



HAL
open science

Modélisation et commande de systèmes de conversion d'énergie pour l'automobile.

Fehd Ben Aicha,

► **To cite this version:**

Fehd Ben Aicha,. Modélisation et commande de systèmes de conversion d'énergie pour l'automobile..
Automatique / Robotique. Université de Metz, 2008. Français. NNT: . tel-00878714

HAL Id: tel-00878714

<https://theses.hal.science/tel-00878714>

Submitted on 30 Oct 2013

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.



N d'ordre :

UNIVERSITÉ DE METZ

THÈSE

pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ PAUL VERLAINE - METZ

Spécialité : AUTOMATIQUE

présentée et soutenue publiquement

par

Fehd BEN AICHA

le 24 novembre 2008

Sujet de la thèse :

Modélisation et commande de systèmes de conversion d'énergie pour l'automobile.

JURY

MM.	J.	DAAFOUZ	Examineur
	D.	HISSEL	Rapporteur
	A.	RACHID	Rapporteur
	K.	BENCHERIF	Examineur
	J.C	VIVALDA	Directeur de Thèse
	M.	SORINE	Directeur de Thèse

بِسْمِ اللّٰهِ الرَّحْمٰنِ الرَّحِیْمِ

Résumé

Le contexte de cette thèse est l'étude de deux solutions technologiques en cours d'évaluation pour résoudre des problèmes énergétiques, environnementaux et économiques posés par le transport automobile. La première est une solution de rupture consistant à développer un groupe motopropulseur avec pile à combustible et reformeur embarqué. La deuxième solution, plus classique, tire profit des nombreux travaux faits sur les moteurs thermiques dépollués.

Le travail réalisé concerne le développement de lois de commande et de diagnostic permettant d'optimiser le rendement dynamique du groupe motopropulseur sous contraintes d'autonomie, de pollution et de coût. Cela nous a conduit à proposer des modèles réduits des principaux phénomènes physico-chimiques mis en jeu dans les différents organes de deux groupes motopropulseurs.

L'étude approfondie de ces deux systèmes nous a révélé plusieurs similitudes structurelles qui nous ont permis de formaliser un problème de commande commun à ces deux systèmes de conversion d'énergie. Nous avons alors proposé une loi de commande quasi optimale d'un groupe motopropulseur assez général sous les contraintes définies précédemment. Les différents modèles sont validés avec des essais expérimentaux et les algorithmes de commande et de diagnostic sont validés en simulation et en prototypages.

Mots-clés

- Automatique : Modélisation, Réduction de modèles, Commande, Diagnostic
- Automobile : Groupe motopropulseur, Pile à combustible, Reformeur, Condenseur, Catalyseur d'oxydation, Filtre à particules
- Divers : Electrochimie, Thermique, Catalyse, Combustion, Condensation, Gestion d'énergie, Gestion de stocks, Dépollution

Abstract

During this PHD, we have studied two technological solutions being involved for solving energy, environmental and economic problems related with transport area. The first solution treats a new concept based on the development of a powertrain plant with on board Fuel Cell and on board reformer. The second solution is based on the evolution of the classic engine. Thus, it takes advantage of several previous developments. In this study, we propose control laws and diagnosis in order to optimize the efficiency of the powertrain plant under autonomy, pollution and cost constraints. This led us to develop reduced models of physical and chemical phenomena involved on powertrain components. When studying the two systems, we found several structural similarities which have enabled us to formalize a common control problem. Then we proposed a general almost optimal control law under the constraints set above. The different models are validated thanks to experimental tests. Algorithms of control and diagnosis are validated in simulation and using prototyping tools.

Key words

- Automatic : Modelling, Model reduction, Control, Diagnosis
- Automotive : Powertrain, Fuel Cell, Reformer, Condenser, Oxidation catalysis, Particulate filter
- Others : Electrochemistry, Thermal, Catalysis, Combustion, Condensation, Energy management

Remerciements

Mes premières pensées vont aux membres de ma famille, qui bien qu'étant loin physiquement, étaient très proches par leur soutien ininterrompu, leurs précieux conseils et leur inestimable solidarité.

Je tiens à remercier :

Messieurs Michel SORINE et Jean Claude VIVALDA, respectivement Directeur et Chargé de Recherche à l'INRIA, pour leur encadrement, leurs compétences et leurs disponibilités tout au long de ce travail de thèse.

Monsieur Jamel DAAFOUZ, Maître de conférences à l'Université de Metz, pour m'avoir fait l'honneur de présider le jury de ma thèse.

Monsieur Daniel HISSEL, Professeur à l'Université de Technologie de Belfort- Montbéliard, et Monsieur Ahmed RACHID, Professeur à l'université de Picardie Jules Vernes - Amiens, pour avoir accepté de juger mon rapport de thèse.

Monsieur Karim BENCHERIF, Chef de projets au sein de la direction des avant projets mécanique de RENAULT, pour avoir été un tuteur de thèse à la fois compétent et disponible.

Monsieur Lionel CORDESSE, chef de l'UET Powertrain du PUCE Contrôle des Systèmes de RENAULT, pour tout le support qu'il m'a fourni.

Monsieur Luc BOURGEOIS, responsable du PUCE Contrôle des Systèmes de RENAULT, pour m'avoir accueilli dans son équipe.

