Ainsi, l'ouverture du by-pass évaporateur (u_1) est bornée par $[0, 1]$, tandis que le débit d'air (u_2) fournit par le ventilateur est compris entre 0 et $4\,\text{kg}\,\text{s}^{-1}$:

$$u(t) \in [0, 1] \times [0, 4], \ \forall t \in [0, t_f]. \tag{8.6}$$

Remarque 8.1. *Dans cette formulation du problème, le débit massique de la pompe $\overset{*}{m}_1$ n'est pas considéré comme variable de décision car il est utilisé pour maintenir la surchauffe à une*

valeur constante. En effet, il est généralement admis que, dans un ORC, la surchauffe doit être maintenue aussi bas que possible afin de maximiser l'efficacité du cycle thermodynamique. La distinction des deux échelles de temps (la dynamique du fluide de travail est beaucoup plus rapide que celles des paroi des échangeurs) considérée dans le modèle, permet de supposer que la surchauffe est parfaitement régulée par le débit de la pompe (les résultats expérimentaux du Chapitre 6 montrent qu'une telle hypothèse est réaliste, y compris dans des conditions très transitoires).

8.3 Solution hors ligne

8.3.1 Commande optimale

Le problème de contrôle optimal formulé Section 8.2 est d'abord résolu avec le nouvel algorithme DPGA avec pour discrétisation $N = N_{x1} = N_{x2} = N_{u1} = N_{u2} = 21$. La FIGURE 8.3 montre la trajectoire du système obtenue. Les hautes et basses pressions (respectivement dans l'évaporateur et le condenseur) augmentent périodiquement en réponse à la hausse du débit d'échappement (FIGURE 8.2). En retour, le by-pass évaporateur s'ouvre pour limiter la haute pression au niveau de la contrainte de sécurité (qui est définie par l'équation 8.5). D'un autre côté, l'autre commande présente un comportement non-causal : par exemple, on peut voir que quelques secondes avant la hausse de la condition externe $\overset{*}{m}_{exh}$, $\overset{*}{m}_A$ décroît temporairement. Un tel comportement peut être expliqué en remarquant que l'efficacité des échanges du condenseur avec l'air ambiant est améliorée pour une température de paroi (et donc une pression p_3) élevée.

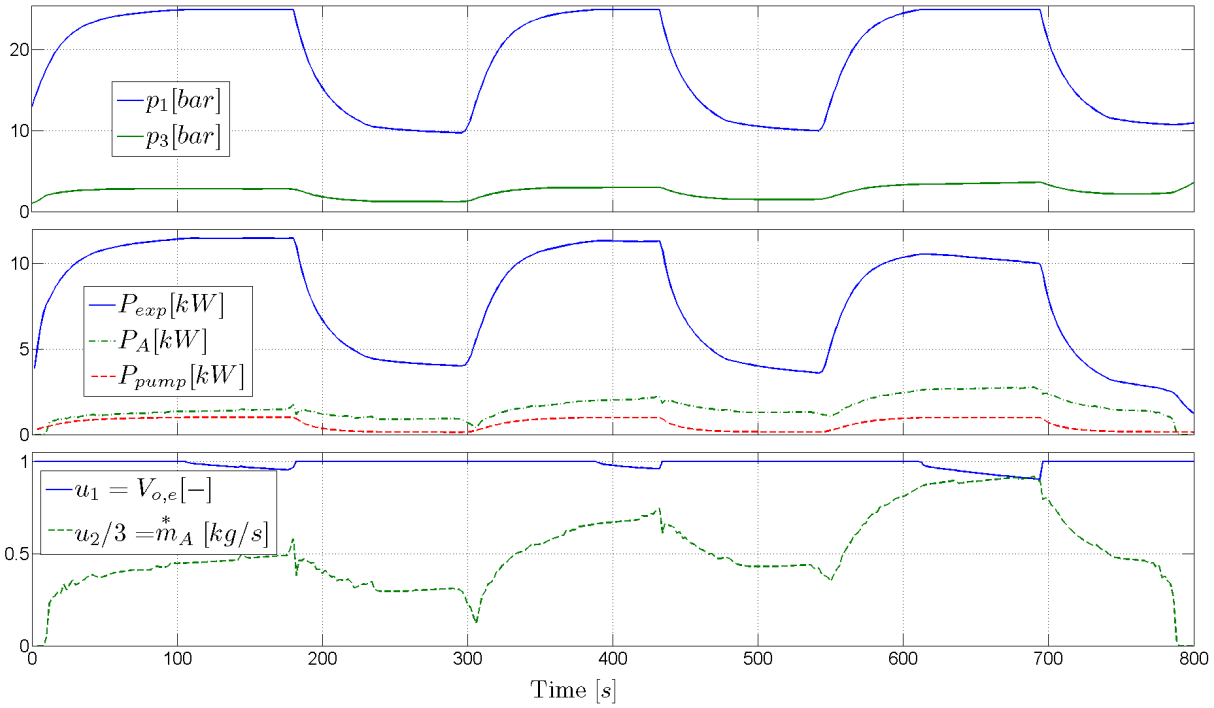


FIGURE 8.3 : Solution obtenue avec l'algorithme DPGA : évolution des caractéristiques du système de Rankine organique.

En dépit d'une réduction sensible de la charge de calcul obtenue grâce à l'algorithme avec

grille adaptative, le temps d'exécution de la DP reste trop long pour envisager une implémentation en ligne. Malgré tout, la solution DP s'avère être un outil d'analyse très utile pour la compréhension du comportement (optimal) de l'ORC. A partir de ces résultats, on peut déduire que le by-pass évaporateur peut être utilisé pour garantir la sécurité du système au niveau de la haute pression. D'un autre côté, le débit d'air $\overset{*}{m}_A$ peut-être utilisé pour réguler la pression au niveau du condenseur. Il s'agit de trouver le meilleur compromis pour limiter le coût du refroidissement, maintenir un ratio de pression (entre haute et basse pression) qui permettent un bon rendement de la turbine, et garder une bonne efficacité d'échange au niveau du condenseur.

La solution DP souligne aussi l'influence de la température ambiante sur l'efficacité du système. En effet, l'efficacité du refroidissement chute pour des températures ambiantes élevées, et la pression au niveau condenseur augmente. Il en résulte que la puissance récupérée par la turbine est sensiblement réduite, tandis que l'effet sur la consommation de la pompe est presque négligeable. On peut voir également que l'évolution de la commande optimale est très dépendante de la température ambiante qui devra donc être prise en compte dans une stratégie en ligne, au même titre que les deux autres conditions externes considérées (à savoir température et débit du gaz d'échappement).

Toutes ces considérations serviront de ligne directrice lors de la synthèse d'une stratégie de commande en ligne, qui sera l'objet de la Section 8.4.

8.3.2 Dimensionnement optimal

Résoudre le problème de commande optimale ci-dessus peut également aider au choix des composants matériels du système Rankine, en permettant de prendre en compte le comportement transitoire du système dans l'évaluation de ses performances. Le problème peut ainsi être résolu pour différentes valeurs de paramètres qui apparaissent dans le modèle de supervision, tels que le choix du fluide ou le dimensionnement. Grâce à la bonne précision atteinte par l'algorithme DPGA pour de faibles niveaux de discrétisation, il devient possible d'étudier l'impact de ces (nombreux) paramètres dans un temps de simulation raisonnable. Pour illustrer le potentiel d'une telle étude paramétrique, l'influence de deux paramètres clés du dimensionnement sont étudiés dans cette section : la surface des cols de la turbine (la surface totale équivalente sera notée S) et le volume de paroi de l'évaporateur (V_w).

On se propose d'abord d'étudier l'influence de (S). Notons qu'il s'agit d'un paramètre clé du dimensionnement et que la recherche de la valeur optimale de S dans des conditions transitoires est loin d'être triviale. En effet la montée en pression en aval de la turbine (haute pression) est très liée à cette valeur. Si S est choisi trop grand, le système ne montera pas assez en pression et le rendement du cycle sera mauvais (He et al. (2012); Sun et al. (2012)). En revanche, si S est trop petit, le système montera trop en pression lorsque la source chaude est importante ; le by-pass évaporateur devra alors détourner une grande partie de la source chaude, réduisant d'autant le potentiel de récupération.

Le problème de commande optimale précédent est donc résolu pour différentes valeurs de S et les efficacités correspondantes sont comparées — en terme de puissance nette moyenne $\bar{P}_{net}$ récupérée — sur la FIGURE 8.4. Ce tracé montre qu'il existe une valeur optimale de S^o. On pourrait penser que la valeur de S^o devrait être suffisamment grande pour permettre de laisser entrer toute la source chaude. Au contraire, les simulations montrent qu'une valeur plus petite est plus intéressante sur la durée d'un trajet, permettant des montées en pression

plus rapides bien que conduisant à des ouvertures fréquentes du by-pass évaporateur.

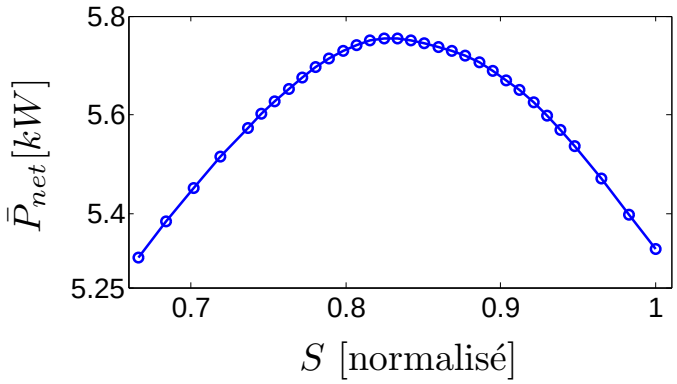


FIGURE 8.4 : Influence de la surface totale des cols de la turbine cinétique en terme de puissance moyenne récupérée $\bar{P}_{net}$.

Dans un second temps, on se propose d'étudier l'influence du volume de paroi de l'évaporateur V_w. Notons qu'une petite valeur de ce paramètre implique une inertie thermique faible, ce qui se traduit par une dynamique rapide pour la température de paroi $\bar{T}_{w,e}$ (qui constitue une des deux variables d'état du modèle de supervision (3.4)-(3.7)).

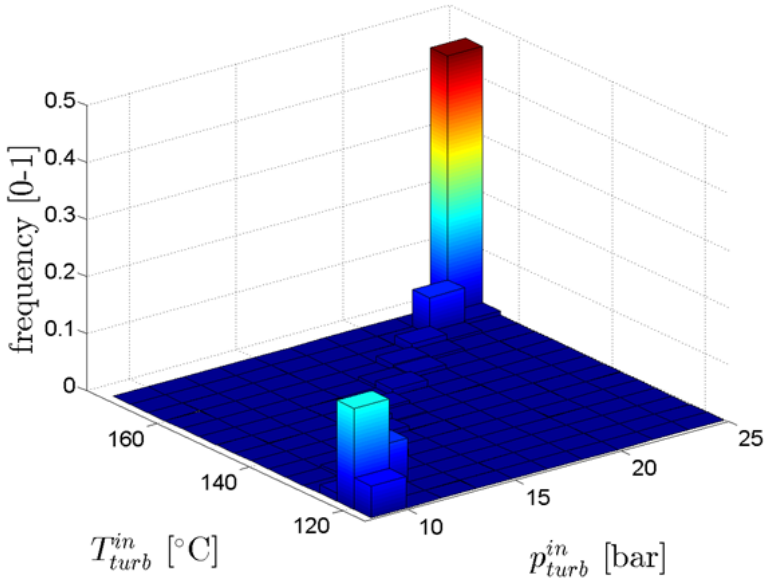
Comme pour l'étude de l'influence de S, le problème de commande optimale est résolu pour différentes valeurs de V_w. Pour des valeurs de V_w petites, le système Rankine se stabilise plus rapidement après une variation sur les conditions externes, en raison de la dynamique plus rapide. Sur le cycle de conduite considéré, il est alors trouvé que la puissance nette moyenne récupérée est d'autant plus grande que V_w est petit. En effet, comme illustré par les histogrammes de la FIGURE 8.5, une petite valeur de V_w permet de travailler plus souvent sur des points de fonctionnement favorable, c'est-à-dire avec une pression en entrée de turbine haute.

Remarque 8.2. *Dans le cadre de la commande rapprochée (Section 6.1.5), l'influence du volume de paroi étudié a montré que la maîtrise de la surchauffe en sortie d'évaporateur (qui est indispensable pour maintenir le système de Rankine dans des conditions de production de puissance) était plus facile pour des volumes de paroi important.*

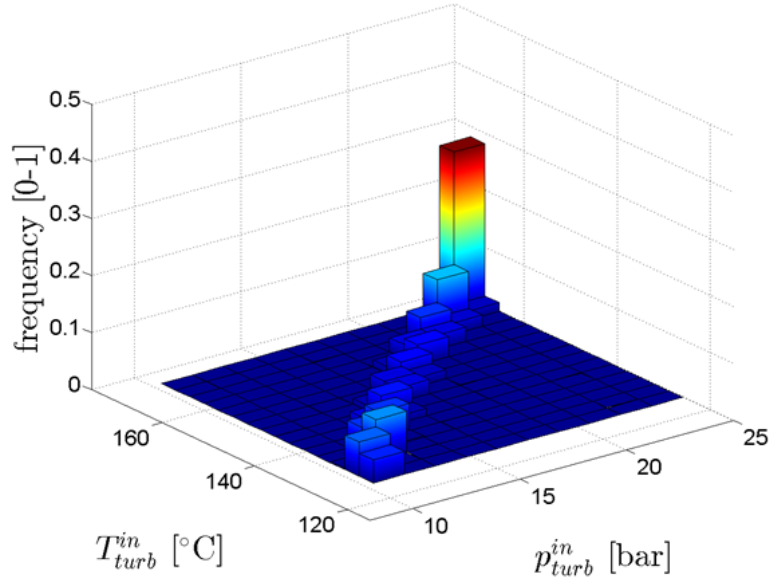
Deux objectifs sont alors envisageables : i) garantir la commandabilité du système ; ii) permettre les meilleurs rendements possibles. Le problème pourrait donc être abordé, lors de travaux ultérieurs, comme un problème d'optimisation (maximiser le rendement) sous contrainte (de commandabilité).

8.4 Supervision en ligne

Afin d'obtenir un système de supervision énergétique pour l'ORC on pourrait tenter de résoudre en ligne directement le problème de commande optimale formulé Section 8.2.2. Malheureusement, les puissances de calcul à disposition des systèmes de contrôle-commande à bord d'un véhicule sont limitées et on ne peut pas espérer une telle implémentation en temps-réel. Ici, les principales difficultés numériques sont dues : i) aux non-linéarités du modèle, ii) à la structure implicite de ce modèle, iii) au fait que le problème de commande optimale



(a) Histogramme des points de fonctionnement turbine pour un petit volume de paroi évaporateur.



(b) Histogramme des points de fonctionnement turbine pour un grand volume de paroi évaporateur.

FIGURE 8.5 : Histogramme des points de fonctionnement du système de Rankine (illustré par la température et la pression en entrée de la turbine).

présentent plusieurs commandes.

Afin de contourner ces difficultés numériques, l'objectif de cette section est de chercher comment reformuler le problème de commande optimale initial et de trouver une stratégie de commande sous-optimale qui soit implémentable en temps-réel. Pour cela une démarche en trois étapes est proposée. D'abord, via un nouveau choix d'états dynamiques, il est montré que le modèle de l'ORC peut être mis sous forme explicite. Ensuite la solution hors ligne,

obtenue précédemment, est utilisée pour simplifier le problème original. Enfin, une stratégie d'optimisation dynamique temps-réel est proposée.

8.4.1 Modèle explicite

Le modèle implicite de l'ORC, dont la dynamique a été définie par les équations (3.4)-(3.7), appartient à la classe des systèmes implicites considérée dans l'Annexe A. Afin de transformer le système implicite en un système d'équations différentielles ordinaires (EDO), nous avons donc besoin de vérifier l'hypothèse A.1. La proposition suivante expose le résultat attendu, à savoir qu'il permet d'expliciter notre modèle de supervision.

Proposition 8.4.1. *Considérons le système dynamique implicite (3.4)-(3.7) et notons* $p = \begin{bmatrix} p_1 & p_3 \end{bmatrix}^T$ *le vecteur des variables implicites, constitué des pressions* p_1 *(dans l'évaporateur) et* p_3 *(dans le condenseur). Notons aussi* $T_w = \begin{bmatrix} \bar{T}_{w,e} & \bar{T}_{w,c} \end{bmatrix}^T$ *le vecteur des variables d'état, constitué des températures de paroi des échangeurs thermiques* $\bar{T}_{w,e}$ *et* $\bar{T}_{w,c}$.

Plaçons nous sur le domaine Ω *des conditions physiques suivantes :*

$$\Omega = \{(T_w, p) \in \mathbb{R}^2 \times \mathbb{R}^2,\ 0 < p_3,\ p_3 \leq p_1,\ p_1 < p^{crit}\},$$

où p^{crit} *désigne la pression critique (maximale) pour du fluide de travail considéré.*

Alors, nous avons, pour tout $(T_w, p) \in \Omega$, $\dfrac{\partial \varphi}{\partial p}$ *est de rang plein.*

Démonstration. La dérivation de l'expression de φ, définie par l'équation (3.7), conduit à l'expression suivante :

$$\frac{\partial \varphi}{\partial p} = \begin{pmatrix} a & c \\ b & d \end{pmatrix},$$

où

$$\begin{cases} a = -(h_1 - h_3)\dfrac{\partial \overset{*}{m}_1}{\partial p_1} - \overset{*}{m}\dfrac{\partial h_1}{\partial p_1} - S_{f,e}\,\bar{\alpha}_{f,e}\dfrac{\partial \bar{T}_{f,e}}{\partial p_1} \\ b = \overset{*}{m}_1\dfrac{\partial h_2}{\partial p_1} - \dfrac{\partial \overset{*}{m}_1}{\partial p_1}(h_3 - h_2) \\ c = \overset{*}{m}\dfrac{\partial h_3}{\partial p_3} \\ d = \overset{*}{m}\left(\dfrac{\partial h_2}{\partial p_3} - \dfrac{\partial h_3}{\partial p_3}\right) - S_{f,c}\,\bar{\alpha}_{f,c}\dfrac{\partial \bar{T}_{f,c}}{\partial p_3}. \end{cases}$$

Pour montrer que $\dfrac{\partial \varphi}{\partial p}$ est de rang plein, ou de manière équivalente que cette matrice carrée est inversible, il est suffisant de montrer que sa transposée est à diagonale strictement dominante (lemme d'Hadamard), c'est-à-dire que $|a| > |b|$ et $|d| > |c|$.

En considérant le cycle thermodynamique de la FIGURE 1.1 et en supposant que $(T_w, p) \in \Omega$, nous pouvons déduire que

$$|a| = (h_1 - h_3)\frac{\partial \overset{*}{m}_1}{\partial p_1} + \overset{*}{m}\frac{\partial h_1}{\partial p_1} + S_{f,e}\,\bar{\alpha}_{f,e}\frac{\partial \bar{T}_{f,e}}{\partial p_1}. \tag{8.7}$$

En effet, h_1 et $\bar{T}_{f,e}$ (définie comme la température de saturation qui correspond à la pression évaporateur p_1) sont des fonctions croissantes de p_1. De plus, $h_1 > h_3$ et le produit $S_{f,e}\,\bar{\alpha}_{f,e}$ est positif. Puisque le débit massique peut être exprimé

$$\overset{*}{m}_1 = c_d\, S\sqrt{2\,\rho_1\, p_1},$$

il vient également que $\overset{*}{m}_1$ est une fonction croissantes de p_1.

En utilisant une démarche similaire, nous obtenons

$$|b| = \overset{*}{m}_1 \frac{\partial h_2}{\partial p_1} - \frac{\partial \overset{*}{m}_1}{\partial p_1}\,(h_3 - h_2)\,. \tag{8.8}$$

La soustraction des équations (8.8) et (8.7) conduisent alors à

$$|a| - |b| = (h_1 - h_2)\frac{\partial \overset{*}{m}_1}{\partial p_1} + \overset{*}{m}\left(\frac{\partial h_1}{\partial p_1} - \frac{\partial h_2}{\partial p_1}\right) + S_{f,e}\,\bar{\alpha}_{f,e}\frac{\partial \bar{T}_{f,e}}{\partial p_1},$$

où apparaît l'expression du travail potentiellement récupérable par la turbine $(h_1 - h_2)$ qui est une fonction croissante (positive) de la haute pression p_1.
Il vient donc $\left(\dfrac{\partial h_1}{\partial p_1} - \dfrac{\partial h_2}{\partial p_1}\right) > 0$ puis $|a| > |b|$.

En utilisant la même approche, nous obtenons

$$|c| - |d| = -\overset{*}{m}\frac{\partial h_2}{\partial p_3} + S_{f,c}\,\bar{\alpha}_{f,c}\frac{\partial \bar{T}_{f,c}}{\partial p_3}.$$

En utilisant maintenant l'expression de m^*, la condition nécessaire sur le dimensionnement du système apparaît

$$\frac{S_{f,c}}{c_d\, S} < \overset{*}{m}\frac{\partial h_2}{\partial p_3}\left(\bar{\alpha}_{f,c}\,\frac{\partial \bar{T}_{f,c}}{\partial p_3}\right)^{-1}. \tag{8.9}$$

En pratique, cette condition n'est pas restrictive car la partie droite de (8.9), évaluée dans le domaine physique, est très grande. En conséquence, la condition $|d| > |c|$ est aussi vérifiée, ce qui achève la vérification de l'hypothèse A.1

□

Maintenant, considérons le système ORC sous la forme explicite

$$\begin{cases} \dot{T}_w = f(T_w, p, t) \\ \dot{p} = -\left(\dfrac{\partial \varphi}{\partial p}\Big|_{(T_w,p)}\right)^{-1}\left(\dfrac{\partial \varphi}{\partial T_w}\Big|_{(T_w,p)}\right) f(T_w, p, t), \end{cases} \tag{8.10}$$

$$f = \begin{pmatrix} S_{f,e}\,\bar{\alpha}_{f,e}\,(\bar{T}_{f,e} - \bar{T}_{w,e})/M_{w,e} + V_{o,e}\,\eta_{exh}\,\overset{*}{m}_{exh}\,cp_{exh}\,(T_{exh} - \bar{T}_{w,e})/M_{w,e} \\ S_{f,c}\,\bar{\alpha}_{f,c}\,(\bar{T}_{f,c} - \bar{T}_{w,c})/M_{w,c} + \eta_A\,\overset{*}{m}_A\,cp_A\,(T_A - \bar{T}_{w,c})/M_{w,c}, \end{pmatrix}, \tag{8.11}$$

$$\frac{\partial \varphi}{\partial p} = \begin{pmatrix} -(h_1 - h_3)\dfrac{\partial \overset{*}{m}_1}{\partial p_1} - \overset{*}{m}\dfrac{\partial h_1}{\partial p_1} - S_{f,e}\,\bar{\alpha}_{f,e}\dfrac{\partial \bar{T}_{f,e}}{\partial p_1} & \overset{*}{m}\dfrac{\partial h_3}{\partial p_3} \\ \overset{*}{m}_1\dfrac{\partial h_2}{\partial p_1} - \dfrac{\partial \overset{*}{m}_1}{\partial p_1}\,(h_3 - h_2) & \overset{*}{m}\left(\dfrac{\partial h_2}{\partial p_3} - \dfrac{\partial h_3}{\partial p_3}\right) - S_{f,c}\,\bar{\alpha}_{f,c}\dfrac{\partial \bar{T}_{f,c}}{\partial p_3} \end{pmatrix}, \tag{8.12}$$

et

$$\frac{\partial \varphi}{\partial T_w} = \begin{pmatrix} S_{f,e}\,\bar{\alpha}_{f,e} & 0 \\ 0 & S_{f,c}\,\bar{\alpha}_{f,c} \end{pmatrix}. \tag{8.13}$$

A présent, remarquons que le système (3.4) permet l'expression analytique de T_w à condition de connaître p_1 et p_3. Le système dynamique (8.14) remplace alors (8.10), permettant de ne conserver que deux variables dynamiques (p_1 et p_3 contenues dans le vecteur).

$$\left\{ \begin{array}{rcl} T_w & = & \begin{pmatrix} \overset{*}{m}\dfrac{h_1 - h_3}{S_{f,e}\,\bar{\alpha}_{f,e}} + \bar{T}_{f,e} \\ \overset{*}{m}\dfrac{h_3 - h_2}{S_{f,c}\,\bar{\alpha}_{f,c}} + \bar{T}_{f,c} \end{pmatrix}, \\ \dot{p} & = & -\left(\dfrac{\partial \varphi}{\partial p}\Big|_{(T_w,p)} \right)^{-1} \left(\dfrac{\partial \varphi}{\partial T_w}\Big|_{(T_w,p)} \right) f(T_w, p, t). \end{array} \right. \tag{8.14}$$

8.4.2 Commande de la pression d'évaporation

Afin de prendre en compte les contraintes de sécurité, une boucle fermée est conçue pour réguler la haute pression p_1 via l'action du by-pass évaporateur (u_1). Pour cela, nous exploiterons la structure du modèle dynamique (8.14), mettant en évidence que la dynamique de p_1 est affine vis-à-vis de la commande u_1.

En effet, le système (8.14) peut s'écrire sous la forme :

$$\begin{pmatrix} \dot{p_1} \\ \dot{p_3} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} f_1 + g_2 u_1 \\ f_2 \end{pmatrix}, \tag{8.15}$$

avec

$$\begin{pmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{pmatrix} \triangleq -\left(\frac{\partial \varphi}{\partial p}\Big|_{(T_w,p)} \right)^{-1} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial T_w}\Big|_{(T_w,p)} \right), \tag{8.16}$$

$$f_1 = S_{f,e}\,\bar{\alpha}_{f,e}\,(\bar{T}_{f,e} - \bar{T}_{w,e})/M_{w,e}, \tag{8.17}$$

$$g_2 = \eta_{exh}\,\overset{*}{m}_{exh}\,cp_{exh}\,(T_{exh} - \bar{T}_{w,e})/M_{w,e}, \tag{8.18}$$

et

$$f_2 = S_{f,c}\,\bar{\alpha}_{f,c}\,(\bar{T}_{f,c} - \bar{T}_{w,c})/M_{w,c} + \eta_A\,\overset{*}{m}_A\,cp_A\,(T_A - \bar{T}_{w,c})/M_{w,c}. \tag{8.19}$$

Soient p_1^d la dynamique désirée pour la haute-pression et u_1^d la commande nécessaire. En considérant l'équation (8.14), il vient la relation

$$u_1^d = \frac{-A_{11} f_1 - A_{12} f_2 + \dot{p_1}^d}{A_{11} g_2} \tag{8.20}$$

L'analyse des résultats de la DP (détaillé Section 8.3.1) ayant montré que cette pression devrait être aussi haute que possible (sous la contrainte de sécurité p^{max}), la dynamique désirée peut être exprimée

$$\dot{p_1}^d = k_c(p_1^{max} - p_1^d) \text{ avec } k_c > 0. \tag{8.21}$$

En utilisant les résultats de la Section 8.4.1 il est facile de montrer que $A_{11} > 0$ sur le domaine physique. De plus, $g_2(.)$ ne s'annule pas, à condition que $\overset{*}{m}_{exh} > 0$ et $T_{exh} > \bar{T}_{w,e}$, en d'autres

termes à condition que le moteur thermique du véhicule ne soit pas à l'arrêt. En conséquence la valeur u_1^d est bien définie.

En prenant en compte les saturations de l'actionneur ($u_1 \in [0,1]$), le système décrivant notre boucle fermée est le suivant :

$$\begin{cases} \dot{p_1}^d = k_c \ (p_1^{max} - p_1^d) \text{ with } k_c > 0 \\ u_1^d = \dfrac{-A_{11} f_1 - A_{12} f_2 + \dot{p_1}^d}{A_{11} g_2} \\ \begin{pmatrix} \dot{p_1} \\ \dot{p_3} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} f_1 + g_2 u_1 \\ f_2 \end{pmatrix} \\ u_1 = \begin{cases} 1, \text{ si } u_1^d > 1 \\ 0, \text{ si } u_1^d < 0 \\ u_1^d \text{ sinon.} \end{cases} \end{cases} \tag{8.22}$$

Remarque 8.3. *La constante k_c, introduite dans la dynamique désirée de la haute-pression (8.21), constitue un paramètre du superviseur énergétique à régler. Une grande valeur devrait être choisie pour maintenir p_1 aussi proche que possible de p^{max}. Toutefois, une plus petite valeur de k_c permettra de réduire les difficultés numériques lors de la résolution de la DRTO qui utilise cette boucle interne.*

8.4.3 Optimisation dynamique temps-réel

Le comportement (optimal) non-causal de la seconde commande $\overset{*}{m}_A$ — mis en évidence par la solution DP (Section 8.3.1) — illustre le bénéfice potentiel de la prise en compte de l'évolution future des conditions de gaz d'échappement. Puisque, dans le cas présent, il est généralement possible d'avoir une bonne estimation des conditions — au moins sur un court horizon temporel (le trajet d'un train étant planifié) — nous chercherons à exploiter cette information avec une stratégie de commande prédictive.

La formulation d'un problème DRTO est similaire à la formulation à horizon glissant telle qu'utilisée par la commande non-linéaire prédictive (NMPC), sauf que l'objectif à optimiser est une fonction économique (Würth et al. (2009)). Ici, cet objectif économique est quantifié par l'énergie nette récupérée au cours d'un horizon glissant. Le problème peut donc être formulé ainsi :

$$\max_{u_2^j(t)} \int_{t_0^j}^{t_f^j} P_{net}(p,u), dt \tag{8.23}$$

$$\text{s.t.} \quad p(t_0^j) = \hat{p}^j \tag{8.24}$$

où la dynamique (en boucle fermée) de p est définie par le système (8.22) et P_{net} par les équations (8.2)-(8.3). Le problème d'optimisation est résolu sur l'horizon temporel $\left[t_0^j, t_f^j\right]$ à chaque instant d'échantillonage t_0^j, en considérant les valeurs (mesurées) des sorties $\hat{p}^j$ du procédé.

Notons que la contrainte sur l'état (8.5) — correspondant au seuil maximal de pression — est directement gérée par la boucle interne (8.22). D'autre part, les contraintes sur la commande (8.6) sont gérées par la méthode décrit par Dufour et al. (2003), qui défini une nouvelle variable de décision non-contrainte d^j en utilisant la transformation inversible suivante :

$$u_2^j = g(d^j) = g_{moy} + g_{amp} \tanh\left(\frac{d^j - g_{moy}}{g_{amp}}\right), \tag{8.25}$$

où $g_{moy} = \left(u_2^{max} - u_2^{min}\right)/2$ et $g_{amp} = \left(u_2^{max} + u_2^{min}\right)/2$. Ainsi lorsque la valeur de la commande u_2 tend vers son seuil maximal (resp. minimal), la valeur de d^j tend vers $+\infty$ (resp. $-\infty$).

La trajectoire des pressions p^{ref}, calculée par la DRTO, est pris comme consigne par la commande rapprochée comme décrit sur le schéma de principe sur la FIGURE 8.6. Cette référence p^{ref} est appliquée durant l'intervalle de temps $\tilde{\Delta}t$ nécessaire au calcul de la référence suivante. Notons que la commande rapprochée permettant de réguler la surchauffe (autour d'une valeur constante) doit également être implémentée mais n'est pas notée dans le schéma par souci de clarté. La commande rapprochée permettant de réguler la surchauffe et d'asservir les pressions est détaillée au Chapitre 6 .

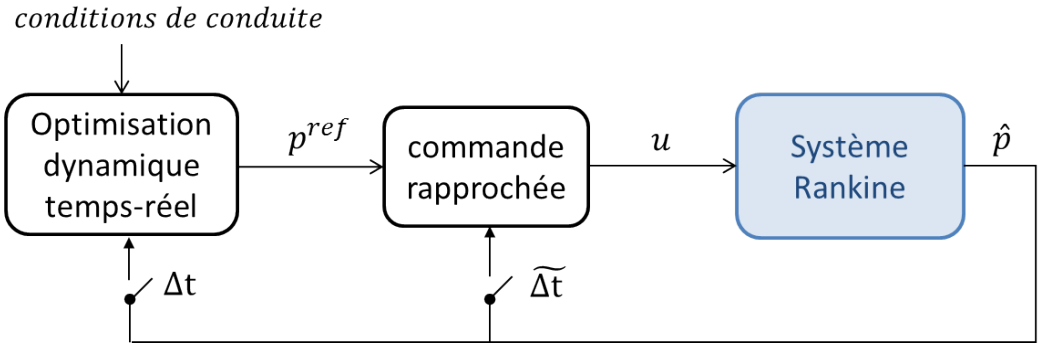


FIGURE 8.6 : Stratégie de commande en boucle fermée hiérarchisée. La DRTO fournit la consigne p^{ref} au contrôleur bas-niveau (avec un temps d'échantillonage Δt) au contrôleur rapproché qui calcule la commande effectivement envoyée aux actionneurs — by-pass évaporateur et ventilateur — avec un temps (plus court) d'échantillonage $\tilde{\Delta}t$.

La pertinance de la méthode (DRTO) est évaluée Section 8.4.4. Le bénéfice apporté par l'utilisation explicite d'un modèle dynamique y sera quantifié en comparant la DRTO avec une commande plus simple, basée sur l'optimisation statique, proche de celles présentées dans les études mentionnées en début de chapitre (Quoilin et al. (2011b,a); Manente et al. (2013)). Cette seconde méthode sera désignée en tant qu'optimisation statique (OS). Avec l'OS, un modèle quasi-statique, déduit du modèle dynamique en fixant à zéro les dérivées temporelles, est utilisé.

8.4.4 Résultat sur simulateur détaillé

Le superviseur énergétique (dont la structure est illustré FIGURE 8.6) est validé sur un simulateur réaliste du système de Rankine (modèle détaillé basé sur les frontières mobiles, comme détaillé Section 2.2.4). La méthode DRTO est implémentée avec un horizon glissant de 60 s et des temps d'échantillonage $\Delta t = 1$ s et $\tilde{\Delta}t = 0.02$ s.

Le bénéfice apporté par la DRTO est quantifié en comparant son résultat avec celui obtenu avec l'OS. Sur le trajet considéré (le même que précédemment pour la DP), la DRTO permet un gain en terme d'énergie récupérée J de l'ordre de 7% comme le montre la FIGURE 8.7.

Remarquons que la trajectoire des états et des commandes issues de la DRTO sont proches de la solution calculée hors ligne par la DP (FIGURE 8.3). Mais puisque le modèle détaillé (simulateur) diffère du modèle utilisé par le superviseur, d'inévitables erreurs persistent.

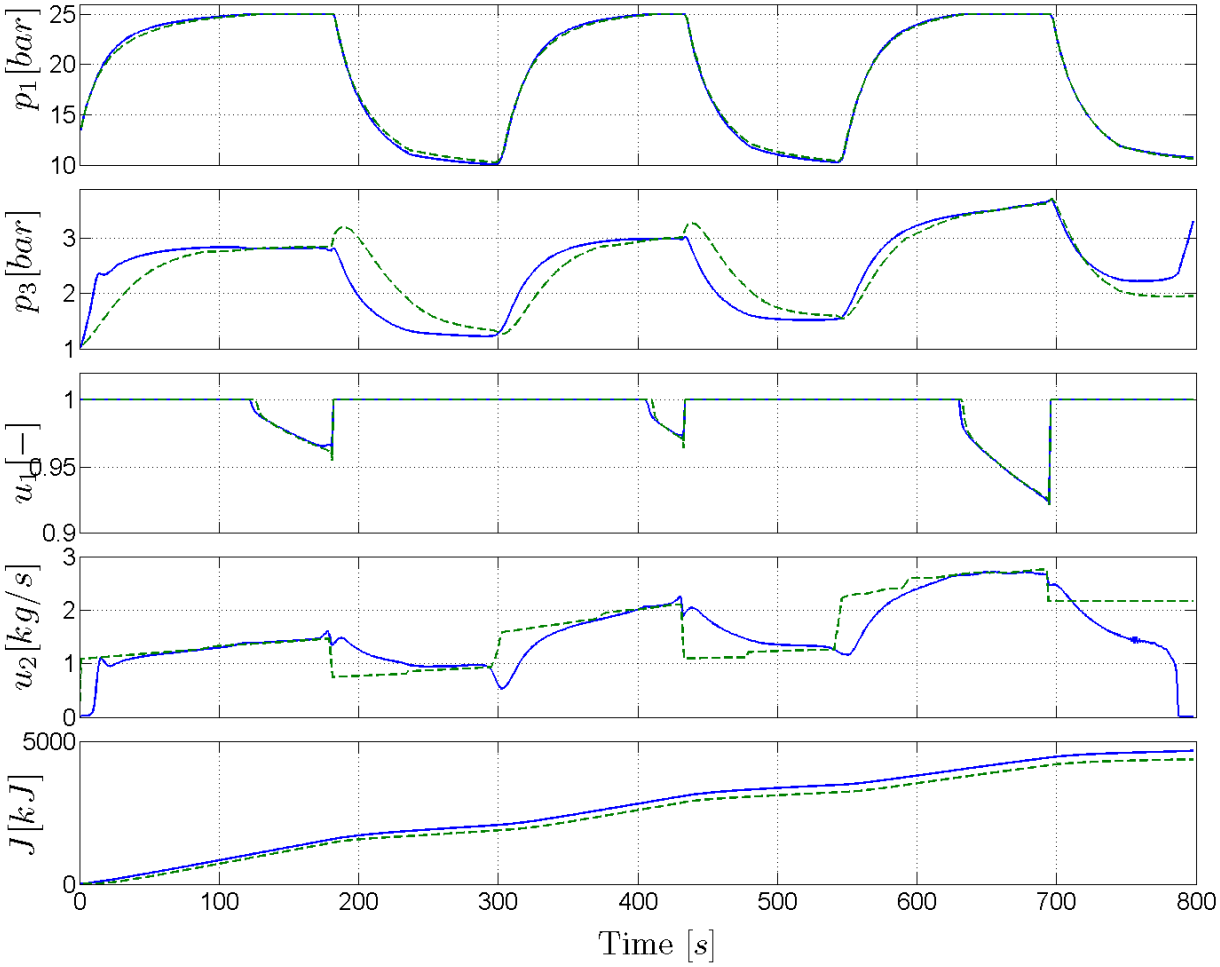


FIGURE 8.7 : Résultat de l'optimisation dynamique temps réel (DRTO, lignes solides) comparée à l'approche statique (OS, lignes en pointillée).