Tous les anciens et actuels membres du PUCE Contrôle des Systèmes de RENAULT, notamment, Ali ACHIR (est ce que tu pense toujours qu'on peut exploiter le désert Algérien pour vendre du poisson congelé ?), Marc Lucéa (mon ancien voisin de bureau), Damiano DIPENTA, Nicholas ROMANIS, Vincent TALON, Vincent LE-LAY, Yves LE VOURCH, Claire OBERTI, Laurence ZETTWOOG, Christine SANGER, Catherine ALBEROTA, Samuel , Marcos MARCILIA (mon coach powerpoint), ...

Tous les anciens membres des projets RESPIRE, EPM et IDEAS, notamment, Fabien BOUDJEMAA, Pascal ARCHER, Chi LE THIAL, Julien METAYER, Stéphane EYMERIE, Nathalie LEGLON (merci pour tes documents sur comment réussir un entretien), François FRESNET, Pierre DARCY, Stéphane SADAI, Sandrine BERARD, Marie pierre SABY, ...

Tous les anciens et actuels membres du projet SYSIPHE à l'INRIA, notamment, Pierre Alexandre BLIMAN, Karima DJEBELLA, Meriem TAOUS LALEG, Mehdi ADMANE, Pierre-lin POMMIER, Mohamed SAFA, ...

Enfin, je profite de cette page de remerciement pour adresser mes salutations à mes amis du Techno-centre, de Guyancourt et de Trappes, avec qui j'ai passé des agréables moments durant cette thèse (ce qui se passe en dehors du travail joue un rôle très important pour l'avancement du travail), notamment, Abderrahim EL GUENDOZ, Abdelileh FAROUK, Jabir FAROUK, Ridha EL HAJJAJI, Khalid TAHIRI, CARLOS... (qui sont toujours partant pour un match de foot, un barbecue, ou une bonne oeuvre).

Table des matières

Contexte de l'étude et objectifs de la thèse	25
I Etude du système pile à combustible et du système moteur thermique dépollué	35
1 Structure commune aux deux groupes motopropulseurs (GMP) étudiés	41
1.1 Module de puissance (MDP)	42
1.1.1 Module de combustion (MDC)	44
1.1.2 Module de traitement de fluides (MTF)	44
1.1.3 Module de traitement thermique (MTT)	46
1.2 Module de commande et de diagnostic (MCD)	47
2 Axes de comparaison entre les deux systèmes	49
2.1 Axe n° 1 : consommation	49
2.2 Axe n° 2 : pollution	51
2.3 Axe n° 3 : autonomie	51
2.4 Axe n° 4 : coût	52
2.5 Axe n° 5 : densité d'énergie	52
2.6 Synthèse sur les axes de comparaison entre les deux groupes motopropulseur	52
3 Problème de commande commun aux deux groupes motopropulseur	55
3.1 Traduction de la volonté conducteur	55
3.2 Gestion du stock de la batterie	56
3.3 Optimisation du rendement du GMP sous contraintes d'autonomie et de pollution	57
3.3.1 Modèle du GMP	57
3.3.2 Position du problème d'optimisation	58

3.3.3	Réduction du problème d'optimisation	59
3.4	Démarche suivie pour résoudre le problème d'optimisation	63
II	Etude d'un groupe motopropulseur avec pile à combustible	65
4	Contexte de l'étude et position des problèmes spécifiques au GMP étudié	67
4.1	Revue des principales architectures du groupe motopropulseur avec pile à combustible	68
4.1.1	Le cas général	68
4.1.2	Système pile à combustible avec reformeur embarqué	72
4.2	Enjeux de l'étude du groupe motopropulseur avec pile à combustible et reformeur embarqué (GMP/PAC)	78
5	Modélisation du module de puissance (MDP) du GMP/PAC	79
5.1	Modélisation du module de combustion (MDC)	79
5.1.1	Modélisation dynamique de la pile à combustible	79
5.1.1.1	Revue de modèles existants	79
5.1.1.2	Proposition d'un modèle 0D de la pile	81
5.1.2	Synthèse d'un modèle de la pile à combustible	90
5.2	Modélisation du module de traitement de fluides (MTF)	90
5.2.1	Présentation du modèle utilisé pour le reformeur	91
5.2.2	Modélisation du système d'air	100
5.3	Modélisation du module de traitement thermique (MTT)	100
5.3.1	Modélisation dynamique d'un échangeur de chaleur	100
5.3.1.1	État de l'art	101
5.3.1.2	Hypothèses de modélisation	104
5.3.1.3	Modélisation 1D d'un échangeur	106
5.3.1.4	Proposition d'un modèle 0D de l'échangeur de chaleur	108
5.3.2	Modélisation d'un radiateur	115
5.3.3	Modélisation des conduites	116
6	Modélisation du GMP avec pile à combustible et reformeur embarqué	117
6.1	Modélisation du convertisseur de puissance (CP) : le moteur électrique	117
6.2	Modélisation du stock d'eau	118
6.3	Synthèse du modèle du GMP/PAC	121