La robustesse de la stratégie est également validée par le respect des contraintes (sur les commandes et surtout sur la pression) en présence d'erreurs de modélisation. Ces erreurs sont compensées par la structure en boucle fermée du schéma global de controle (DRTO associé au contrôleur bas niveau tel que sur le schéma FIGURE 8.6).

Précisons que la reformulation du problème de commande optimale où seule une variable de décision persiste et l'utilisation d'un modèle simple (à deux états dynamiques) rendent l'implémentation compatible avec les capacités de calcul embarquées sur un véhicule. Ainsi les calculs exigés par le contrôleur ont été réalisés environ 50 fois plus rapidement que le temps réel (calculs réalisés avec un seul processeur). De même l'utilisation des ressources mémoires restent très limitées.

Précisons enfin que l'explicitation du modèle (Section 8.4.1) a permis un nouveau choix de variables d'états (les pressions p_1 et p_3) qui sont directement mesurables (contrairement aux états originaux, liés au températures de paroi des échangeurs), évitant les problèmes d'observabilité.

Conclusion. *Dans ce chapitre, un problème original de commande optimale est formulé afin de maximiser l'énergie récupérée par un cycle de Rankine organique à bord d'un train Diesel-électrique.*
L'utilisation de l'algorithme de programmation dynamique DPGA, introduit au chapitre précédent, permet la résolution aisée du problème malgré la dimension du modèle utilisé (deux états dynamiques et deux commandes) et la présence de contraintes fortes sur l'état.
Une stratégie d'optimisation dynamique basée sur la commande prédictive, implémentable en ligne, est alors proposée et validée en simulation pour un trajet représentatif d'un train. Il est montré que le gain énergétique est important comparé à une stratégie basée sur l'optimisation statique du système — stratégie qui est habituellement employée dans la littérature.

Chapitre 9

Supervision énergétique d'un véhicule hybride avec système Rankine

Résumé. *Ce chapitre aborde la gestion énergétique d'un véhicule hybride électrique avec stockage d'énergie. Une nouvelle stratégie de supervision, inspirée de l'ECMS ("equivalent consumption minimization strategy"), est d'abord proposée. Cette nouvelle stratégie permet de prendre en compte la thermique du véhicule dans le choix d'une répartition de couple entre les moteurs électriques et thermiques, afin d'améliorer l'efficacité énergétique du véhicule.*
La gestion du véhicule avec système de récupération d'énergie par cycle de Rankine est également abordée. Les interactions entre le Rankine et le reste du véhicule sont analysées. Des résultats préliminaires pour la recherche d'une stratégie optimale sont alors présentés.

9.1 Introduction

Intégration du système Rankine à bord d'un véhicule léger

Pour comprendre comment réaliser son intégration, il faut d'abord bien analyser les interactions du système Rankine avec le reste du véhicule. Deux types d'interfaces sont à considérer :

- Celles où ont lieu les échanges thermiques. Si la chaleur est récupérée en aval de la ligne d'échappement et que l'évaporateur ne provoque pas de pertes de charge importantes, on peut considérer qu'il n'y a pas d'influence du système Rankine sur le groupe motopropulseur à ce niveau. Au niveau de la cession de chaleur, il y a interaction si le refroidissement du condenseur est couplé à d'autres systèmes de refroidissement à bord.

- Celle où a lieu la transmission de puissance vers le véhicule. Dans le cas d'une puissance électrique, seul un véhicule avec un système de stockage d'énergie tampon (par exemple un véhicule hybride électrique avec batterie) peut garantir la valorisation de toute la puissance produite par le système de Rankine. Sur un véhicule traditionnel, si la puissance consommée par les auxiliaires électriques est inférieure à la puissance produite par le système de Rankine, le surplus devra être dissipé (par exemple sous forme de chaleur à travers une résistance), et sera donc perdu.

Stratégie de commande

S'il y a des couplages importants entre le système Rankine et le reste du véhicule, il faut les prendre en compte dans les stratégies de supervision globales du véhicule. C'est ce qui est fait, en partie, dans Willems et al. (2012), où un système de supervision intégrée est proposé pour un véhicule poids-lourd équipé d'un système Rankine. La stratégie de gestion intègre l'impact sur les émissions polluantes du système Rankine, car celui-ci récupère de la chaleur sur le circuit EGR aussi (ceci n'aurait pas été nécessaire si la récupération avait eu lieu seulement au bout de la ligne d'échappement). Le Principe du Minimum de Pontryagin est utilisé pour l'optimisation, avec la dynamique thermique du système de Rankine décrite par un modèle du premier ordre avec rendement constant.

Il est intéressant de remarquer que le système de récupération d'énergie décrit dans Willems et al. (2012) est de type mécanique, avec une machine de détente volumétrique. Ce type de système présente un couplage naturel important au niveau de la transmission. D'une part, une fois la transmission fermée, la vitesse de la machine de détente est imposée par celle des roues, ce qui doit être pris en compte au niveau de la commande et de la supervision locale. D'autre part, les puissances produites par le MCI et le système Rankine se somment sur la transmission, ce qui doit être pris en compte dans la supervision globale du véhicule, à travers une gestion adaptée de la répartition de couple entre les deux systèmes.

Cas d'un véhicule hybride électrique

Des problématiques de supervision intéressantes se retrouvent également dans le contexte des véhicules hybrides électriques. Le principe clé des propulseurs hybrides est l'utilisation d'un système d'accumulation d'énergie réversible (typiquement, une batterie) couplé à une deuxième chaîne de traction (typiquement, électrique) qui est juxtaposée à la chaîne de traction conventionnelle, mécanique. Selon leur degré d'hybridation, les architectures hybrides électriques permettent, par exemple, la récupération d'énergie au freinage, la suppression de la consommation au ralenti, l'optimisation des points de fonctionnement du moteur. Là où il n'est pas possible de faire mieux qu'un véhicule doté d'une propulsion conventionnelle (sur un parcours plat autoroutier, par exemple), l'intégration d'un système de récupération Rankine (illustrée Figure 9.1) pourrait apporter un gain en consommation significatif.

Avec le cycle de Rankine, nous disposons donc de la possibilité de rajouter une nouvelle chaîne énergétique thermique à celles (mécaniques et électriques) d'un véhicule hybride électrique. On peut voir cette approche comme une étape ultérieure d'hybridation d'un propulseur hybride (que l'on peut appeler Hybrid^2, c.-à-d. hybridation d'un hybride). Les nouveaux degrés de liberté qui en résultent peuvent être exploités pour optimiser le fonctionnement global du véhicule : économiser du carburant et/ou réduire les émissions polluantes. En contre-partie, le problème d'optimisation est rendue plus difficile, en raison des nouvelles commandes disponibles et du modèle dynamique du Rankine qui est couplé au reste du véhicule.

Ainsi les auteurs de Skarke et al. (2012) utilisent un modèle quasi-statique d'un cycle de Rankine afin d'optimiser son fonctionnement et ainsi d'évaluer son potentiel sur différents scénarios de conduite. Dans Merz et al. (2012), une approche généralisée pour combiner la supervision du groupe motopropulseur et la gestion thermique du véhicule dans les véhicules hybrides électriques est proposée. Des stratégies optimales de gestion de l'énergie sont dérivées à partir du PMP, en utilisant un modèle du premier ordre pour la dynamique thermique du système Rankine. Les bénéfices affichés en termes d'économie de carburant et réduction des

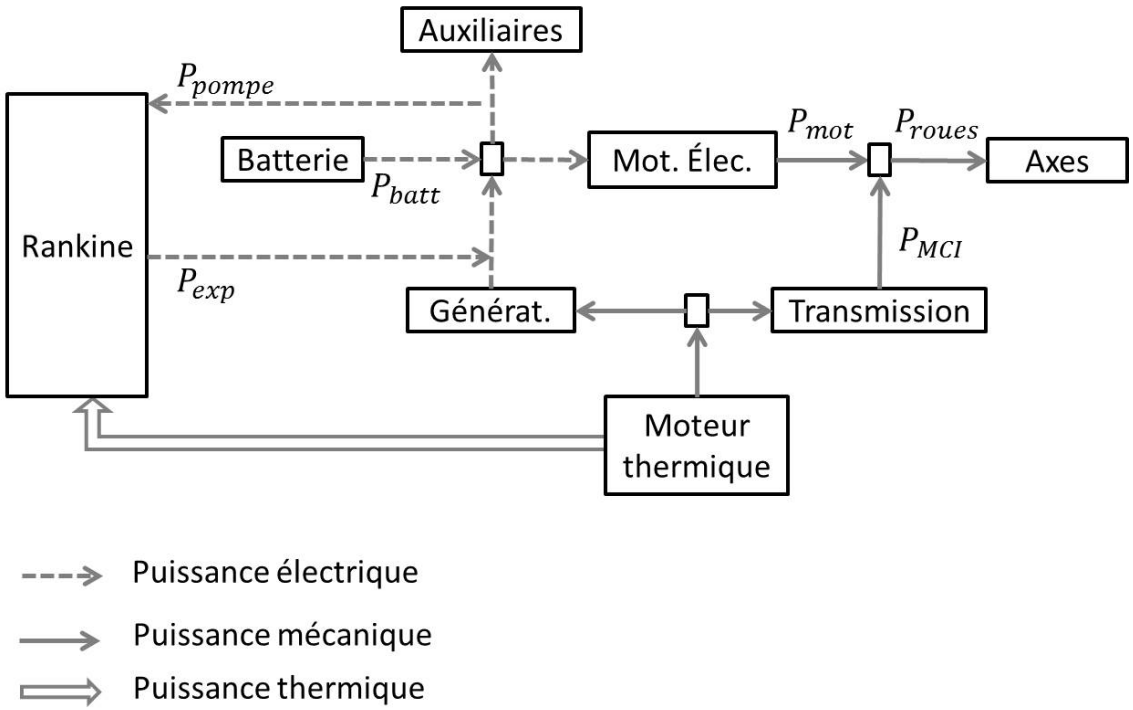


FIGURE 9.1 : Flux d'énergie à bord d'un véhicule hybride électrique avec système de récupération d'énergie thermique (par cycle de Rankine).

émissions polluantes sont encourageants. Cependant, ici aussi, on constate des hypothèses simplificatrices assez fortes, notamment sur les interactions.

Organisation de ce chapitre

Nous avons choisi dans un premier temps d'étudier un véhicule hybride sans système de récupération d'énergie thermique (Section 9.2). L'influence de l'ajout du système Rankine sera étudiée par la suite, Section 9.3. En terme de méthodologie, cette dernière section aurait pu se suffire à elle-même puisque le premier cas (sans Rankine) peut se déduire par simplification du second. Mais la première partie nous semble d'intérêt pour les raisons suivantes :

- L'étude de la solution optimale, Section 9.2.3, permettra de quantifier le bénéfice potentiel du système de récupération par cycle de Rankine.
- A notre connaissance, la littérature ne fait pas état de superviseur énergétique implémentable en ligne, prenant explicitement compte un modèle de la thermique du moteur. Dans ce contexte, le superviseur proposé Section 9.2.4 nous paraît être une contribution à part entière.

9.2 Gestion thermique d'un véhicule hybride électrique

9.2.1 Description du système

Le système considéré ici est un véhicule de type hybride combiné (parfois aussi appelé hybride série-parallèle ou hybride mixte), dont l'architecture est illustrée par la FIGURE 9.1 (pour l'instant sans système de Rankine). Le véhicule pèse 1932 kg et est équipé d'une batterie

Li-ion de capacité 5 Ah. La propulsion est donc répartie entre un moteur électrique (dont les points de fonctionnement sont caractérisés sur la FIGURE 9.2) et un moteur thermique dont on cherche à minimiser la consommation. Notons que l'architecture considérée permet de recharger la batterie via la présence d'une génératrice.

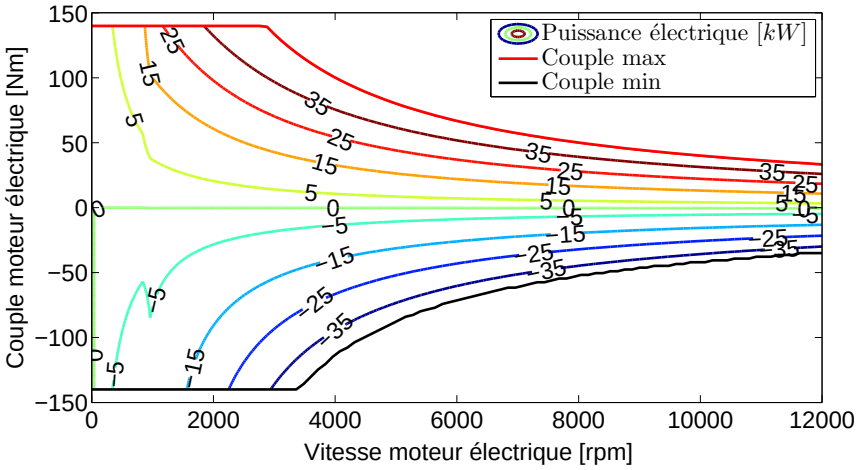


FIGURE 9.2 : Puissance délivrée par le moteur électrique, fonction de son couple et de son régime.

Dans ce qui suit, nous supposons que le véhicule suit un trajet prédéfini. Ainsi, la vitesse du véhicule et la demande de puissance seront considérés comme des perturbations mesurées. D'autre part les dynamiques prenant place dans le groupe motopropulseur peuvent être considérées comme très rapides (Sendur et al. (2003)) et nous nous concentrerons donc sur les dynamiques de l'état de charge de la batterie et de la température du moteur.

Consommation instantanée

La cartographie considéré sur la FIGURE 9.3(a) donne la consommation instantanée en carburant $\overset{*}{m}_{carto}$ du moteur thermique lorsque celui-ci est suffisamment chaud. Pour prendre en compte le surplus de consommation lorsque le moteur est froid, on considère un facteur de correction e, tel que la consommation effective $\overset{*}{m}_{carb}$ est calculée par la relation :

$$\overset{*}{m}_{carb} = \overset{*}{m}_{carto}\, e, \tag{9.1}$$

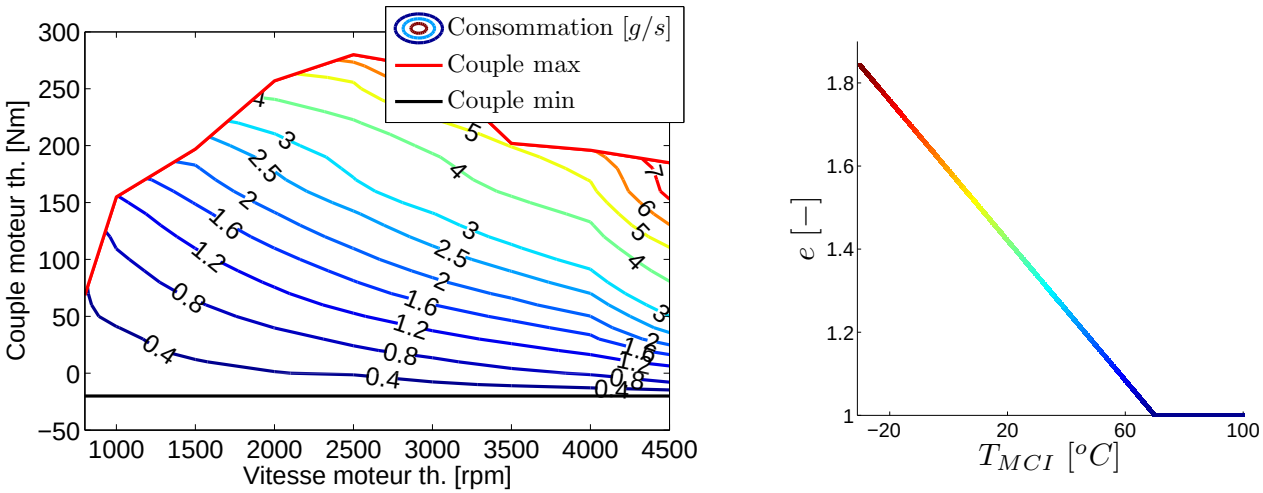
où la fonction e, qui décroît avec la température du moteur T_{MCI} (FIGURE 9.3(b)), a été identifiée à partir de données expérimentales.

Température du moteur

La température considérée T_{MCI} rend compte (de manière simplifiée) de l'état thermique du véhicule, à savoir du bloc moteur, de l'huile et du liquide de refroidissement.

La principale source de chaleur $\overset{*}{Q}_{MCI}$ est apportée par dissipation des frottements mécaniques dans le liquide de refroidissement qui, d'un autre côté, échange avec l'air ambiant. En prenant également en compte le chauffage de l'habitacle, par le flux $\overset{*}{Q}_{hab}$ qu'on considèrera constant, sa dynamique peut s'écrire :

$$M_{MCI}\frac{dT_{MCI}}{dt} = \overset{*}{Q}_{MCI} - \alpha_{MCI}\,(T_{MCI} - T_{amb}) - \overset{*}{Q}_{hab}, \tag{9.2}$$



(a) (b)

FIGURE 9.3 : Consommation du moteur essence : (a) consommation à chaud, fonction du couple et du régime moteur ; (b) facteur de correction e, fonction de la température du moteur T_{MCI} , permettant de calculer la consommation à froid.

où M_{MCI} et α_{MCI} représentent une capacité et une conductivité thermique équivalentes et T_{amb} est la température ambiante.

État de charge de la batterie

L'état de charge ξ rend compte du stockage d'énergie électrique du véhicule qui se concentre au niveau de la batterie.

Cette batterie se décharge au gré des appels de puissance du moteur électrique (pour la propulsion) et des auxiliaires (comme par exemple la climatisation). A l'inverse, la puissance du moteur thermique peut être convertie pour la recharger. Une partie de l'énergie potentielle cinétique est également récupérée lors des phase de freinage.

D'autres sources de recharge peuvent être disponibles, notamment la récupération d'énergie thermique. Dans un premier temps, le véhicule sera étudié sans système de Rankine.

Par définition, la variation de ξ est proportionnel au courant I présent aux bornes de la batterie :

$$\frac{d\xi}{dt} = -\frac{1}{Q_{nom}} I,$$

où Q_{nom} est sa charge nominale.