6.4	Identification et validation	125
6.4.1	Pile à combustible	125
6.4.1.1	Validation du modèle électrique de la pile	125
6.4.1.2	Validation du modèle thermodynamique de la pile	126
6.4.2	Échangeur de chaleur	128
6.4.2.1	Identification	128
6.4.2.2	Validation	129
6.5	Conclusion	135
7	Module de commande et de diagnostic (MCD)	137
7.1	Rappel modélisation du système pile à combustible	137
7.2	Application pour le dimensionnement	139
7.3	Applications pour la commande	141
7.3.1	Optimisation du rendement du GMP/PAC sous contraintes	141
7.3.1.1	Position du problème d'optimisation	141
7.3.1.2	Expression de la volonté du conducteur	143
7.3.1.3	Contraintes sur le bilan d'eau	144
7.3.1.4	Optimisation du rendement	146
7.3.2	Contrôle du module de puissance	146
7.3.3	Cahier des charges	147
7.3.3.1	Régulation modulaire de la thermique du module de puissance	148
7.3.3.2	Commande de la boucle primaire	148
7.3.3.3	Commande de la boucle secondaire	165
7.4	Validation en simulation des lois de commande	168
7.4.1	Régulation Thermique du module de puissance	168
7.4.1.1	Commande multivariable	169
7.4.1.2	Comparaison entre la commande multivariable et la commande PI	170
7.4.2	Gestion du stock d'eau	170
7.5	Application pour la surveillance du bilan d'eau	173
7.6	Conclusion	175

III	Étude d'un groupe motopropulseur avec moteur thermique	177
8	Contexte de l'étude et position des problèmes spécifiques aux GMP avec moteur thermique Diesel (GMP/MTD)	179
8.1	Revue de quelques architectures du GMP/MTD	180
8.1.1	Le cas général	180
8.1.2	Utilisation d'un actionneur indépendant du moteur pour la régénération du FAP .	181
8.2	Enjeux de l'étude du groupe motopropulseur (GMP) type moteur thermique Diesel avec un Filtre à particule (GMP/MTD)	182
9	Modélisation du module de puissance (MDP) du GMP/MTD	187
9.1	Modélisation du module de combustion (MDC)	187
9.1.1	Modélisation simplifiée du moteur thermique Diesel	187
9.1.1.1	État de l'art	188
9.1.1.2	Modélisation de la combustion pour un mélange à richesse faible	188
9.1.1.3	Modélisation de la puissance effective fournie par le moteur	192
9.1.1.4	Influence du chargement du filtre à particule sur le rendement du moteur thermique	193
9.1.2	Synthèse d'un modèle du moteur thermique Diesel	196
9.2	Modélisation du module de traitement de fluides (MTF)	197
9.2.1	Modélisation du système d'air	197
9.2.2	Modélisation du filtre à particules	197
9.2.2.1	Propriétés et fonctionnement du filtre à particules	197
9.2.2.2	État de l'art	199
9.2.2.3	Modèle de chargement du filtre à particules	200
9.2.2.4	Modèle du déchargement du filtre à particules	205
9.2.2.5	Synthèse d'un modèle du FAP	206
9.2.3	Modélisation du reformeur	208
9.2.3.1	État de l'art	208
9.2.3.2	POX stœchiométrique	208
9.2.3.3	Énergie de Gibbs	209
9.2.4	Modélisation du catalyseur d'oxydation	210
9.2.4.1	Analyse des essais	211
9.2.4.2	Hypothèses de modélisation	212

9.2.4.3	Modélisation 1D du catalyseur	212
9.2.4.4	Proposition d'un modèle 0D du catalyseur	215
9.2.4.5	Modèle réduit pour la commande	216
9.3	Modélisation du module de traitement thermique (MTT)	217
10	Modélisation du GMP avec moteur thermique Diesel et filtre à particules	219
10.1	Modélisation du convertisseur de puissance (CP) : la boîte à vitesse	219
10.2	Modélisation du stock d'huile	219
10.3	Synthèse du modèle du GMP/MTD	219
10.4	Identification et validation	220
10.4.1	Catalyseur d'oxydation	220
10.4.2	Filtre à Particules	225
10.5	Conclusion	227
11	Module de commande et de diagnostic (MCD)	229
11.1	Application pour l'estimation	229
11.1.1	Étude de sensibilité du modèle de chargement du Filtre à Particules	229
11.1.2	Estimation de masse de suie dans le FAP	231
11.1.2.1	Modélisation simplifiée pour le calcul du gain de Kalman	232
11.1.2.2	Le gain de Kalman en régime non-stationnaire	233
11.1.2.3	Estimation de la quantité de suies dans le FAP	233
11.1.2.4	Contraintes sur le modèle de suies sortie moteur	235
11.2	Applications pour la commande	236
11.2.1	Cahier des charges	236
11.2.2	Optimisation du rendement du GMP/MTD sous contraintes	237
11.2.3	Contrôle de la régénération du FAP	239
11.2.3.1	Commande PID à gains variables	239
11.2.3.2	Commande LPV	241
11.3	Application pour le diagnostic	248
11.3.1	Différents objectifs du diagnostic	248
11.3.2	Estimation du rendement reformeur	249
11.3.2.1	Mise en oeuvre	250
11.3.2.2	Résultats de l'estimateur en simulation et sur banc d'essai	251