Nous reprendrons ici la modélisation décrite par Serrao et al. (2011) qui assimile la batterie à un circuit électrique, composée d'une résistance et d'une capacité en série. En considérant la tension à vide V_{cc} et la résistance interne équivalente R_0 (qui sont toutes deux des fonction de l'état de charge), la dynamique est alors exprimée par :

$$\frac{d\xi}{dt} = -\frac{1}{Q_{nom}} \frac{V_{cc} - \sqrt{V_{cc}^2 - 4R_0 P_{batt}}}{2R_0} \tag{9.3}$$

où P_{batt} est la puissance échangée par la batterie. L'influence de l'état de charge sur les paramètres de sa dynamique est tracée sur la FIGURE 9.4.

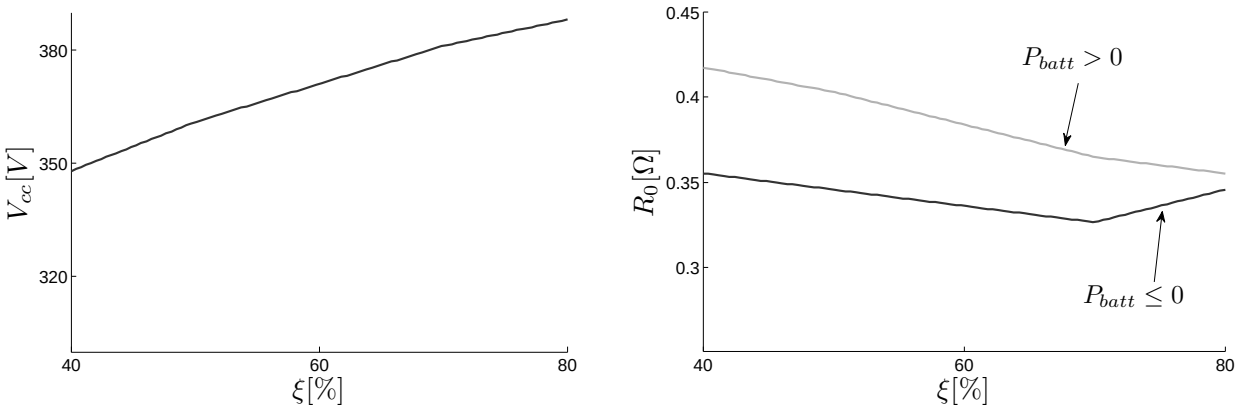


FIGURE 9.4 : L'influence de l'état de charge sur les paramètres de sa dynamique.

9.2.2 Formulation du problème de commande optimale

En considérant la description mathématique du véhicule hybride électrique de la Section 9.2.1, nous allons formaliser le problème de commande optimale pour sa gestion thermique.

La variable de commande considérée u est scalaire[1] puisque la contrainte $P_{roues}(t) = P_{mot}(t) + P_{MCI}(t)$ liant la puissance de sortie du moteur électrique, la puissance du moteur à combustion interne et la demande de puissance (aux roues) nécessaire à la propulsion, doit être satisfaite à chaque instant[2]. Ici, nous prendrons $u = P_{MCI}$, sachant que, de manière équivalente, P_{mot}, ou encore le ratio de puissance P_{roues}/P_{MCI} (Sciarretta et Guzzella (2007)) pourraient être choisis comme commande.

La fonction coût à minimiser est la consommation de carburant au cours d'un trajet de durée t_f :

$$J = \int_0^{t_f} \overset{*}{m}_{carb}(u(t), x(t))\, dt, \tag{9.4}$$

où $\overset{*}{m}_{carb}$ est la consommation instantanée définie par l'équation (9.1), x désigne l'état du système comprenant l'état de charge et la température moteur, $x = \begin{bmatrix} \xi & T_{MCI} \end{bmatrix}^T$. La dynamique de x est définie par les équations (9.2)-(9.3) tandis que ses conditions initiales correspondent à un démarrage « à froid » :

$$T_{MCI}\,(t = 0) = T_{amb}, \tag{9.5}$$

et à un état de charge moyen par rapport aux charges minimales et maximales autorisées :

$$\xi(t = 0) = \frac{\xi^{min} + \xi^{max}}{2}. \tag{9.6}$$

Il s'agit alors de minimiser la fonction coût sous contrainte de respecter des conditions de conduite (cycle) fixées, telles que celles définies sur la FIGURE 9.5 pour les cycles standards NEDC (*New European Driving Cycle*) et FHDS (*Federal Highway Driving Cycle*). NEDC et FHDS sont des cycles de conduite automobile conçus pour imiter de façon reproductible les conditions rencontrées sur les routes européennes et étasuniennes, afin de mesurer la consommation et les émissions polluantes des véhicules. Ces cycles définissent une trajectoire de vitesse, indépendante du véhicule utilisé. La prise en compte des caractéristiques du véhicule

[1] Rappelons que pour l'instant le véhicule est considéré sans système de Rankine

[2] Notons que cette contrainte suppose que les pertes dans la transmission en aval du nœud mécanique liant puissance des moteurs électrique et thermique sont nulles.

(poids, coefficient de frottement au roulement, etc.), permet alors de déduire un profil de puissance nécessaire à la propulsion du véhicule.

Pour une valeur choisie de couple pour le moteur thermique, l'inversion des chaînes de rendement mécaniques et électriques du groupe motopropulseur permet de déterminer la puissance P_{batt} échangée avec la batterie (plus de détails sur cette inversion sont données par Guzzella et Sciarretta (2007)).

Des contraintes sur la commande doivent toutefois être respectées, la valeur de u étant limitée par les caractéristiques des moteurs (thermique et électrique) ainsi que par les conditions de conduite.

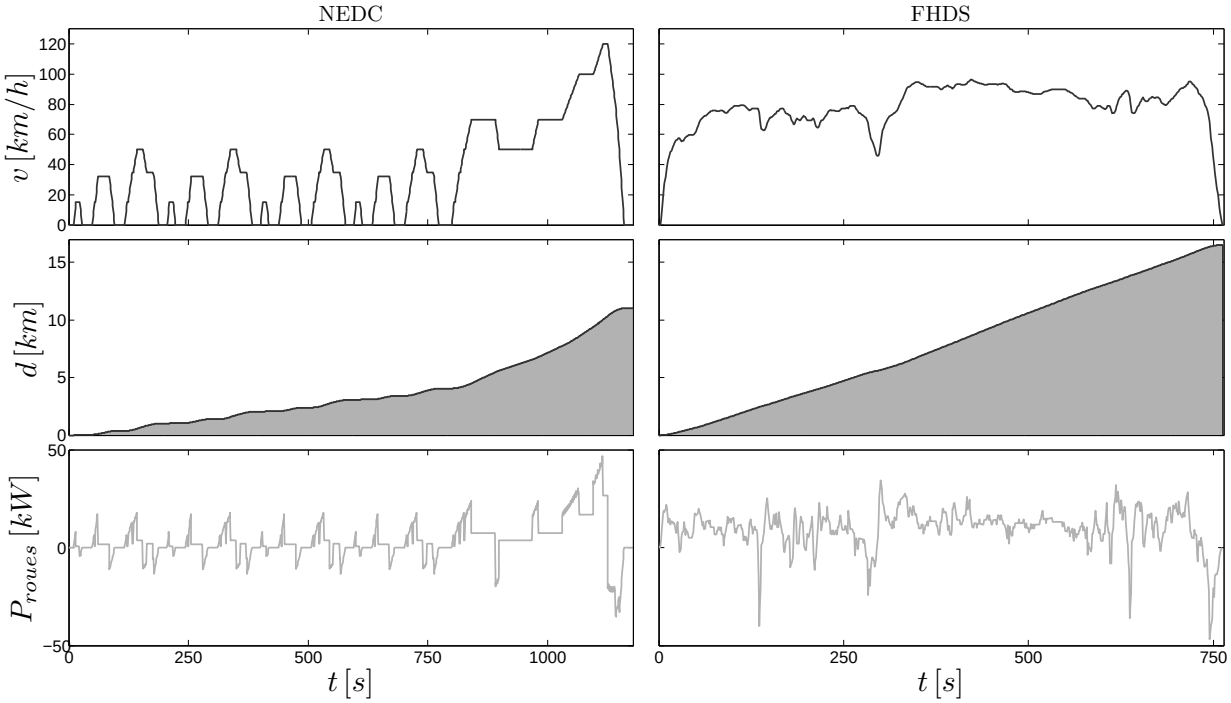


FIGURE 9.5 : Profils de vitesse v et de distance d imposés par les cycles normalisés NEDC et FHDS et puissances correspondantes P_{roues} nécessaires à la propulsion du véhicule considéré.

Enfin, nous considérerons une contrainte finale sur l'état de charge de la batterie.

Dans la littérature, on cherche généralement — pour des systèmes dont la batterie ne peut pas être rechargée sur le réseau — à ce que l'état de charge revienne à son niveau initial (dans la littérature, l'expression "charge sustaining" désigne généralement le mode de fonctionnement correspondant à une telle contrainte). Une telle stratégie permet notamment de mieux évaluer le bénéfice de l'hybridation d'un véhicule et de juger une stratégie de commande sur un trajet de durée relativement courte. En effet, dans le cas contraire, la minimisation de la consommation en carburant pourrait conduire à l'utilisation (quasi) exclusive du moteur électrique, négligeant les caractéristiques du moteur thermique.

Ici, plutôt que d'imposer une contrainte d'égalité (contrainte dure), nous préférons imposer que l'état de charge final soit supérieur ou égal au niveau initial (contrainte souple) :

$$\xi(t = t_f) \geq \xi(t = 0). \tag{9.7}$$

Il est raisonnable de penser que les deux problèmes de commande optimale — liés à la contrainte dure ou à la contrainte souple — sont équivalents, dans le sens où si une solution

au premier problème existe, alors elle est solution du second. En effet, si l'état de charge final prend une valeur plus grande que la valeur initiale, le stockage d'énergie que cela représente aurait, a priori, pu être utilisé plus tôt pour aider à la traction du véhicule et donc diminuer la consommation de carburant.

Les méthodes numériques, à cause des approximations qui les caractérisent, ne permettent pas la résolution exacte d'un problème avec une telle contrainte égalitaire. Ainsi, on doit généralement choisir un intervalle de tolérance dont le choix est un compromis entre l'étendue de la violation de la contrainte et difficulté numérique. Ici, la contrainte souple permet d'effectuer la recherche sur un large intervalle ce qui facilite grandement la résolution sans nuire à la précision.

9.2.3 Résolution hors ligne

Le problème de commande optimale formulé Section 9.2.2 est résolu pour chacun des deux cycles avec le nouvel algorithme de programmation dynamique DPGA proposé Section 7.2.2. Les principales valeurs numériques introduites sont les bornes de l'état de charges, $\xi^{min} = 0.4$ et $\xi^{max} = 0.8$ et la température ambiante, $T_{amb} = 20\,°\text{C}$.

Les discrétisations utilisées pour les deux états du système (état de charge ξ et température moteur T_{MCI}) sont respectivement de 512 et 128 points. Une discrétisation plus fine est prise pour ξ, en raison de sa plus grande influence sur la fonction coût. Pour la commande, une discrétisation de 64 points est suffisante pour une bonne précision.

La Figure 9.6 montre les trajectoires obtenues. On peut y voir que le principe du maintien de charge (correspondant à la contrainte finale (9.7)) est bien respecté. De plus, comme nous le supposions, l'état de charge final $\xi(t = t_f)$ est égal à $\xi(t = 0)$ — aux approximations numériques près, qui sont négligeables — pour chacun des cycles.

Notons que la température du moteur T_{MCI} augmente d'autant plus vite que la commande (puissance du MCI) est importante. Remarquons aussi que la stratégie trouvée « force » le MCI à travailler dès la partie urbaine du cycle ; par conséquence, l'état de charge augmente en moyenne dans cette partie, contrairement à ce qu'on s'attend dans le cas d'un démarrage « à chaud » du MCI.

9.2.4 Supervision en ligne

Pour la recherche d'une stratégie qui soit facilement implémentable en ligne, on se propose ici d'appliquer la méthode, détaillée Section 7.3.1, inspirée du principe du minimum de Pontryagin.

Notons que cette approche est celle utilisée par la méthode ECMS ("equivalent consumption minimization strategy"), originalement introduite dans Paganelli et al. (2001). Par l'utilisation du PMP, l'ECMS établit une équivalence entre l'état dynamique considéré (le niveau de charge de batterie ξ, homogène à des %) et la consommation du véhicule (homogène à des L) : l'introduction de l'état adjoint (homogène à des $L/\%$) permet ainsi de lier les deux grandeurs[3]. La stratégie ECMS s'est largement imposée en raison de ses performances, sa simplicité d'implémentation sur véhicule et sa robustesse.

On se propose dans ce qui suit de prendre en compte l'état thermique du véhicule dans notre stratégie temps réel et ainsi d'étendre les résultats de l'ECMS. La stratégie proposée peut être vue comme une stratégie « ECMS à deux états ».

[3]La relation est évidente lorsqu'on regarde les définitions de l'Hamiltonien (7.35) qui est homogène à la fonction coût et la dynamique de l'état adjoint (7.36)

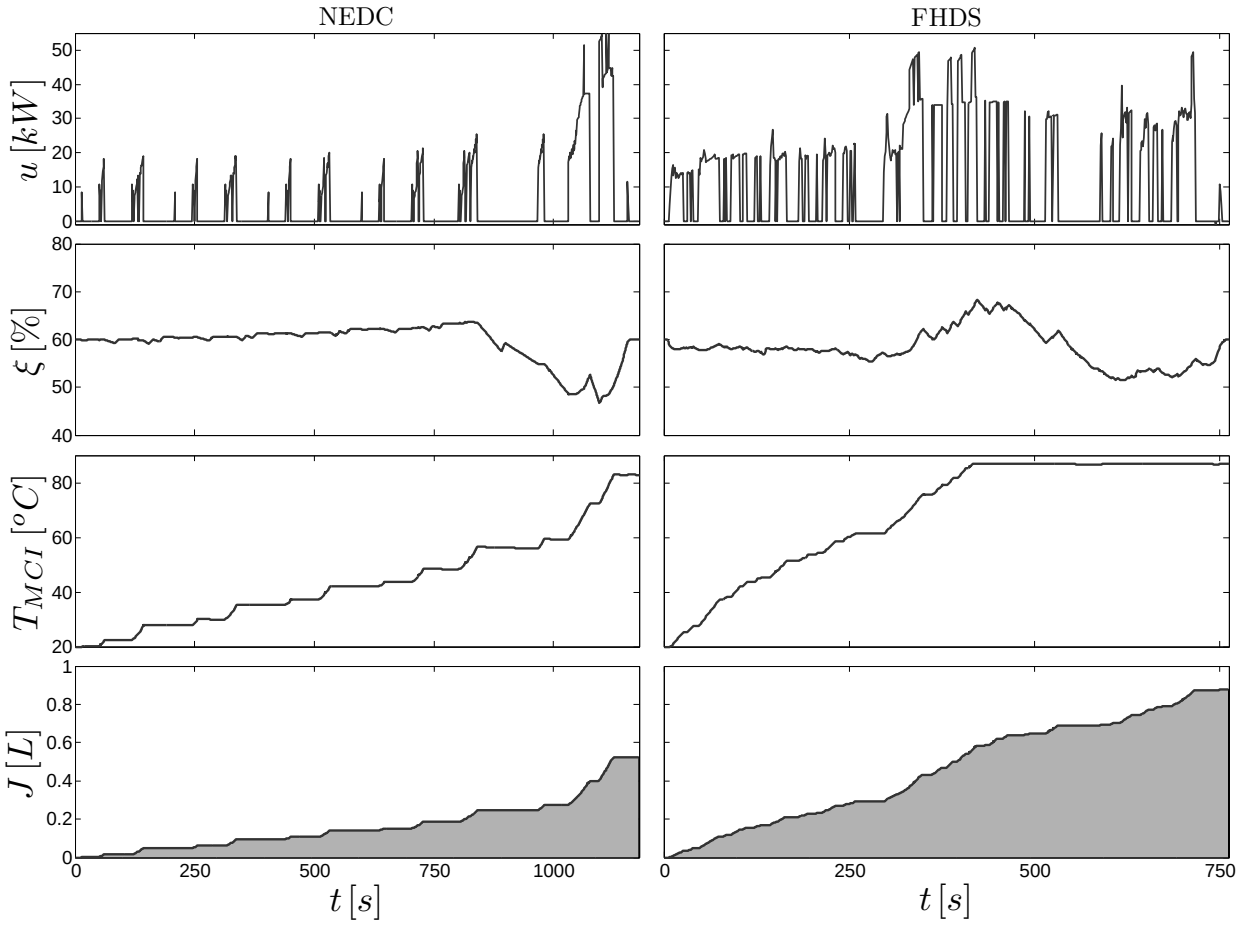


FIGURE 9.6 : Solution obtenue par la programmation dynamique (avec $\xi(t=0) = 60\%$) : commande u, trajectoires des états ξ et T_{MCI} et la fonction coût à minimiser J.

Principe du minimum de Pontryagin

Le principe du minimum de Pontryagin, appliqué à notre problème de supervision énergétique, établit que, si la loi de commande $u^o(t)$ est optimale pour le problème de commande optimale défini Section 9.2.2, alors les conditions suivantes sont satisfaites :

1. $u^o(t)$ minimise à chaque instant l'Hamiltonien H :

$$H(x^o(t), u^o(t), t, \lambda^o(t)) \leq H(x^o(t), u, t, \lambda^o(t)),\ \forall u(t) \in \mathcal{U}(t),\ \forall t \in [0; t_f], \tag{9.8}$$

   où la fonction H est définie par :

$$H(x(t), u(t), t, \lambda(t)) = \overset{*}{m}_{carb}(x(t), u(t)) + \lambda(t)^T f(x(t), u(t), t), \tag{9.9}$$

   et où $\lambda(t)$ est le vecteur d'état adjoint, de même dimension que le vecteur d'état x. Ici, la dynamique du système f est définie par les équations (9.2)-(9.3).

2. La dynamique de λ satisfait l'équation différentielle suivante :

$$\frac{d\lambda}{dt} = \left.\frac{\partial \overset{*}{m}_{carb}}{\partial x}\right|_{(x,u,\lambda)} + \lambda(t)^T \left.\frac{\partial f}{\partial x}\right|_{(x,u,\lambda)}, \tag{9.10}$$

L'équation (9.10) couplée à la dynamique du système (9.2)-(9.3) constitue un système différentiel de dimension trois. La solution réclame donc trois conditions aux frontières correspondant ici aux valeurs initiales de l'état et à la contrainte finale (9.7) imposée par le maintien de la charge.

La résolution de ce problème « aux deux bouts » est proposée par Maamria et al. (2014). Mais les moyens nécessaires pour réaliser ces calculs numériques ne sont pas envisageables en temps-réel à bord d'un véhicule.