11.4 Conclusion	253
IV Comparaison entre les deux systèmes étudiés	255
12 Synthèse des axes de comparaisons entre les GMP étudiés	257
12.1 Consommation de carburant des deux types de GMP	259
12.1.1 Cas du GMP/PAC	259
12.1.2 Cas du GMP/MTD	261
12.2 Pollution produite par chacun des deux types de GMP	262
12.2.1 Cas du GMP/PAC	262
12.2.2 Cas du GMP/MTD	262
12.3 Autonomie des deux types de GMP	263
12.3.1 Cas du GMP/PAC	263
12.3.2 Cas du GMP/MTD	265
12.4 Comparaisons du coût de deux systèmes	265
13 Analyse et comparaisons des résultats obtenus	267
Conclusion et perspectives	269
Annexes	273
A Equations 1D pour un écoulement fluide	275
B Modèle 0D de l'échangeur avec n points d'approximations de la méthode de trapèze	279
C Expression du rendement énergétique du moteur thermique	281
D Proposition d'une loi de commande optimale pour le GMP/PAC	285
E Rappel sur le backstepping	289
F Productions scientifiques	291
Références bibliographiques	292

Table des figures

1	Cycle européen normalisé NEDC	25
2	Les politiques environnementales en France sur les gaz à effet de serre et les polluants . .	28
3	Produit Renault et évolution de la norme CAFE CO_2	28
4	La taxe TVS	29
5	Graphique de l'évolution du prix du baril de pétrole	31
6	Graphique de l'évolution du prix de quelques métaux précieux	31
1.7	Module de puissance de la pile à combustible	37
1.8	Projet Renault de véhicule pile à combustible avec reformage	38
1.9	Moteur thermique avec la ligne de post-traitement	39
1.10	Proto du véhicule du projet IDEAS	40
1.1	Structure commune aux deux groupes motopropulseurs (GMP)	41
1.2	Module de puissance	43
1.3	Module de combustion	44
1.4	Module de traitement de fluides	45
1.5	Éléments de MTF	46
1.6	Module du traitement thermique du groupe motopropulseur	46
2.1	Axes de comparaison entre les deux systèmes	53
3.1	Module de commande et de diagnostic du groupe motopropulseur	62
4.1	Fonctionnement d'un système pile à combustible	68
4.2	Prototypes <i>Hy-Wire</i> et <i>Sequel</i> de General Motors	70
4.3	Bus <i>Citaro</i> , prototypes <i>NECAR</i> et <i>F600 Hygénius</i> de Mercedes	71
4.4	Le dernier prototype <i>Epure</i> de Peugeot	71
4.5	Prototypes <i>FCHV</i> , <i>Fine-S</i> et <i>Fine-X</i> de Toyota	72

4.6	Prototype <i>X-Trail FCV</i> de Nissan	72
4.7	Système pile à combustible avec reformeur embarqué	73
4.8	Schéma simplifié du groupe motopropulseur.	74
4.9	Représentation d'une cellule élémentaire.	75
4.10	Photo d'une des piles à combustible du projet RESPIRE	75
4.11	Bilan énergétique	76
4.12	Module de puissance.	77
4.13	Thermique du groupe motopropulseur	77
5.1	Géométrie du circuit de refroidissement au niveau d'une cellule de la pile	86
5.2	Modèle thermique de la pile	88
5.3	Modèle de la pile	90
5.4	Différents étages du reformeur	90
5.5	Géométrie d'un échangeur	101
5.6	Structure d'un échangeur	101
5.7	Distribution des fluides dans l'échangeur	106
5.8	Humidité relative en fonction de l'abscisse spatial z	111
5.9	Pression de saturation en fonction de la température	112
5.10	Analogie électrique du modèle thermique d'un échangeur de chaleur à $2N_p$ plaques	113
5.11	Modèle d'un échangeur	115
5.12	Radiateurs	115
6.1	Ensemble pile onduleur machine électrique	117
6.2	Décomposition en blocs du circuit de refroidissement du groupe motopropulseur	121
6.3	Modèle du TMP	124
6.4	Résultats des essais et validation du modèle.	125
6.5	Montée en température de pile 1	127
6.6	Montée en température de pile 2	127
6.7	Installation d'un banc d'essais à l'université de Liège.	128
6.8	Corrélation de la température des gaz	130
6.9	Corrélation de la température du liquide de refroidissement	130
6.10	Dynamique de la température des gaz	131
6.11	Corrélation de la température du liquide de refroidissement	131

6.12	Humidité relative à l'entrée de l'échangeur	132
6.13	Débit de l'eau condensée en sortie de l'échangeur pour $H_R^{in} = 100\%$	132
6.14	Corrélation de la température des gaz	133
6.15	Température de l'eau	133
6.16	Humidité relative à l'entrée de l'échangeur	134
6.17	Débit de l'eau condensée en sortie de l'échangeur pour $H_R^{in} = 20\%$	134
7.1	Nouvelle architecture actionneurs du circuit de refroidissement	139
7.2	Commandabilité de la température de la pile dans le du découplage BP-BS	140
7.3	Commande du module de puissance (MDP)	141
7.4	Influence de la température sur la tension de la pile	144
7.5	Influence de la température sur la puissance fournie par la pile	144
7.6	Influence de la température et de la pression sur la quantité d'eau condensée	145
7.7	Influence de la régulation thermique sur le rendement du module de puissance	146
7.8	Commande du module de puissance (MDP)	147
7.9	Illustration de la stratégie de la commande du CRM	148
7.10	Illustration de la stratégie de la commande de la BP	149
7.11	Correcteur H_∞ de la thermique de la pile	150
7.12	Schéma de la méthode de minimisation des sensibilités mixtes	150
7.13	Système augmenté	151
7.14	Gabarit sur la fonction de sensibilité S_s	152
7.15	Gabarit sur la fonction de sensibilité $K^{FC} S_s$	153
7.16	Température de la pile asservie à T_1^{cons}	153
7.17	Température de l'eau de refroidissement à l'entrée de la pile	154
7.18	Le courant produit par la pile	154
7.19	Commande de l'échangeur avec action intégrale	155
7.20	Température des gaz en sortie de	158
7.21	Température des gaz en sortie de	158
7.22	Débit de l'eau glycolée	158
7.23	Débit de l'eau glycolée	158
7.24	Commande de l'échangeur avec action intégrale	159
7.25	Reconstitution des états du modèle de l'échangeur, $\theta = 1$	160
7.26	Reconstitution des états du modèle de l'échangeur, $\theta = 2$	161