Remarque 9.1. *Dans le cas où la dépendance de la consommation vis-à-vis de la température moteur est négligée,* $\overset{*}{m}_{carb}$ *ne dépend plus de l'état. Si, de plus, la dépendance des paramètres* V_{cc} *et* R_0 *vis-à-vis de l'état de charge est négligée dans la dynamique* (9.3)*, alors* f *ne dépend pas non plus de* x*. Dans ce cas, la dynamique de* λ (9.10) *s'annule. Il s'agit d'un résultat classique, qui, comme expliqué Section 7.3.1 permet une résolution plus aisée du problème aux deux bouts.*

Stratégie temps réel

Dans tous les cas, la résolution du problème aux deux bouts nécessite la connaissance (à l'avance) des conditions de conduite sur toute la durée du cycle. Nous proposons ici une méthode pour réduire le problème d'optimisation globale à un problème de minimisation instantanée ne nécessitant pas la prédiction des conditions futures.

Pour cela, supposons qu'à chaque instant la valeur de $\lambda(t)$ soit connue. Alors la commande optimale recherchée doit minimiser la valeur de l'Hamiltonien H, comme établi par les relations (9.8)-(9.9). A chaque instant, on peut alors calculer la valeur de H pour un ensemble de commandes. On sélectionne alors la valeur de commande donnant la plus petite valeur pour H. Si plusieurs candidats donnent le même résultat, alors une commande sera choisie parmi ceux-ci de manière arbitraire (par exemple, en choisissant la valeur la plus proche de la commande précédente).

Comme détaillé en Section 7.3.1, l'évolution de $\lambda^o(t)$ le long de la trajectoire optimale peut être déterminée numériquement à partir des résultats de la programmation dynamique, par différentiation de la fonction coût :

$$\lambda^o(t) = \left[\left.\frac{\partial J}{\partial \xi}\right|_{(x^o,u^o,\lambda^o)} \quad \left.\frac{\partial J}{\partial T_{MCI}}\right|_{(x^o,u^o,\lambda^o)} \right]^T .$$

La Figure 9.7 montre le résultat du calcul par différence finies — comme décrit par l'équation (7.41) — des états adjoints. Considérant que λ représente le *coût marginal* du vecteur d'état, on peut essayer d'interpréter son évolution d'un point de vue physique. Ainsi λ_1 représente le coût marginal de ξ et s'exprime en L/% et λ_2 celui de T_{MCI} en L/°C.

Ces deux valeurs, le long de la trajectoire optimale, prennent des valeurs négatives. En effet, la consommation future sera moindre si la charge de la batterie ξ (qui représente une source d'énergie potentielle électrique) est plus importante. Son coût marginal, même s'il varie peu, semble atteindre un minimum pour des valeurs de ξ autour de 70% car le rendement de la batterie est légèrement meilleur pour ces valeurs, notamment parce que sa résistance interne y est plus faible (Figure 9.4). En fin de cycle, si cette énergie électrique est trop importante pour être utilisée (donc pour réduire la consommation de carburant), sa valeur diminue jusqu'à s'annuler au temps final.

De même, la consommation est moindre pour une température du moteur élevée, jusqu'à un certain seuil comme le montre le facteur de correction de consommation à froid e représenté

sur la FIGURE 9.3(b). En fin de cycle, lorsque le moteur est chaud, la valeur de son état adjoint devient négligeable.

Il est donc intéressant de voir que ces résultats sont cohérents avec le modèle physique du véhicule et il semble qu'on puisse corréler la valeur des états adjoints à la valeur des états.

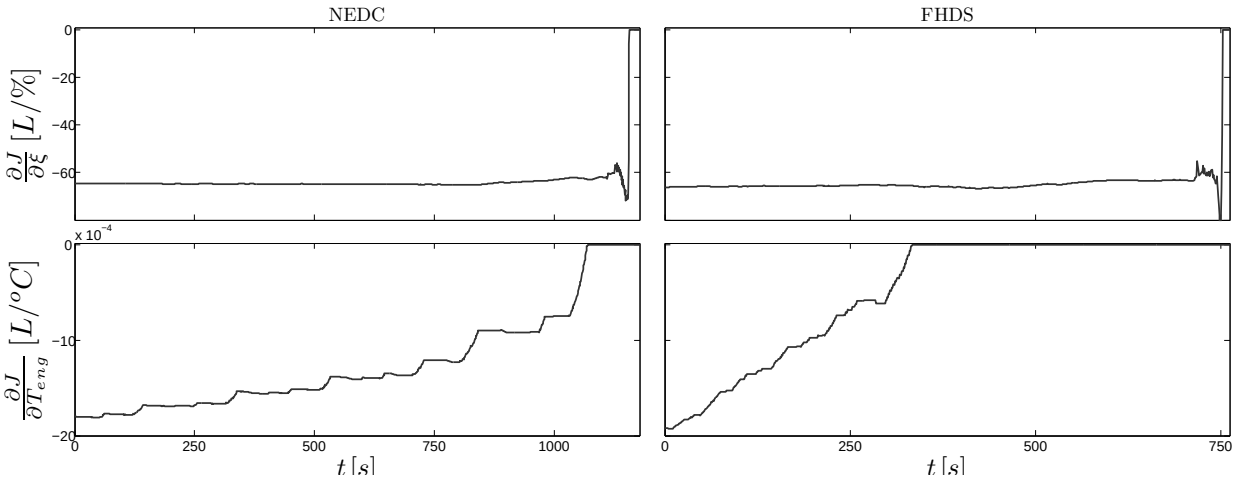


FIGURE 9.7 : Calcul de l'évolution de l'état adjoint λ^0 à partir du résultat de la programmation dynamique.

On se propose donc d'approximer les états adjoints par des fonctions $\hat{\lambda}$ dépendantes des états :

$$\hat{\lambda}_1(\xi) = a_0 + a_1\,\xi, \tag{9.11}$$

$$\hat{\lambda}_2(T_{MCI}) = \begin{cases} b_0 + b_1\,T_{MCI} + b_2\,{T_{MCI}}^2 \text{ pour } T_{MCI} < b_3 \\ 0 \text{ sinon,} \end{cases} \tag{9.12}$$

où les a_i et b_i sont à déterminer. Les données utilisées pour cette identification sont issues de la concaténation des résultats obtenus pour les cycles NEDC et FHDS, et donnent les valeurs relevées dans le Tableau 9.1. Sur la FIGURE 9.8, les valeurs de λ^o et $\hat{\lambda}$ sont rangées en fonction de l'état et comparées. Ces tracés confirment qu'une bonne corrélation entre λ^o et l'état existe — en dehors des points correspondant à la fin du cycle — et que λ^o dépend relativement peu du cycle considéré.

a_0 [L/%]	a_1 [L/%^{2}]	b_0 [L/°C]	b_1 [L/°C^2]	b_2 [L/°C^3]	b_3 [°C]
-54.5	-0.15	$-1.67 \cdot 10^{-3}$	$-2.01 \cdot 10^{-5}$	$5.99 \cdot 10^{-7}$	70

TABLE 9.1 : Coefficients de $\hat{\lambda}_1$ et $\hat{\lambda}_2$, issus de l'identification. Notons que la valeur de b_3 correspond à la température pour laquelle le facteur de correction e est égal à 1 (FIGURE 9.3(b)).

Stabilisation du système en boucle fermée

Les expressions des états adjoints (9.11)-(9.12) en fonction des états (qui seront supposés connus par la suite) font de la stratégie proposée une commande en boucle fermée. Mais, pour l'instant, rien ne garantit la stabilité de ce système. Or, il faut veiller à ce que la valeur

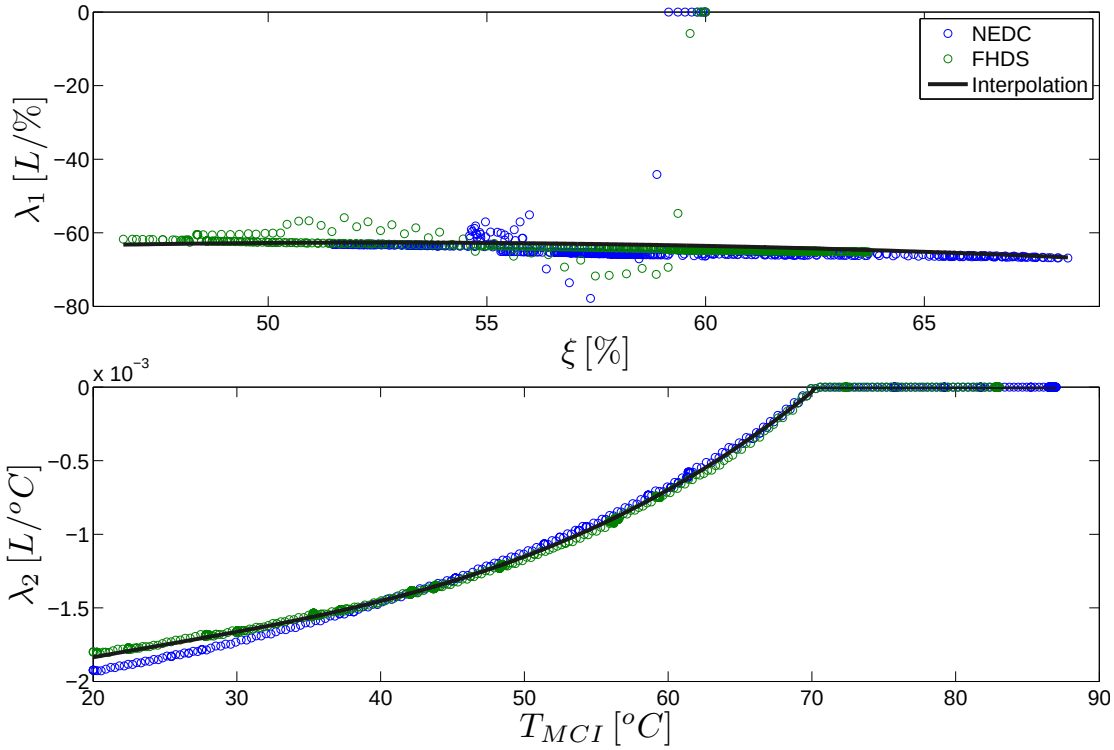


FIGURE 9.8 : Corrélation entre la valeur des états adjoints — le long de la trajectoire optimale — et la valeur des états.

de l'état de charge — dont la dynamique (9.3) est de type intégrateur — soit conservée entre ses bornes ξ^{min} et ξ^{max}.

A l'image de la stratégie ECMS, nous ajouterons un terme correcteur tendant à stabiliser l'état de charge autour de sa valeur nominale. Pour cela, ajoutons le correcteur $p(\xi)$ dans l'expression de l'Hamiltonien, qui devient :

$$\hat{H}(x(t),u(t),t,\lambda(t)) = \overset{*}{m}_{carb}(x(t),u(t)) + \left[\hat{\lambda}_1(\xi)+p(\xi) \quad \hat{\lambda}_2(T_{MCI})\right]^T f(x(t),u(t),t), \quad (9.13)$$

où $p(\xi)$ est choisi proportionnel à l'écart de ξ par rapport sa valeur nominale :

$$p(\xi) = k_\xi\,(\xi - \frac{\xi^{min}+\xi^{max}}{2}), \quad (9.14)$$

où k_ξ est choisi positif. Ainsi pour des valeurs de ξ au-dessus de la valeur nominale, la minimisation de l'Hamiltonien corrigé $\hat{H}$ tend à privilégier la minimisation de la consommation instantanée $\overset{*}{m}_{carb}$. En revanche lorsque l'état de charge est bas, la priorité est donnée à sa recharge.

Validation de la stratégie temps-réel

La stratégie de commande temps-réel proposée a été calibrée sur les deux cycles NEDC et FHDS. Puisque la stratégie doit pouvoir s'adapter à un trajet quelconque, on jugera également ses performances et sa robustesse sur un troisième cycle, nommée FUDS (*Federal Urban Driving Cycle*), présenté sur la FIGURE 9.9.

Ses performances seront jugées à travers la consommation obtenue J qui sera comparée à la solution calculée par l'algorithme de programmation dynamique.

L'exigence en terme de robustesse est de respecter les bornes de l'état de charge (notons que le respect des contraintes sur la commande est intrinsèque puisque la stratégie proposée choisi à chaque instant une commande parmi un ensemble de valeurs admissibles).

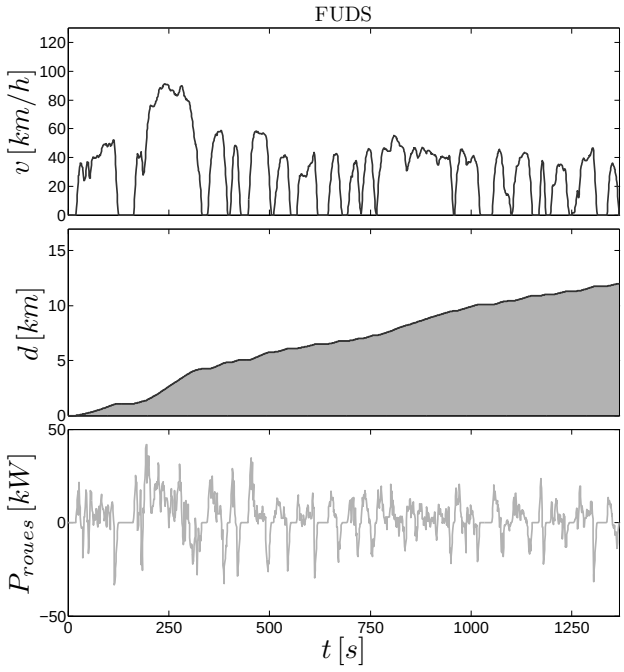


FIGURE 9.9 : Profil de vitesse v et de distance d imposé par le cycle normalisé FUDS et puissance correspondante P_{roues} nécessaire à la propulsion du véhicule considéré.

Une difficulté pour quantifier la performance d'une stratégie de commande temps-réel pour la gestion énergétique des véhicules hybrides concerne la prise en compte du niveau de charge de la batterie en fin de cycle.

En effet, puisque nous supposons ne pas connaître les conditions de conduite future, il n'est pas raisonnable d'exiger du superviseur de respecter la contrainte du maintien de l'état de charge (9.7) : puisque le superviseur n'a pas d'information sur la durée du parcours ou la distance restante, le seul moyen d'être sûr de respecter cette contrainte finale serait de maintenir la valeur de la charge au dessus de sa valeur initiale tout au long du trajet. Une telle stratégie donne de mauvaises performances et un tel comportement n'est pas souhaité en conditions réelles.

Pour pallier à ce problème, une correction ΔJ sur la consommation est souvent considérée. ΔJ est prise proportionnelle à l'erreur entre ξ_f, l'état final obtenu avec le superviseur temps réel, et la contrainte finale.

Pour un indice de performance J trouvé avec une stratégie ne respectant pas le maintien de l'état de charge, on peut ainsi calculer un indice corrigé J_{corr} :

$$J_{corr} = J + \Delta J \tag{9.15}$$
$$= J + K\,\left(\xi\,(t = t_f) - \xi\,(t = 0)\right), \tag{9.16}$$

où K correspond à un facteur d'équivalence (supposé constant) entre état de charge et consommation. La performance de la stratégie est alors quantifiée en comparant J_{corr} avec la

solution optimale, estimée par exemple par l'algorithme de DP. Ici, puisque nous avons trouvé que le coût marginal $\hat{\lambda}_1(\xi)$ qui correspond au facteur d'équivalence admettait une bonne corrélation avec l'état de charge, on pourrait utiliser une correction a priori plus précise en calculant la correction :

$$\Delta J = \int_{\xi(t=0)}^{\xi_f} \hat{\lambda}_1(s) \cdot (s - \xi(t=0))\, ds.$$

Mais il est difficile d'évaluer objectivement la précision de ces facteurs d'équivalence car ils dépendent de nombreux facteurs et l'erreur induite peut être importante si la charge finale ξ_f est éloignée de la valeur attendue $\xi(t=0)$. C'est pourquoi, on préfèrera ici recalculer la solution du problème de commande optimale (toujours par programmation dynamique) où la contrainte originale (9.7) est remplacée par la contrainte

$$\xi(t = t_f) \geq \xi_f \tag{9.17}$$

On pourra alors comparer directement (sans facteur de correction) le résultat du superviseur temps-réel avec le résultat de la DP : la Table 9.2 présente les indices de performance obtenus sur chacun des cycles de conduite présentés. Les consommations ont été normalisées par rapport à la solution de la DP pour quantifier la performance du superviseur. Il est trouvé sur ces simulations, que la sur-consommation (par rapport à l'optimal) est, dans la pire des trois simulations, de 0.33%.

Notons que sur chacun des cycles l'état de charge est resté entre les bornes ξ^{min} et ξ^{max} fixées. Les trajectoires obtenues sont présentées pour le cycle FUDS sur la Figure 9.10. Il apparaît que la solution optimale (DP) utilise davantage la puissance du moteur thermique (u) en début de cycle. Il en résulte un état de charge et une température de moteur plus élevés ainsi qu'une consommation moindre. En milieu de cycle les deux stratégies sont très proches puis la tendance s'inverse, aboutissant à des valeurs pour les états et pour la consommation finale presque identiques.

Cycle	DP	Superviseur
NEDC	1	1.0010
FHDS	1	1.0033
FUDS	1	1.0020

Table 9.2 : Consommation de carburant pour chacun des cycles. Les valeurs sont normalisées avec pour référence la solution DP.