7.27	Reconstitution des états du modèle de l'échangeur en présence de bruit de mesure, $\theta = 1$,	5161
7.28	Le débit d'eau glycolée à l'entrée	162
7.29	Les températures à l'entrée	162
7.30	Température régulée des Gaz	164
7.31	Débit de refroidissement $u_s(\hat{x})$	164
7.32	Entrées-sorties de la boucle secondaire	165
7.33	Contrôle de la boucle secondaire	166
7.34	Contrôle de la boucle secondaire	167
7.35	Contrôle de la boucle secondaire	167
7.36	Suivie de consigne pour la température de la pile	169
7.37	Températures des gaz en	169
7.38	Profil du courant imposé à la pile	169
7.39	Contrôle de la fraction d'ouverture du débit vers l'échangeur de couplage	169
7.40	Contrôle des fractions d'ouverture du débit vers les radiateurs Commande multivariable .	170
7.41	Contrôle des fractions d'ouverture du débit vers les radiateurs Commande PI	170
7.42	Températures régulées en différents points critiques du MDP	171
7.43	Variations du volume dans le réservoir tampon du reformeur suite à des échelons contrô- lés des températures sorties des échangeurs de chaleur	172
7.44	Débits sortants des différents condenseurs	172
7.45	Séquence de courant imposée au GMP/PAC	173
7.46	Températures des gaz et de la pile imposées au GMP/PAC	174
7.47	Température moyenne des gaz imposée au GMP/PAC	174
7.48	Débit d'eau condensé dans chaque condenseur	175
7.49	Variations de la quantité d'eau stockée du GMP	175
8.1	Moteur thermique avec la ligne de post-traitement	180
8.2	Système de dépollution, projet EPM	181
8.3	Système de dépollution, projet utilisant un reformeur	182
8.4	Les zones de régénération du FAP	183
8.5	Influence de la précision de la masse sur le gain de volume	184
8.6	Influence de la précision de la régulation thermique sur le choix de la technologie du FAP	184
9.1	Corrélation de la fraction molaire de l'oxygène à la sortie du moteur	191

9.2	Cycle de Beau Rochas d'un moteur thermique	193
9.3	Influence de la variation de la pression d'échappement sur le cycle de Beau-Rochas	194
9.4	Approximation de l'aire de la surface engendrée par le cycle Beau-Rochas	195
9.5	Modèle du moteur thermique Diesel	196
9.6	Vitesses selon l'axe x et y de l'écoulement dans une cellule du FAP	200
9.7	Section d'un filtre à particule	201
9.8	Zone de la régénération passive	203
9.9	Quantité de suie dans le filtre lors d'une régénération et pour différentes valeurs de la température en entrée du filtre	206
9.10	Composition en sortie du reformeur en fonction de la richesse en entrée	210
9.11	Température du gaz en différents endroits du catalyseur	211
9.12	Concentration des différents espèces chimiques dans le catalyseur	215
9.13	Influence de la diffusion sur la température en sortie du catalyseur	216
10.1	Banc moteur du projet IDEAS	221
10.2	Corrélation du modèle pour un essai à débit moteur constant (élevé)	222
10.3	Corrélation du modèle pour un essai à débit moteur constant (faible)	222
10.4	Corrélation du modèle en boucle fermé (correcteur PID) pour des transitoires rapides (deux cycles NEDC)	223
10.5	Corrélation entre température mesurée et sortie modèle lors d'un échelon du débit d'air dans le reformeur et pour un débit sortie moteur fixé, Projet (IDEAS)	223
10.6	Comparaison entre mesures et modèle : plusieurs échelons du débit du 5ième injecteur, débit moteur élevé. Projet (EPM)	224
10.7	Comparaison entre mesures et modèle : plusieurs échelons du débit du 5ième injecteur, débit moteur faible. Projet (EPM)	224
10.8	Sic 1L9	225
10.9	Cordiérite 2L8	225
10.10	Corrélation dynamique sur 500 km	226
10.11	Comparaison modèle-essai entre les instants 0 et 1000s	226
10.12	Comparaison modèle-essai entre les instants 62000 et 63500s	226
10.13	Comparaison modèle-essai entre les instants 107000 et 10900s	226
10.14	Histogramme du modèle sans régénération	227
10.15	Histogramme du modèle avec régénération	227

10.16	Comparaison entre le modèle de perte de charge avec régénération passive et sans régénération passive	227
11.1	Borne inférieure du débit requis en fonction de la précision désiré sur la masse de suies	231
11.2	Estimateur de masse : combinaison entre le modèle moteur et les données du capteur	232
11.3	Estimation de la masse des particules sur cycle V1 (500 km)	234
11.4	Estimation de la masse des particules sur cycle V1 (400 km)	234
11.5	Estimation de la masse des particules en prototypage rapide sur un banc à rouleaux	235
11.6	Commande du module de puissance (MDP)	237
11.7	Stratégie de la régénération du FAP	239
11.8	Schéma 4 blocks	242
11.9	Diagramme de Bode du système et des correcteurs en boucle ouverte	244
11.10	Validation en nominale du contrôle de catalyseur	245
11.11	Température des gaz en entrée du catalyseur	245
11.12	Débit des gaz à l'entrée du catalyseur	246
11.13	Régulation de la température Tefap sur deux cycles NEDC	246
11.14	Performances du correcteur PID sur véhicule	247
11.15	Banc à Rouleaux du projet EPM	247
11.16	Comparaison entre les résultats de la commande LPV et celle du PID à gains variables	248
11.17	Comparaison entre la commande LPV et celle du PID à gains variables	248
11.18	Débit moteur	252
11.19	Introduction de défaut pour le diag (chute de la température en entrée du catalyseur)	252
11.20	Rendement du reformeur sur banc sans introduction de défauts (Kalman étendu)	252
11.21	Rendement du reformeur en simulation lorsqu'on introduction le défaut (Kalman étendu)	252
12.1	Extrait du profile de vitesse pour un cycle V ₁	258
12.2	Puissance transmise aux roues en fonction de la vitesse du véhicule	258
12.3	distance parcourue par le véhicule pour un cycle V ₁	259
12.4	Charge du module de puissance	260
12.5	Rendement du MDP sur 100 km de cycle V1	260
12.6	Consommation du MDP (essence)	261
12.7	Rendement du MTD sur 100 km de cycle V1	261
12.8	Consommation du MTD (Diesel)	262

12.9	Respect des normes pour le véhicule avec reformeur, NOxTrap et FAP	263
12.10	Températures régulées en différents points critiques du MDP	263
12.11	Variations du volume dans le réservoir tampon du reformeur	264
12.12	Débit sortant des différents condenseurs	264
13.1	Axes de comparaison entre les deux systèmes	267
C.1	Cycle de Beau Rochas théorique	281
C.2	Cycle de Beau Rochas d'un moteur thermique	282
C.3	Cycle de Beau Rochas réel avec les pertes de forme	282
D.1	Algorithme de résolution du problème d'optimisation	287

NOMENCLATURE

Lettres latines

A_f	section de passage du fluide $f \in \{g, c\}$.
C_A^i	concentration de l'espèce chimique A à la position $i \in \{in, out\}$.
C_{px}	capacité calorifique $x \in \{g, c, p\}$.
D_h	diamètre hydraulique.
ΔP	perte de charge (différence entre la pression en sortie et pression en entrée).
H	hauteur d'un canal dans le FAP.
h	enthalpie libre.
H_R^x	humidité relative $x \in \{in, out\}$.
K_f	coefficients de convection thermique $f \in \{g, c\}$.
L	longueur géométrique.
L_v	chaleur latente de condensation de l'eau
λ_f	conductivité thermique du fluide $f \in \{g, c, e\}$.
M_f	masse molaire du fluide $f \in \{g, c, e\}$.
μ_f	coefficient de viscosité $f \in \{g, c, e\}$.
m_p	masse de particules dans le Filtre à particules (FAP).
m_s	masse de la pile.
N^{MOT}	régime moteur.
n_f	débit molaire du fluide f .
P_f^X	pression moyenne du fluide $f \in \{g, c\}$ au niveau du composants $X \in \{E, AN, CAT\}$.
$P_f^{X,i}$	pression du fluide à la position $i \in \{in, out\}$ du composants $X \in \{E, AN, CAT\}$.
P_m	périmètre mouillé.
P_{sat}	pression de saturation.
Q_f	débit massique du fluide $f \in \{g, c, v\}$.
Q_v^E	débit moyen de la vapeur d'eau dans l'échangeur E .
Q_{vol}	débit volumique.
Re	nombre de Reynolds.
ρ_x	masse volumique de l'espèce $x \in \{g, c, v, e\}$.
SO_C	état de la charge de la batterie.
SO_F, SO_e, SO_h	état du stock du fluide, état de stock de l'eau et état de stock de l'huile.
S_x	surface d'échange thermique $x \in \{g, c\}$.
T_f	température moyenne du fluide $f \in \{g, c\}$.
T_f^E	température moyenne du fluide f dans l'échangeur E .
$T_f^{X,i}$	température du fluide f dans le composant $X \in \{E, AN, cat, NT, DOC, FAP, MOT, ref, mel\}$ à la position $i \in \{in, out\}$.
V, Vol	volume.
W^X	puissance dégagé par le composant $X \in \{FC, MOT\}$.
$W_{f,s}^X$	puissance échangée entre le fluide f et le solide $f \in \{g, c\}$.
$W_{e,s}$	puissance électrique dégagée par les réactions exothermiques au niveau de la pile.
W_g	puissance thermique dégagée par les réactions d'oxydation dans le catalyseur.
w, w_s	épaisseur de la couche de particule, respectivement de la paroi filtrante dans le FAP.
x_v	fraction molaire de la vapeur entrante dans le condenseur.
Y	fraction molaire.
α^X	pourcentage de débit qui passe dans le composant $X \in \{E, RHT, RBT\}$.

Indices & Exposants :

a air.
 c fluide de refroidissement (eau glycolée / eau).
 e eau.
 g gaz (reformat / air).
 p paroi.
 v vapeur d'eau.

e_i élément d'un échangeur de chaleur.
 E échangeur de chaleur.
 in en entrée.
 out en sortie.
 R radiateur.