9.3 Supervision énergétique d'un véhicule hybride avec système Rankine

9.3.1 Description du système

Le véhicule hybride électrique décrit Section 9.2.1 est couplé avec un système de récupération d'énergie thermique par cycle de Rankine. Le système de récupération envisagé est le Rankine

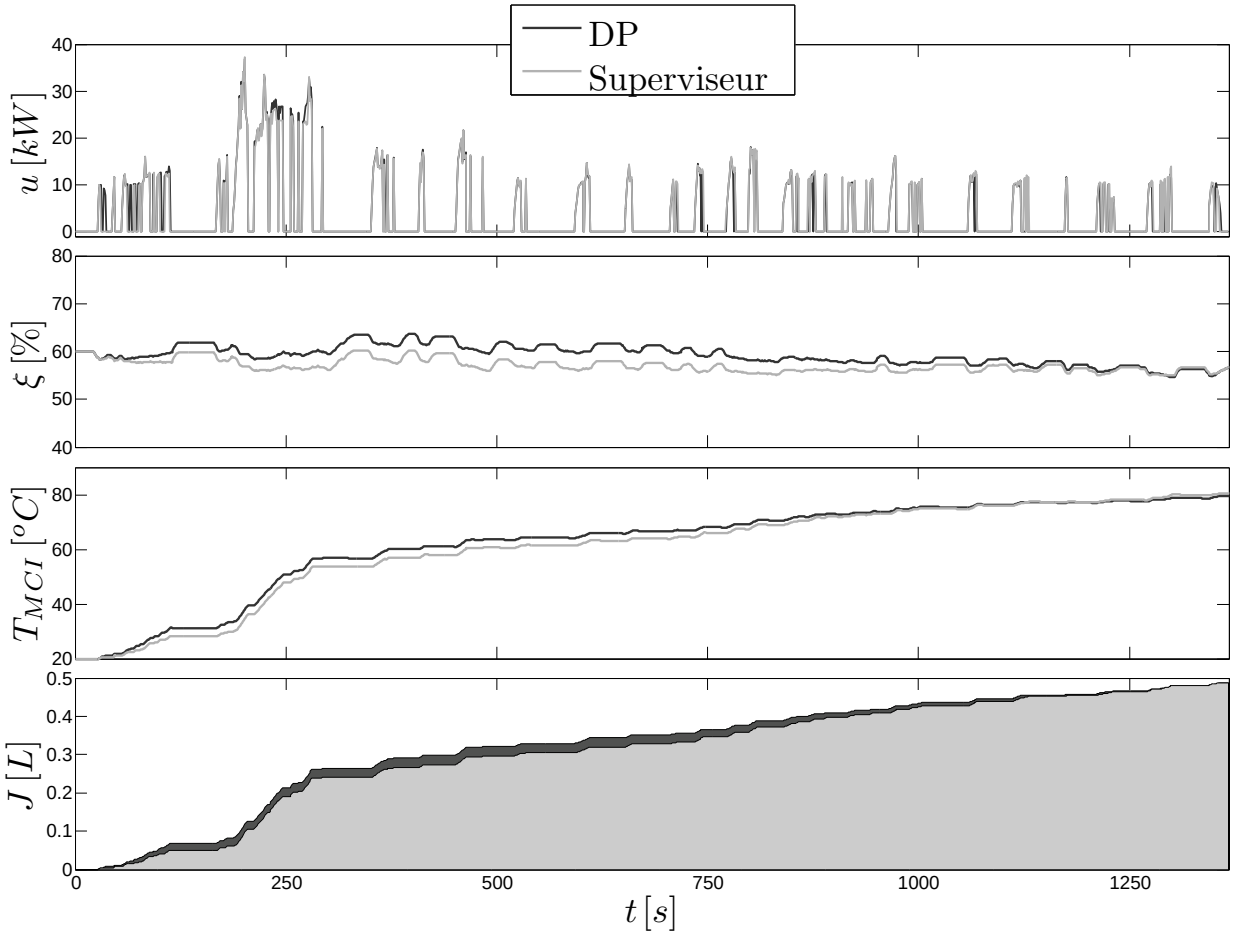


FIGURE 9.10 : Résultat du superviseur temps-réel sur le cycle FUDS, comparé à la solution donnée par la programmation dynamique (où la contrainte finale sur l'état de charge est adaptée à la valeur finale ξ_f).

à eau avec machine de détente à piston décrit Section 1.2 et adapté à un véhicule léger avec moteur essence.

La FIGURE 9.1 schématise le système complet et les interactions considérées entre le sous-système Rankine et le reste du véhicule. Celui-ci reçoit à travers l'évaporateur les gaz d'échappement du moteur thermique. La FIGURE 9.11 illustre la cartographie, issue de données expérimentales, utilisée pour déterminer la température des gaz d'échappement en fonction du couple et de la vitesse du moteur thermique.

On considèrera également les échanges de puissance électrique entre le Rankine et le reste du véhicule : la puissance P_{exp} générée par la machine de détente est réinjectée vers la batterie tandis que la pompe consomme la puissance P_{pompe}.

Consommation instantanée

La consommation instantanée en carburant $\overset{*}{m}_{carb}$ s'exprime de la même manière que pour le véhicule sans Rankine. La relation (9.1) — basée sur la consommation à chaud et un facteur de correction pour des température plus basses (FIGURE 9.2.1)— sera donc utilisée.

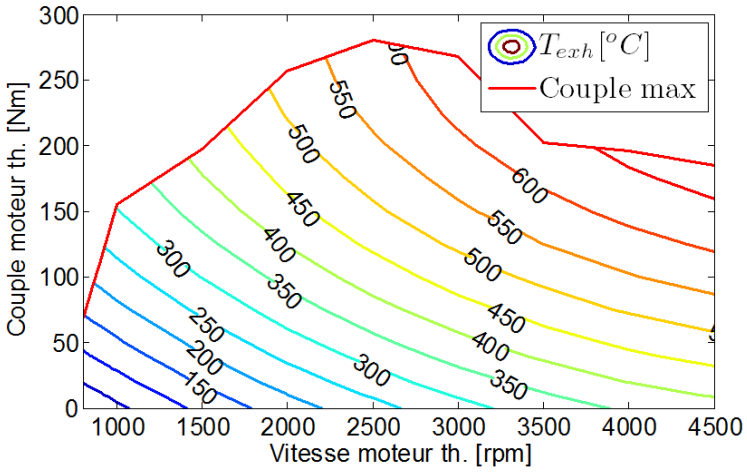


FIGURE 9.11 : Température échappement T_{exh}, fonction du couple et de la vitesse du moteur thermique.

Température du moteur

L'expression dynamique (9.2) de la température T_{MCI} pour le véhicule seul est également reprise.

État de charge de la batterie

Pour prendre en compte les échanges de puissance électrique entre le Rankine et le reste du véhicule, l'expression de la puissance délivrée par la batterie est modifiée ainsi :

$$\tilde{P}_{batt} = P_{batt} + P_{exp} - P_{pompe},$$

et la dynamique de l'état de charge (9.3) est modifié en conséquence :

$$\frac{d\xi}{dt} = -\frac{1}{Q_{nom}} \frac{V_{cc} - \sqrt{V_{cc}^2 - 4R_0\tilde{P}_{batt}}}{2R_0}. \tag{9.18}$$

Modèle dynamique du Rankine

Le schéma du système de Rankine, avec les principaux actionneurs disponibles en mode production pour le Rankine à eau avec machine de détente volumétrique, est présenté sur la FIGURE 9.12. Les trois actionneurs considérés sont la pompe (pilotée par l'intermédiaire de la variable $\overset{*}{m}_4$), la machine de détente (pilotée par sa vitesse de rotation N_{exp}) et la vanne de by-pass (pilotée au niveau de son pourcentage d'ouverture $V_{o,e}$). Rappelons que la pression au niveau du condenseur est maintenue à la valeur de l'atmosphère ambiant p_{atm}, ce qui se traduit par les relations suivantes :

$$p_2 = p_3 = p_{atm}.$$

Par la suite nous supposerons que le refroidissement du Rankine est lié au refroidissement du moteur thermique et que la température en sortie du condenseur est au niveau de la température du moteur :

$$T_3 = T_{MCI}\,.$$

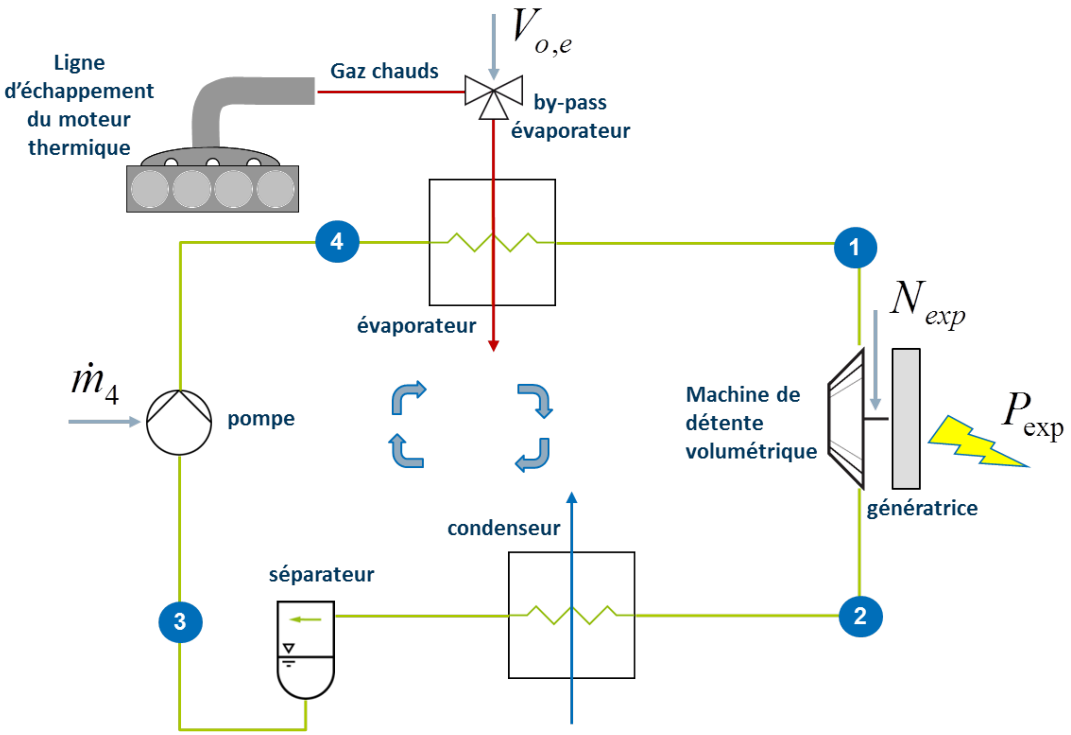


FIGURE 9.12 : Schéma du système de Rankine.

Le modèle « à valeurs moyennes »(adapté pour la supervision comme décrit Section 3.3.1) permettant une modélisation physique des échangeurs avec un seul état dynamique $\bar{T}_{w,e}$ est utilisé pour l'évaporateur :

$$M_{w,e}\frac{d\bar{T}_{w,e}}{dt} = S_{f,e}\,\bar{\alpha}_{f,e}\,(\bar{T}_{f,e} - \bar{T}_{w,e}) + V_{o,e}\,\eta_{exh}\,\overset{*}{m}_{exh}\,cp_{exh}\,(T_{exh} - \bar{T}_{w,e}), \tag{9.19}$$

tandis que les équations du fluide supposé à l'équilibre donnent :

$$\overset{*}{m}_4 = S_{f,e}\,\bar{\alpha}_{f,e}\,\frac{\bar{T}_{w,e} - \bar{T}_{f,e}}{h_1 - h_3}. \tag{9.20}$$

Ces bilans d'énergie sont complétés par le modèle de machine de détente volumétrique décrit Section 2.1. Le débit du fluide de travail traversant la machine de détente et la puissance récupérée sont ainsi exprimés par les équations (2.3) et (2.7). En considérant que le débit de fluide de travail est homogène dans l'ensemble du circuit, il vient :

$$\begin{cases} N_{exp} = \dfrac{\overset{*}{m}_4}{\rho_1\,\eta_{exp}\,V_{exp}} \\ P_{exp} = \eta_{exp,is}\,\Delta h_{is}\,\overset{*}{m}_4. \end{cases} \tag{9.21}$$

Les principaux paramètres et les méthodes de calcul des variables apparaissant dans les équations (9.19) - (9.21) sont récapitulés dans les tableaux 9.3 et 9.4.

9.3.2 Formulation du problème de commande optimale

En considérant la description mathématique du véhicule hybride électrique couplé au système Rankine de la Section 9.3.1, nous allons formaliser le problème de commande optimale pour sa gestion énergétique.

Symbole	Description
$M_{w,e}$	inertie thermique de la paroi de l'évaporateur
$S_{f,e}$	surface d'échange entre fluide de travail de paroi
$\bar{\alpha}_{f,e}$	coefficient moyen d'échange entre fluide de travail et paroi
cp_{exh}	capacité calorifique des gaz d'échappements
η_{exp}	rendement volumétrique de la machine de détente
V_{exp}	cylindrée de la machine de détente

TABLE 9.3 : Description des principaux paramètres du Rankine.

Symbole	Description	Méthode de calcul
T_{exh}	température du gaz d'échappement	fonction du couple et de la vitesse du moteur thermique (cartographie illustrée sur la FIGURE 9.11)
$\overset{*}{m}_{exh}$	débit du gaz d'échappement	fonction du couple et de la vitesse du moteur thermique (cartographie)
η_{exh}	efficacité d'échange entre gaz et paroi	
$\bar{T}_{f,e}$	température moyenne du fluide de travail dans l'évaporateur	température de saturation (fonction unimodale de la pression p_1)
$\bar{T}_{w,e}$	température moyenne de la paroi de l'évaporateur	équation dynamique (9.19)
h_1	enthalpie spécifique en sortie d'évaporateur	fonction de la pression p_1 et température T_1
h_3	enthalpie spécifique en sortie de condenseur	fonction de la pression p_3(fixé au niveau atmosphérique) et température T_{MCI}
$\overset{*}{m}_4$	débit pompe	équation (9.20)
ρ_1	densité en sortie évaporateur	fonction de la pression p_1 et température T_1
$\eta_{exp,is}$	efficacité isentropique de la machine de détente	fonction N_{exp} et T_1 (cartographie illustrée sur la FIGURE 2.3)
Δh_{is}	gradient d'enthalpie entrée-sortie de la machine de détente	différence entre les enthalpies h_1 et h_2

TABLE 9.4 : Description des principales variables du Rankine.

Vecteur de commande

Parmi les trois actionneurs considérés dans la description du système de Rankine (Section 9.3.1), seule la machine de détente sera supposée fournir un degré de liberté pour le problème de supervision énergétique.

Tout d'abord, on supposera que la stratégie énergétique optimale est de laisser passer tout le gaz d'échappement vers l'évaporateur. En effet, dans le cas de la supervision du Rankine organique, il a été montré que son utilisation optimale se limitait à assurer la contrainte de sécurité en pression. En se basant sur les résultats du Chapitre 5, qui a montré que ce niveau de pression pouvait être asservi grâce à la machine de détente volumétrique, nous

considèrerons que la valeur d'ouverture du by-pass $V_{o,e}$ peut-être maintenue à 1.

D'autre part, comme pour la formulation du problème de supervision du Rankine organique (Section 8.2.2), nous considèrerons que le débit de pompe est imposé par l'asservissement de la température T_1 (en sortie d'évaporateur) et donc que ce débit ne constitue pas un degré de liberté.

Remarque 9.2. *Nous chercherons à maintenir la température T_1 (en sortie d'évaporateur) aussi bas que possible afin de maximiser l'efficacité du cycle thermodynamique tout en assurant l'absence de liquide dans la machine de détente. Mais, contrairement au Rankine organique — où on peut considérer qu'une valeur de surchauffe faible et constante en sortie d'évaporateur suffit à assurer l'absence de gouttelettes dans le processus de détente —, cette surchauffe (en sortie d'évaporateur) doit être importante et dépend du niveau de pression dans le cas d'un Rankine à eau.*

Comme mis en évidence sur la FIGURE *4.2, c'est la surchauffe en sortie de la machine de détente (point 2 du cycle thermodynamique), qu'on cherchera à fixer à une valeur faible et constante. Comme détaillé par Tona et al. (2012), en tenant compte de l'efficacité isentropique de la machine de détente et du fait que sa sortie est maintenue à pression atmosphérique, la température cible T_1 est alors fonction de la pression p_1. La figure* FIGURE *9.13 illustre la température T_1 cible, en fonction de la pression p_1 dans le cas de notre machine à piston (ou de manière équivalente la surchauffe SH cible).*

Le vecteur de commande est maintenant constitué de la puissance délivrée par le moteur thermique et du niveau de pression en entrée de la machine de détente :

$$u = \begin{bmatrix} P_{MCI} & p_1 \end{bmatrix}^T.$$

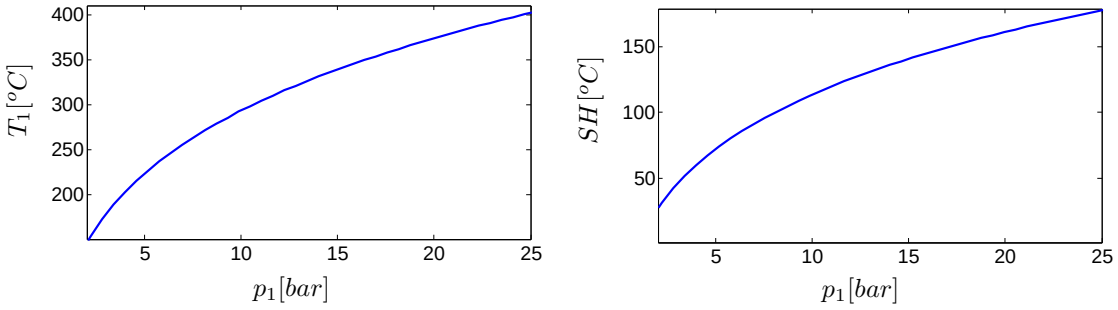


FIGURE 9.13 : Température en sortie évaporateur T_1 en fonction de la pression p_1 (ou de manière équivalente surchauffe SH en sortie évaporateur en fonction de p_1) pour obtenir une surchauffe nulle en sortie de la machine de détente.

Fonction coût

La fonction coût à minimiser reste la consommation de carburant au cours d'un trajet de durée t_f :

$$J = \int_0^{t_f} \overset{*}{m}_{carb}(u(t), x(t))\, dt, \tag{9.22}$$

où $\overset{*}{m}_{carb}$ est la consommation instantanée comme définie par l'équation (9.1) et x désigne l'état du système.

Vecteur d'état

L'état du système comprend maintenant l'état de charge, la température moteur et la température de paroi de l'évaporateur :

$$x = \begin{bmatrix} \xi & T_{MCI} & \bar{T}_{w,e} \end{bmatrix}^T.$$

La dynamique de x est définie par les équations (9.2),(9.18) et (9.19) tandis que les conditions initiales correspondent à un démarrage « à froid » :

$$\begin{cases} T_{MCI}\,(t=0) = T_{amb} \\ \bar{T}_{w,e}(t=0) = T_{amb}, \end{cases} \tag{9.23}$$

et à un état de charge moyen par rapport aux charges minimales et maximales autorisées :

$$\xi(t=0) = \frac{\xi^{min} + \xi^{max}}{2}. \tag{9.24}$$

Contraintes sur la commande

Un niveau maximal (de sécurité) sur la pression devra être respecté :

$$p_1(t) < p_1^{max}\,, \forall t \in \begin{bmatrix} 0 & t_f \end{bmatrix}. \tag{9.25}$$

De plus, on supposera que la pompe ne peut pas fournir de débit négatif, ce qui se traduit (à partir de l'expression (9.20)) par la contrainte :

$$\bar{T}_{f,e} < \bar{T}_{w,e}. \tag{9.26}$$

Notons que $\bar{T}_{f,e}$ (la température de saturation du fluide de travail) étant une fonction unimodale de la pression p_1, l'équation (9.26) constitue bien une contrainte sur la commande.

Contraintes sur l'état

L'état de charge de la batterie ξ est contraint de respecter les charges minimales et maximales tout au long du cycle :

$$\xi^{min} < \xi(t) < \xi^{max}\,, \forall t \in \begin{bmatrix} 0 & t_f \end{bmatrix},$$

tandis que pour assurer le maintien de l'état de charge décrit Section 9.2.2 nous imposons la contrainte finale

$$\xi(t = t_f) \geq \xi(t = 0).$$

9.3.3 Résolution hors ligne

Le problème de commande optimale formulé Section 9.2.2 est résolu pour le cycle FHDS avec l'algorithme de programmation dynamique DPGA proposé Section 7.2.2.