Notations mathématiques

$$\begin{aligned} |a|_+ &= a \text{ si } a > 0 \\ &= 0 \text{ si } a \leq 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} |a|_- &= -a \text{ si } a < 0 \\ &= 0 \text{ si } a \geq 0 \end{aligned}$$

$$\beta(X) = X|X|$$

Acronymes :

AMS	Air Management System.
AUX	Auxiliaires.
AV	Aérodynamique Véhicule.
AN	Anode.
CAT	Cathode.
BY	Bypasse.
BAT	Batterie.
CA	Condenseur Anodique .
CC	Condenseur Cathodique .
CPA	Condenseur Pré-Anodique .
CRM	Circuit de Refroidissement du Module de puissance.
CT	Catalyseur.
DOC	Diesel Oxidation Catalysis
EC	Echangeur de Couplage .
EPC	Echangeur Pré-Cathodique .
ES	Electronique du Système pile à combustible.
FAP	Filtre à Particules
FC	Fuel Cell (pile).
FPS	Fuel Processor System.
MTF	Contrôleur de Fluides.
INJ	Injecteur.
MDP	Module De Puissance.
MTD	Moteur Thermique Diesel.
MEL	Mélangeur.
MOT	Moteur.
NT	NOx Trap.
PBP	Pompe Boucle Primaire (eau pure).
PBS	Pompe Boucle Secondaire (eau glycolée).
RBT,RHT	Radiateurs Basse et Haute Température
RBTBy,RHTBy	{Radiateurs Basse (respectivement Haute) Température, Bypass}
POP	Pompe.
MTT	Contrôleur Thermique.
REF	Reformeur.
TMP	Thermique Module de Puissance.
SIL	Silencieux.
VN	Vanne.

Introduction générale

Si le XXe siècle a connu un développement spectaculaire de l'automobile et de l'aviation, le XXIe verra le transport routier se développer dans des proportions tout aussi impressionnantes, puisque dans les trente prochaines années, le nombre de véhicules en circulation progressera de 80 %. Cette forte poussée s'explique surtout par la demande des pays émergents (+ 180 %). Le phénomène est préoccupant à deux titres : les réserves pétrolières non renouvelables et la pollution importante engendrée par les transports.

Normes anti-pollution

Depuis plusieurs années, les normes anti-pollution n'ont cessé d'être de plus en plus sévères. L'objectif de ces normes est de baisser le niveau des émissions polluantes des véhicules automobiles. Plusieurs composantes interviennent dans une norme anti-pollution. On peut citer notamment :

- Le niveau maximal d'émissions
- Le diagnostic des organes anti-pollution

Le niveau des émissions d'un véhicule porte sur une partie des polluants émis par celui-ci, appelés "polluants réglementés". Ces polluants sont : le monoxyde de carbone (CO), les hydrocarbures imbrûlés (HC), les oxydes d'azote (NO_x) ainsi que les particules pour les véhicules Diesel. Ces émissions sont généralement évaluées sur un profil de conduite appelé "cycle normalisé". En Europe, il s'agit du cycle NMVEG (voir figure 1) composé d'un cycle dit "urbain" répété trois fois, et d'un cycle dit "suburbain".

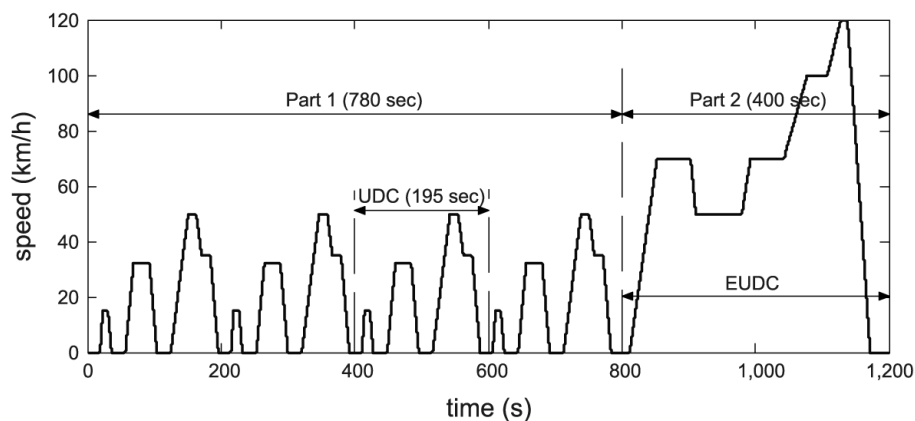


FIG. 1 – Cycle européen normalisé NEDC

Le niveau des normes dépend de la catégorie du véhicule et de son type de carburant. Le tableau 1 illustre l'évolution de ces niveaux en Europe pour les véhicules particuliers essence et Diesel. Ces niveaux doivent être vérifiés sur le véhicule neuf, et de plus, leur durabilité doit être vérifiée jusqu'à un niveau de roulage déterminé (de 80000 à 160000 km selon les normes). Dans ce dernier cas, un facteur de durabilité est appliqué (entre 1 et 1.2 en Europe).

En plus de la mesure sur cycle normalisé qui permet d'homologuer le véhicule, on a introduit des contrôles de conformité en service (contrôles "In Use"). Cette obligation a été introduite en Europe à partir de 2000 et elle concerne les véhicules de moins de 5 ans et/ou de 80000 km. Des campagnes de rappel sont possibles en cas de non-conformité.