Les discrétisations utilisées pour les trois états du système (état de charge ξ, température moteur T_{MCI} et température de paroi $\bar{T}_{w,e}$) sont respectivement de 127, 32 et 32 points. Ainsi, comme pour la résolution du problème sans Rankine, une discrétisation plus fine est prise pour ξ, en raison de sa plus grande influence sur la fonction coût. Pour chacune des deux commandes (P_{MCI} et p_1) une discrétisation de 32 points semble suffisante pour une bonne précision.

Remarque 9.3. *Le cycle FHDS est choisi en raison de la durée plus courte du trajet (*764 s *contre* 1180 s *et* 1369 s *pour les cycles NEDC et FUDS) et donc des temps de simulation également plus courts.*

En effet, le temps de résolution d'un problème de commande optimale augmente exponentiellement avec la dimension des espaces d'états et de commande. Ici la présence de trois états dynamiques et de deux commandes réclame un nombre d'appels au modèle très important. La parallélisation de l'algorithme décrite Section 7.2.4 et l'implémentation sur GPU permet de traiter le problème mais les temps de simulation restent encore relativement importants.

La FIGURE 9.14(a) compare les résultats obtenus pour le véhicule avec et sans système de récupération d'énergie par cycle de Rankine (notons que le résultat « sans Rankine » est celui déjà présenté sur la FIGURE 9.6). Ils montrent que la stratégie optimale concernant la répartition de couple entre moteur thermique et moteur électrique est peu affectée par la présence du Rankine.

Néanmoins, en présence du Rankine, on observe que le moteur thermique est moins sollicité en début de parcours. Il en résulte un état de charge de la batterie ξ inférieur et une montée en température du moteur T_{MCI} plus lente. En revanche, durant la seconde partie du cycle (entre 300 s et 470 s) le moteur thermique est davantage sollicité pour le véhicule avec Rankine, ce qui correspond à la période où l'essentiel de l'énergie est produite au niveau de la machine de détente (FIGURE 9.14(b)). Le surplus de puissance du moteur thermique u_1 et la puissance récupérée P_{exp} permet alors de recharger la batterie à un état proche de son maximal. Finalement, en fin de parcours, les trajectoires des deux systèmes sont très similaires.

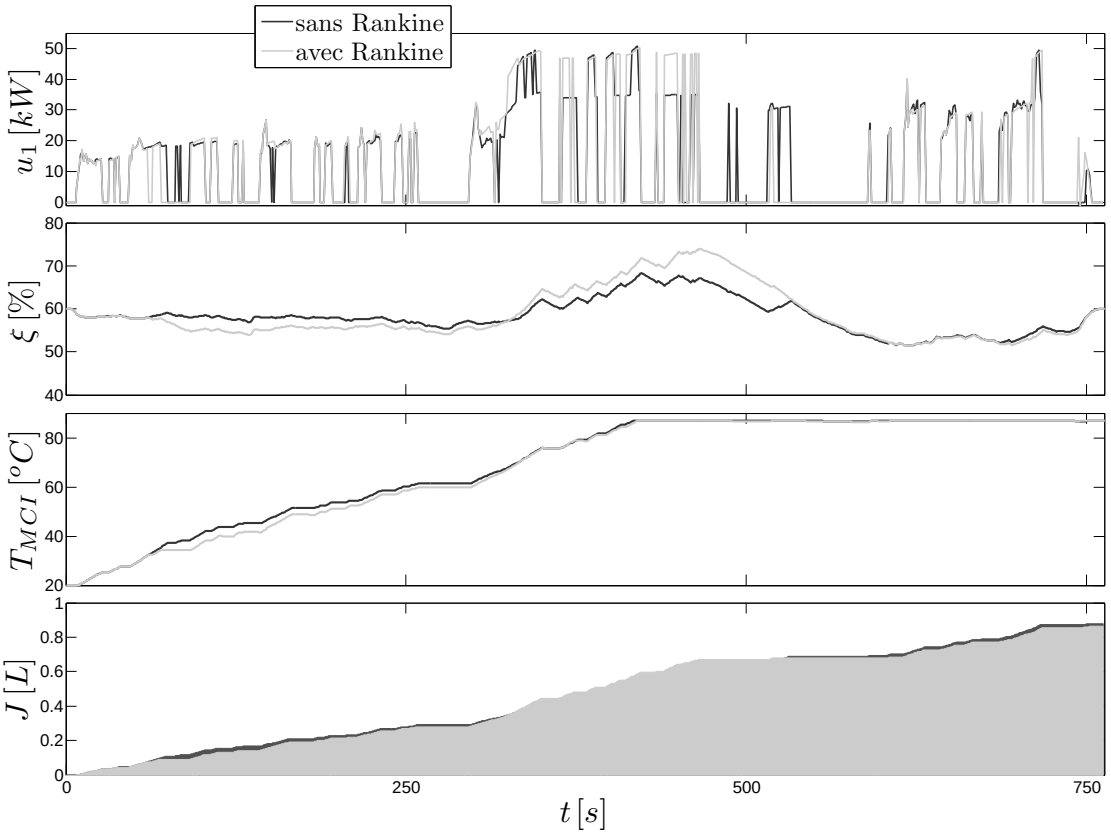
La modification de la stratégie de commande optimale du moteur thermique en présence du Rankine peut s'expliquer par les caractéristiques de la machine de détente utilisée pour cette simulation. En effet, le tracé de son efficacité isentropique (FIGURE 2.3) montrent des rendements intéressants uniquement pour des niveaux de pressions et de vitesses en rotation importants. Or pour atteindre ces niveaux, la source de chaleur (et donc la puissance développée par le moteur thermique) doit être suffisamment importante et durable (en raison de l'inertie thermique de l'évaporateur).

Ainsi, il est légitime de penser que pour optimiser l'énergie récupérée par le Rankine, il est préférable de concentrer les demandes de puissance au moteur thermique sur une partie du cycle (ici, durant la seconde partie du cycle entre 300 s et 470 s).

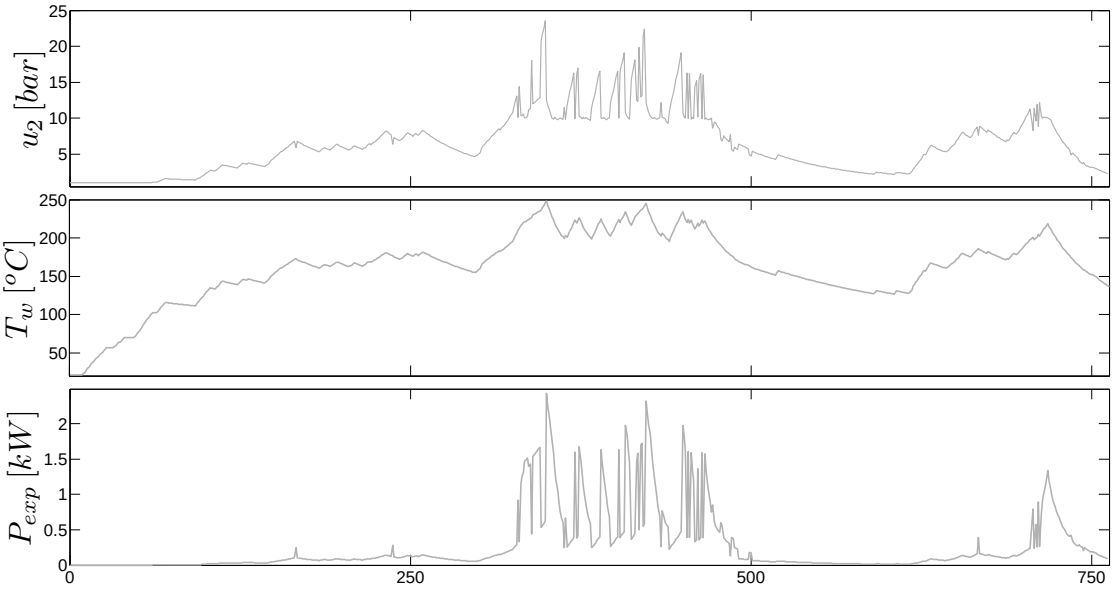
La FIGURE 9.14(b) présentent la commande u_2 (niveau de pression dans l'évaporateur) et l'état $\bar{T}_{w,e}$ (température moyenne de la paroi) qui sont spécifiques au cycle de Rankine.

En début de parcours, les conditions de démarrage à froid (qui impose que la paroi évaporateur soit à température ambiante) et la faible puissance développée par le moteur thermique font que la puissance produite par la machine de détente est négligeable. A partir de $t = 300\ s$ les conditions à l'échappement deviennent plus favorables, mais à cause de l'inertie thermique de l'évaporateur (i.e à cause de la dynamique lente de $\bar{T}_{w,e}$) il faut encore environ 1 minute avant que la production soit intéressante.

Le choix du niveau de pression u_2 est alors un compromis entre récupération instantanée et évolution de la température de la paroi. Pour des valeurs hautes de pression u_2, la température du fluide dans l'évaporateur est plus élevée, ce qui conduit à l'augmentation de la température de paroi. En revanche, la production P_{exp} maximale correspond à une valeur de u_2 plus faible car le débit de fluide est alors plus grand. La quantité de chaleur stockée par la paroi (fonction de sa température et sa capacité thermique) constitue ainsi un potentiel



(a) Comparaison des stratégies de commande optimale pour le véhicule hybride électrique avec et sans système de récupération d'énergie thermique (Rankine).



(b) Variables spécifiques au sous-système Rankine.

FIGURE 9.14 : Stratégies de commande optimale sur le cycle FHDS, obtenue par l'algorithme de programmation dynamique DGPA.

d'énergie thermique.

Finalement, la puissance moyenne produite par la machine de détente est de 269 W, soit une énergie de 0.206 MJ sur l'ensemble du cycle FHDS. La consommation de carburant est alors améliorée d'environ 2%.

Le gain en consommation est ainsi décevant devant les 5% à 10% souvent avancé par les constructeurs. Une première explication est le choix du cycle FHDS qui est un cycle de courte durée. En effet le démarrage à froid (qui initialise la température de la paroi évaporateur à température ambiante), nécessite un temps important en début de cycle avant le début de la production.

D'autre part, sur ce cycle, la puissance demandée au moteur thermique n'est pas assez importante pour atteindre les meilleurs rendement de la machine de détente choisie.

Une étude plus approfondie sera donc nécessaire pour étudier l'influence du trajet routier suivi (par exemple un cycle auto-routier) sur les gains en consommation. De même il serait intéressant d'étudier l'influence des caractéristiques de la machine de détente.

Conclusion. *La gestion énergétique d'un véhicule (léger) hybride électrique, avec stockage d'énergie (par batterie) est étudié dans ce chapitre. Il est montré que cette configuration impose des couplages importants entre le système de Rankine et le reste du véhicule, nécessitant une supervision globale (et complexe) de la thermique du véhicule.*

Conclusions

La viabilité des systèmes de Rankine pour le transport routier et ferroviaire passe par des performances satisfaisantes sur un large panel de conditions opératoires (transitoires). Pour atteindre de telles performances, les conditions suivantes sont requises :

- un système de commande performant et robuste,
- un système de gestion énergétique efficace,
- des composants matériels qui autorisent les deux points précédents.

Concernant le système de commande, nous avons développé une stratégie basée sur l'inversion d'un modèle réduit non-linéaire de la partie haute pression et l'avons déclinée sur les deux applications que nous avons étudiées.

Dans le cas d'un cycle de Rankine organique (ORC) avec turbine cinétique, nous avons validé cette stratégie sur banc d'essais avec d'excellents résultats expérimentaux. Nous avons levé un verrou important pour cette architecture puisque, à notre connaissance, ces résultats sont les premiers dans la littérature à faire la preuve expérimentale qu'un ORC peut être maintenu dans des conditions permettant la récupération d'énergie sans discontinuer, même sur des cycles routiers très dynamiques.

Dans le cas d'un cycle de Rankine à eau avec machine de détente volumétrique, les résultats obtenus sur un simulateur réaliste sont similaires, en terme de maintien de la production. Cette seconde architecture est prometteuse car elle autorise en outre un contrôle de la pression qui pourrait permettre une optimisation plus poussée du cycle, mais qui demande encore à être validée expérimentalement.

Concernant l'optimisation énergétique du système de récupération d'énergie thermique à bord d'un véhicule, nous avons étudié les choix optimaux des consignes du système de commande et l'intégration du Rankine dans la gestion énergétique globale du véhicule.

Pour l'étude d'un système de Rankine à bord d'un train Diesel-électrique, nous avons proposé une stratégie implémentable en temps-réel. La comparaison des résultats obtenus par rapport à la solution optimale (obtenue hors ligne) montre la pertinence de l'approche. Il est aussi montré que les gains potentiels de l'approche sont importants par rapport à une optimisation quasi-statique (qui est la stratégie généralement rencontrée dans la littérature).

L'étude d'un véhicule hybride-électrique (avec stockage d'énergie dans une batterie) montre que la répartition optimale de puissance entre moteur électrique et thermique ne peut pas être découplée de la production du cycle de Rankine. La recherche d'une stratégie efficace est alors complexe en raison des nombreuses dynamiques et des degrés de liberté à prendre en compte. Dans ce contexte, des résultats préliminaires sur la recherche d'une solution hors ligne ont été proposés. Des développements supplémentaires, qui prennent notamment en considération un système de refroidissement plus réaliste, seraient nécessaires

pour obtenir une stratégie plus efficace et implémentable en temps-réel.

Concernant les composants matériels, nous pensons que l'approche basée sur modèle que nous développons dans cette thèse pourrait être utilisée pour aider au dimensionnement des échangeurs thermiques et des machines de détente.

Nos simulations (en partie validées par l'expérience) ont déjà souligné des points essentiels, généralement négligés lors de la conception des systèmes de Rankine pour le transport. En effet ceux-ci sont généralement conçus à partir de considérations quasi-statiques (El Chammas et Clodic (2005), Wei et al. (2007), Katsanos et al. (2012)), au détriment de l'aspect dynamique (Sun et al. (2012)). Ce qui peut conduire, pour citer deux exemples, au sur-dimensionnement de l'évaporateur et de la machine de détente. Dans le cas de l'évaporateur, on se concentre généralement sur les surfaces d'échange thermique pour optimiser le rendement, ce qui va de pair avec des volumes importants ; or un volume important de fluide peut rendre le système non commandable au sens où l'effet des actionneurs devient trop lent pour rejeter efficacement les perturbations. Concernant la machine de détente, elle est souvent choisie pour ses caractéristique nominales (i.e pour des points moteurs hauts et stabilisés). Or, suivant le type de cycle routier étudié (notamment pour les cycles urbains), il apparaît que ces valeurs nominales sont rarement atteintes. Deux objectifs sont envisageables : i) garantir la commandabilité du système ; ii) permettre les meilleurs rendements possibles. Le problème pourrait donc être abordé comme un problème d'optimisation (maximiser le rendement) sous contrainte (de commandabilité).

Au-delà des contributions liées au cycle de Rankine, nous pensons que les développements de cette thèse peuvent être utiles dans l'étude d'autres procédés.

Ainsi, pour la modélisation (dynamique) des échangeurs thermiques, une nouvelle version de la méthode des frontières mobiles est proposée. Il est montré qu'elle permet des gains en robustesse des simulations — notamment lors des opérations de démarrage du système — tout en conservant les gains de temps importants en simulation par rapport à la méthode (classique) des volumes finis. Cette approche peut notamment être utile pour les cycles de compression vapeur pour l'air conditionné, où des problèmes similaires lors des opérations de démarrage sont rencontrés.

Dans le cadre plus général de la recherche de commande optimale de systèmes dynamiques non-linéaires, un nouvel algorithme de programmation dynamique (DPGA), basé sur une grille de discrétisation adaptative, a été proposé. Cet algorithme répond aux difficultés généralement rencontrées en présence de contraintes sur l'état. Ses bénéfices en terme de précision (pour un même niveau de discrétisation) ont été montrés sur plusieurs exemples de supervision énergétique.

Bibliographie

A. Alleyne, B. Rasmussen, M. Keir, et B. Eldredge. Advances in energy systems modeling and control. In *IEEE American Control Conference (ACC)*, 2007.

T. Andresen. *Mathematical modeling of CO2 based heat pumping systems.* PhD thesis, Norwegian University of Science and Technology, 2009.

J. Åslund et E. Frisk. An observer for non-linear differential-algebraic systems. *Automatica*, 42(6) :959–965, 2006.

K.J. Åström et R.D. Bell. Drum-boiler dynamics. *Automatica*, 36(3) :363 – 378, 2000.

M. Back, S. Terwen, et V. Krebs. Predictive powertrain control for hybrid electric vehicles. In *6th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control*, pages 270 – 275, 2004.

M. O. Bamgbopa et E. Uzgoren. Quasi-dynamic model for an organic rankine cycle. *Energy Conversion and Management*, 72(0) :117 – 124, 2013.

J. Bao et L. Zhao. A review of working fluid and expander selections for organic rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24(0) :325 – 342, 2013.

R. Bellman. *Dynamic programming.* Princeton Univ. Press, 1957.

D. Bertsekas. *Dynamic programming and optimal control 3rd edition, volume I.* Belmont, MA : Athena Scientific, 2005.

G. Besançon. *Nonlinear observers and applications.* Springer Verlag, 2007.

J. Betts. *Practical methods for optimal control and estimation using nonlinear programming*, volume 19. SIAM, 2010.

J. Bonilla, L. Yebra, et S. Dormido. Chattering in dynamic mathematical two-phase flow models. *Applied Mathematical Modelling*, 36(5) :2067–2081, 2012.

A. Boretti. Recovery of exhaust and coolant heat with R245fa organic rankine cycles in a hybrid passenger car with a naturally aspirated gasoline engine. *Journal of Applied Thermal Engineering*, 36(0) :73 – 77, 2012.

S. Declaye. *Design, optimization and modeling of an organic Rankine cycle for waste heat recovery.* PhD thesis, University Of Liège, 2009.

G. Diaz. Controllability of cross-flow two-phase heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(23-24) :4559–4567, 2007.

P. Dufour, Y. Touré, D. Blanc, et P. Laurent. On nonlinear distributed parameter model predictive control strategy : on-line calculation time reduction and application to an experimental drying process. *Computers & Chemical Engineering*, 27(11) :1533 – 1542, 2003.

R. El Chammas et D. Clodic. Combined cycle for hybrid vehicles. In *SAE Technical Paper 2005-01-1171*, 2005.

P. Elbert, S. Ebbesen, et L. Guzzella. Implementation of dynamic programming for n - dimensional optimal control problems with final state constraints. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 21(3) :924–931, 2013.

T. Endo, S. Kawajiri, Y. Kojima, K. Takahashi, T. Baba, S. Ibaraki, T. Takahashi, et M. Shinohara. Study on maximizing exergy in automotive engines. In *SAE Technical Paper 2007-01-0257*, 2007.

N. Espinosa, L. Tilman, V. Lemort, S. Quoilin, et B. Lombard. Rankine cycle for waste heat recovery on commercial trucks : approach, constraints and modelling. In *Diesel International Conference and Exhibition*, 2010.

N. Espinosa, I. Gil-Roman, D. Didiot, V. Lemort, B. Lombard, et S. Quoilin. Transient organic rankine cycle modelling for waste heat recovery on a truck. In *24th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, 2011.

E. Feru, F. Kupper, C. Rojer, X. Seykens, F. Scappin, F. Willems, J. Smits, B. De Jager, et M. Steinbuch. Experimental validation of a dynamic waste heat recovery system model for control purposes. In *SAE Technical Paper 2013-01-1647*, 2013a.

E. Feru, F. Willems, C. Rojer, B. de Jager, et M. Steinbuch. Heat exchanger modeling and identification for control of waste heat recovery systems in diesel engines. In *IEEE American Control Conference (ACC)*, pages 2860–2865, 2013b.

R. Freymann, J. Ringler, M. Seifert, et H. Tilmann. The second generation turbosteamer. *MTZ Worldwide Edition*, 2, 2012.

H. Geering. *Optimal control with engineering applications*. Springer, 2007.

M. Graber, N. C. Strupp, et W. Tegethoff. Moving boundary heat exchanger model and validation procedure. In *EUROSIM Congress on Modelling and Simulation*, 2010.

L. Guzzella et A. Sciarretta. *Vehicle propulsion systems*. Springer, 2007.

H. Hammouri et M. Nadri. An observer design for a class of implicit systems. *Systems & Control Letters*, 62(3) :256 – 261, 2013.

C. He, C. Liu, H. Gao, H. Xie, Y. Li, S. Wu, et J. Xu. The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic rankine cycle. *Energy*, 38(1) :136 – 143, 2012.

X. He, S. Liu, et H. Asada. Modeling of vapor compression cycles for multivariable feedback control of HVAC systems. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 119 :183, 1997.

T. Horst, H. S. Rottengruber, M. Seifert, et J. Ringler. Dynamic heat exchanger model for performance prediction and control system design of automotive waste heat recovery systems. *Applied Energy*, 105(0) :293 – 303, 2013.

T. Horst, W. Tegethoff, P. Eilts, et J. Koehler. Prediction of dynamic rankine cycle waste heat recovery performance and fuel saving potential in passenger car applications considering interactions with vehicles' energy management. *Energy Conversion and Management*, 78 (0) :438 – 451, 2014.

G. Hou, R. Sun, G. Hu, et J. Zhang. Supervisory predictive control of evaporator in organic rankine cycle (ORC) system for waste heat recovery. In *Advanced Mechatronic Systems (ICAMechS)*, pages 306–311, 2011.

T. Howell. Development of an ORC system to improve HD truck fuel efficiency. In *2011 DEER Conference*, 2011.

Q. Hussain. Organic rankine cycle for light duty passenger vehicles. In *2011 DEER Conference*, 2011.

Q. Hussain, D. Brigham, et C. Maranville. Thermoelectric exhaust heat recovery for hybrid vehicles. *SAE Int. J. Engines*, 2 :1132–1142, 2009.

J. Jensen. *Dynamic modeling of thermo-fluid systems with focus on evaporators for refrigeration.* PhD thesis, Technical University of Denmark, 2003.

J. Jensen et H. Tummescheit. Moving boundary models for dynamic simulations of two-phase flows. In *Proceedings of the 2nd International Modelica Conference*, pages 235–244, 2002.

M. Kadota et K. Yamamoto. Advanced transient simulation on hybrid vehicle using rankine cycle system. *SAE Int. J. Engines*, 1 :240–247, 2008.

S. H. Kang. Design and experimental study of ORC (organic rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid. *Energy*, 41(1) :514 – 524, 2012.

M. Kato, A. Sato, M. Kadota, et K. Yamamoto. Rankine cycle system. US Patent App. 11/373,126, 2006.

C.O. Katsanos, D.T. Hountalas, et E.G. Pariotis. Thermodynamic analysis of a rankine cycle applied on a diesel truck engine using steam and organic medium. *Energy Conversion and Management*, 60 :68–76, 2012.

R. Kruiswyk. An engine system approach to exhaust waste heat recovery. In *2010 DEER Conference*, 2010.

W. Lang, P. Colonna, et R. Almbauer. Assessment of waste heat recovery from a heavy-duty truck engine by means of an orc turbogenerator. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 135(4) :042313, 2013.

P Leduc et P Smague. Rankine system for heat recovery : An interesting way to reduce fuel consumption. *Ing. L'automob*, 826 :34–39, 2013.

E. Lemmon, M. Huber, et M. McLinden. NIST reference fluid thermodynamic and transport properties. 2013.

B. Li et A. Alleyne. A dynamic model of a vapor compression cycle with shut-down and start-up operations. *International Journal of Refrigeration*, 33(3) :538–552, 2010.

D. Luong. *Modeling, Estimation, and Control of Waste Heat Recovery Systems*. PhD thesis, University of California, 2013.

D. Luong et T. Tsao. Linear quadratic integral control of an organic rankine cycle for waste heat recovery in heavy-duty diesel powertrain. In *IEEE American Control Conference (ACC)*, 2014.

D Maamria, F Chaplais, N Petit, et A Sciarretta. Numerical optimal control as a method to evaluate the benefit of thermal management in hybrid electric vehicles. In *19th IFAC World Congress*, pages 4807–4812, 2014.

G. Manente, A. Toffolo, A. Lazzaretto, et M. Paci. An organic rankine cycle off-design model for the search of the optimal control strategy. *Energy*, 58(1) :97 – 106, 2013.

R. Marino. On the largest feedback linearizable subsystem. *Systems & Control Letters*, 6 (5) :345–351, 1986.

K. Matsumoto, B. Saito, et H. Taniguchi. Solution of tribological problems on a compact distribution steam valve for capacity-type rankine cycle expansion machines for an automobile. *Tribology Transactions*, 53(1) :108–116, 2009.

T. McKinley et A. Alleyne. An advanced nonlinear switched heat exchanger model for vapor compression cycles using the moving-boundary method. *International Journal of Refrigeration*, 31(7) :1253 – 1264, 2008.

F Merz, A Sciarretta, J-C Dabadie, et L Serrao. On the optimal thermal management of hybrid-electric vehicles with heat recovery systems. *Oil & Gas Science and Technology–Revue d'IFP Energies nouvelles*, 67(4) :601 – 612, 2012.

C. Nelson. Exhaust energy recovery. In *2009 DEER Conference*, 2009.

R. Nikoukhah. A new methodology for observer design and implementation. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 43(2) :229–234, 1998.

M. Otter. Modeling, simulation and control with modelica 3.0 and dymola 7. Technical report, Institut fuer Robotik und Mechatronik, Wessling, Germany, 2009.

G. Paganelli, G. Ercole, A. Brahma, Y. Guezennec, et G. Rizzoni. General supervisory control policy for the energy optimization of charge-sustaining hybrid electric vehicles. *JSAE review*, 22(4) :511–518, 2001.

T. Park, H. Teng, G.L. Hunter, B. van der Velde, et J. Klaver. A rankine cycle system for recovering waste heat from hd diesel engines - experimental results. In *SAE Technical Paper 2011-01-1337*, 2011.

G. Pei, J. Li, Y. Li, D. Wang, et J. Ji. Construction and dynamic test of a small-scale organic rankine cycle. *Energy*, 36(5) :3215–3223, 2011.

J. Peralez, P. Tona, A. Sciarretta, P. Dufour, et M. Nadri. Towards model-based control of a steam rankine process for engine waste heat recovery. In *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, pages 289–294, 2012.

J. Peralez, P. Tona, O. Lepreux, A. Sciarretta, L. Voise, P. Dufour, et M. Nadri. Improving the control performance of an organic rankine cycle system for waste heat recovery from a heavy-duty diesel engine using a model-based approach. In *2013 IEEE Conference on Decision and Control (CDC)*, pages 6830–6836, 2013.

J. Peralez, M. Nadri, P. Dufour, P. Tona, et A. Sciarretta. Control design for an automotive turbine rankine cycle system based on nonlinear state estimation. In *2014 IEEE Conference on Decision and Control (CDC)*, pages 5671–5678, 2014a.

J. Peralez, P. Tona, A. Sciarretta, P. Dufour, et M. Nadri. Optimal control of a vehicular organic rankine cycle via dynamic programming with adaptive discretization grid. In *19th IFAC World Congress*, pages 5671–5678, 2014b.

J. Peralez, P. Tona, M. Nadri, P. Dufour, et A. Sciarretta. Optimal control for an organic rankine cycle on board a diesel-electric railcar. *Journal of Process Control*, 2015. Accepted for publication.

N. Petit et A. Sciarretta. Optimal drive of electric vehicles using an inversion-based trajectory generation approach. In *18th IFAC World Congress*, pages 14519–14526, 2011.

W. Powell. *Approximate Dynamic Programming : Solving the curses of dimensionality*, volume 703. John Wiley & Sons, 2007.

S. Quoilin, R. Aumann, A. Grill, A. Schuster, V. Lemort, et H. Spliethoff. Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Energy*, 88(6) :2183–2190, 2011a.

S. Quoilin, S. Declaye, B. Tchanche, et V. Lemort. Thermo-economic optimization of waste heat recovery organic rankine cycles. *Applied Thermal Engineering*, 31(14-15) :2885–2893, 2011b.

B. Rasmussen. *Dynamic modeling and advanced control of air conditioning and refrigeration systems*. PhD thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign, 2005.

B. Rasmussen et A. Alleyne. Control-oriented modeling of transcritical vapor compression systems. *ASME Journal of dynamic systems, measurement, and control*, 126 :54, 2004.

J. Ringler, M. Seifert, V. Guyotot, et W. Hübner. Rankine cycle for waste heat recovery of ic engines. *SAE Int. J. Engines*, 2 :67–76, 2009.

B. Saleh, G. Koglbauer, M. Wendland, et J. Fischer. Working fluids for low-temperature organic rankine cycles. *Energy*, 32(7) :1210 – 1221, 2007.

J. Sanders et E. Kandrot. *CUDA by example : an introduction to general-purpose GPU programming*. Addison-Wesley Professional, 2010.

A. Sciarretta et L. Guzzella. Control of hybrid electric vehicles. *Control systems*, 27(2) : 60–70, 2007.

P. Sendur, J. Stein, H. Peng, et L. Louca. An algorithm for the selection of physical system model order based on desired state accuracy and computational efficiency. In *ASME 2003 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, pages 891–902, 2003.

L. Serrao, S. Onori, et G. Rizzoni. A comparative analysis of energy management strategies for hybrid electric vehicles. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 133 (3), 2011.

S. Singh. Exhaust heat driven rankine cycle for a heavy duty diesel engine. In *2011 DEER Conference*, 2011.

P. Skarke, S. Midlam-Mohler, et M. Canova. Waste heat recovery from internal combustion engines : feasibility study on an organic rankine cycle with application to the ohio state ecocar phev. In *ASME Internal Combustion Engine Fall Technical Conference*, 2012.

C. Sprouse III et C. Depcik. Review of organic rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 51(1–2) :711 – 722, 2013.

R. Stobart, S. Hounsham, et R. Weerasinghe. The controllability of vapour based thermal recovery systems in vehicles. *SAE Technical Paper 2007-01-0270*, 2007.

Z. Sun, L. Gao, J. Wang, et Y. Dai. Dynamic optimal design of a power generation system utilizing industrial waste heat considering parameter fluctuations of exhaust gas. *Energy*, 44(1) :1035–1043, 2012.

O Sundström, D Ambühl, et L Guzzella. On implementation of dynamic programming for optimal control problems with final state constraints. *Oil & Gas Science and Technology–Rev. IFPEN*, 65(1) :91–102, 2010.

H. Teng, J. Klaver, T. Park, G. Hunter, et B. van der Velde. A rankine cycle system for recovering waste heat from HD diesel engines - WHR system development. In *SAE Technical Paper 2011-01-0311*, 2011.

C. Ternel, P. Leduc, et A. Duparchy. Device for controlling a working fluid with low freezing point circulating in a closed circuit operating according to a rankine cycle and method using same. US Patent App. 13/020,938, 2011.

P. Tona, J. Peralez, et A. Sciarretta. Supervision and control prototyping for an engine exhaust gas heat recovery system based on a steam rankine cycle. In *IEEE/ASME Advanced Intelligent Mechatronics (AIM)*, pages 695–701, 2012.

H. van Putten et P. Colonna. Dynamic modeling of steam power cycles : Part {II} – simulation of a small simple rankine cycle system. *Applied Thermal Engineering*, 27(14–15) :2566 – 2582, 2007.

E.H. Wang, H.G. Zhang, B.Y. Fan, M.G. Ouyang, Y. Zhao, et Q.H. Mu. Study of working fluid selection of organic rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery. *Energy*, 36 (5) :3406 – 3418, 2011a.

R. Wang, X. Zhao, C. Wang, et Y. Li. Modeling and model order reduction of evaporator in organic rankine cycle for waste heat recovery. In *IEEE Advanced Mechatronic Systems (ICAMechS)*, pages 291–296, 2011b.

D. Wei, X. Lu, Z. Lu, et J. Gu. Performance analysis and optimization of organic rankine cycle (ORC) for waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 48(4) :1113 – 1119, 2007.

D. Wei, X. Lu, Z. Lu, et J. Gu. Dynamic modeling and simulation of an organic rankine cycle (ORC) system for waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 28(10) :1216 – 1224, 2008.

F. Willems, F. Kupper, et R. Cloudt. Integrated energy & emission management for heavy-duty diesel engines with waste heat recovery system. *Engine and Powertrain Control, Simulation and Modeling*, 3 :270–277, 2012.

F. Willems, F. Kupper, G. Rascanu, et E. Feru. Integrated energy and emission management for diesel engines with waste heat recovery using dynamic models. *Oil Gas Sci. Technol. – Rev. IFP Energies nouvelles*, page 1–16, 2014.

L Würth, R Hannemann, et W Marquardt. Neighboring-extremal updates for nonlinear model-predictive control and dynamic real-time optimization. *Journal of Process Control*, 2009.

J. Zhang, W. Zhang, G. Hou, et F. Fang. Dynamic modeling and multivariable control of organic rankine cycles in waste heat utilizing processes. *Computers & Mathematics with Applications*, 64(5) :908–921, 2012a.

J. Zhang, Y. Zhou, S. Gao, et G. Hou. Constrained predictive control based on state space model of organic rankine cycle system for waste heat recovery. In *Chinese Control and Decision Conference (CCDC)*, pages 230 –234, 2012b.

Annexes

Annexe A

Transformation d'un système dynamique implicite en système explicite

Considérons la classe des systèmes implicites de la forme suivante :

$$\begin{cases} \dot{x} &= F(x,z,u) \\ \Phi(x,z) = 0 \end{cases} \tag{A.1}$$

où $u \in \mathbb{U} \subset \mathbb{R}^m$, $(x,z) \in \mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^d$ et où F et $\Phi = (\Phi_1, \ldots, \Phi_d)^T$ sont supposés suffisamment lisses par rapport à leurs arguments.

Afin de transformer le système implicite (A.1) en un système d'équations différentielles ordinaires (EDO), nous aurons besoin de l'hypothèse suivante (Hammouri et Nadri (2013)).

Hypothèse A.1. $\forall (x,z) \in \mathcal{M}$, *la variété définie par la contrainte*

$$\mathcal{M} = \Big\{(x,z) \in \mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^d, \ \ s.t.\ \Phi(x,z) = 0\Big\}, \tag{A.2}$$

nous avons

$$\left.\frac{\partial \Phi}{\partial z}\right|_{(x,z)} \quad \textit{est de rang plein.} \tag{A.3}$$

Notons que cette condition garantit l'existence et l'unicité de la solution z pour la contrainte $\Phi(x,z) = 0$ et un état x donné.

Nous aurons également besoin du résultat classique suivant (dont une preuve peut être trouvée, par exemple, dans Marino (1986)) :

Théorème A.1 (**des fonctions implicites**). *Soit* Φ *une application* k *fois continûment différentiable, avec* $k \geq 1$, *d'un ouvert* $\Omega \subset \mathbb{R}^{n+d}$ *dans* $\mathbb{R}^d$, *et supposons qu'il existe au moins un* $y_0 \in \Omega$ *tel que* $\Phi(y_0) = 0$. *Si, en chaque point* y *de* Ω, *l'application linéaire tangente* $\dfrac{\partial \Phi}{\partial y}$ *est de rang plein, alors il existe un voisinage* $V = V_1 \times V_2 \subset \Omega$ *de* $(\mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^d)$ *et une application* k *fois continûment différentiable* ψ *de* V_1 *dans* V_2 *tels que les deux ensembles* $\{y \in V_1 \times V_2 \mid \Phi(y) = 0\}$ *et* $\{(x,z) \in V_1 \times V_2 \mid z = \psi(x)\}$ *sont égaux.*

Proposition A.1. *Si l'hypothèse A.1 est vérifiée pour le système (A.1), le système suivant*

$$\begin{cases} \dot{x} = F(x,z,u) \\ \dot{z} = -\left(\left.\dfrac{\partial \Phi}{\partial z}\right|_{x,z}\right)^{-1} \left(\left.\dfrac{\partial \Phi}{\partial x}\right|_{x,z}\right) F(x,z,u) \end{cases} \tag{A.4}$$

est bien défini sur la variété $\mathcal{M}$ et les trajectoires de (A.4) issues de $\mathcal{M}$, coïncident avec celles du système (A.1).

Démonstration. Soient Λ, un sous-ensemble ouvert de $\mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^d$, et $\Phi : \mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^d \to \mathbb{R}$, une fonction $\mathcal{C}^1$ $(\Lambda, \mathbb{R}^n)$. Supposons qu'il existe $(x_0, z_0) \in \Lambda$ tel que

$$\Phi(x_0,z_0) = 0, \text{ and } \left.\frac{\partial \Phi}{\partial z}\right|_{(x_0,z_0)} \text{ est de rang plein,} \tag{A.5}$$

alors, grâce au théorème des fonctions implicites, on peut déduire qu'il existe un voisinage $V_1 \subset \mathbb{R}^n$ de x_0, un voisinage $V_2 \subset \mathbb{R}^d$ de z_0, et une fonction $g \in \mathcal{C}^1(V_1, V_2)$ tels que

$$\forall (x,z) \in V_1 \times V_2, \quad z = g(x). \tag{A.6}$$

De plus, $\forall (x,z) \in U \times V$, tel que $\Phi(x, f(x)) = 0$, nous avons, $z = g(x)$, et

$$\frac{\partial g}{\partial x} = -\left(\left.\frac{\partial \Phi}{\partial z}\right|_{x,z}\right)^{-1} \left(\left.\frac{\partial \Phi}{\partial x}\right|_{x,z}\right). \tag{A.7}$$

Alors, une simple dérivation temporelle de (A.6) donne

$$\dot{z} = \frac{\partial g}{\partial x}\dot{x}.$$

En utilisant (A.7), on obtient finalement

$$\dot{z} = -\left(\left.\frac{\partial \Phi}{\partial z}\right|_{x,z}\right)^{-1} \left(\left.\frac{\partial \Phi}{\partial x}\right|_{x,z}\right) F(x,z,u).$$

□