La deuxième composante importante des normes anti-pollution est le diagnostic des organes anti-pollution. Il s'agit de l'obligation d'équiper le véhicule de composants permettant de détecter la détérioration d'un ou plusieurs organes composant le système anti-pollution du véhicule.

Ce type de normes existe aux États-Unis depuis les années 90 (normes OBD et OBD II), il est obligatoire en Europe (norme EOBD) depuis 2000 pour les véhicules essence et depuis 2003 pour les véhicules Diesel. Pour le cas de cette norme, l'obligation est faite d'allumer un voyant appelé MIL (pour Malfunction Indicator Led) si la défaillance d'un des composants surveillés fait que le véhicule dépasse un certain seuil d'émissions.

Le défaut doit alors être enregistré dans la mémoire du calculateur. Le niveau des émissions est mesuré sur le cycle normalisé, le tableau donne les valeurs correspondantes pour la norme EOBD (EURO 2000).

Enfin, il est à noter que la consommation des véhicules fait l'objet de normes spécifiques que nous ne détaillerons pas dans cette étude.

L'objectif de ces normes est de baisser le niveau des émissions polluantes des véhicules automobiles. Plusieurs composantes interviennent dans une norme anti-pollution. Ici, le constructeur Renault ou Nissan n'a pas le choix, il doit s'adapter aux normes, ce qui peut avoir des impacts importants sur les résultats financiers comme le montre la figure ci-dessous.

Les constructeurs de véhicules particuliers et de véhicules utilitaires sont actuellement confrontés à deux problématiques intimement liées : l'énergie nécessaire au véhicule (qui est liée à la consommation en carburant) et la pollution des véhicules. L'énergie du véhicule est tout d'abord l'énergie nécessaire à la traction mais aussi couvre aussi un autre besoin énergétique lié à la consommation des différents auxiliaires électriques, qui assurent les fonctions telles que, l'éclairage, le démarrage, la climatisation voir la figure 1.1 ... Ceci ne correspond qu'à une partie des polluants, les polluants réglementés :

- monoxyde de carbone (CO) ;
- hydrocarbures imbrûlés (HC) ;
- oxydes d'azote (NOx) ;
- et pour un moteur diesel, les particules.

Le niveau d'émissions maximal autorisé est différent selon la catégorie du véhicule et le type de carburant. Le tableau suivant présente une évolution des émissions autorisées pour les véhicules particuliers. Avant commercialisation, il est vérifié sur véhicule neuf, et au bout d'un kilométrage de roulage déterminé. Il est prévu, dans le futur, des contrôles de conformité, une fois le véhicule vendu au client.

	Essence			
	<i>CO</i>	<i>HC</i>	<i>NO_x</i>	<i>HC + NO_x</i>
EURO I (1993)	2.7	-	-	1.0
EURO II (1996)	2.2	-	-	0.50
EURO III (2000)	2.3	0.20	0.15	-
EURO IV (2005)	1.0	0.10	0.08	-
EURO V (2008)	2.3	0.20	0.15	-
EURO VI (prévision)	1.0	0.10	0.08	-

		Diesel			
		<i>CO</i>	<i>NO_x</i>	<i>HC + NO_x</i>	Particules
EURO II (1996)	IDI ¹	1.0	-	0.70	0.08
	DI ²	1.0	-	0.90	0.10
EURO III (2000)		0.64	0.50	0.56	0.05
EURO IV (2005)		0.50	0.25	0.30	0.025
EURO V (2005)		0.50	0.25	0.30	0.025
EURO VI (prévision)		0.50	0.25	0.30	0.025

TAB. 1 – Evolution des normes anti-pollution en Europe pour les véhicules particuliers (niveau en g/km)

	<i>CO</i>	<i>HC</i>	<i>NO_x</i>	Particules
Essence	3.2	0.4	0.6	-
Diesel	3.2	0.4	1.2	0.18

TAB. 2 – Niveaux d'émissions de la norme de diagnostic EOBD (EURO 2000) pour les véhicules particuliers (g/km)

Il faut noter que les normes de pollution ont un impact financier important sur les résultats financiers des constructeurs automobiles. Dans le cas de Renault pour l'exemple, le respect des normes est de l'ordre du tier de la mage opérationnelle.

Consommation et CO₂

D'un point de vue consommation de carburant qui se retrouve dans les gaz à effet de serre (Norme CAFE), nous assistons en Europe à une tendance forte à imposer des normes sur la consommation des véhicules. Bien que de telles normes ne soient pas universellement entrées en vigueur, les constructeurs européens se sont lancés dans le challenge de baisse de la consommation, et notamment pour atteindre le seuil des 3l/100 km. Par ailleurs, l'Association des Constructeurs Européens d'Automobiles (ACEA) a fourni en 1998 à la Commission Européenne un engagement sur la baisse de consommation globale des véhicules et qui sera à la base des futures normes. Pour simplifier, la norme (CAFE) a été établie suite

au protocole de Kyoto, elle incite les constructeurs automobiles à diminuer leurs émissions de CO_2 . Cet engagement porte sur un objectif de 140 g de CO_2 par kilomètre à l'horizon 2008, ce qui correspond à une consommation de 5 l/100 km environ. Par ailleurs, l'objectif à long terme de la Commission Européenne est d'atteindre 120 g/km à l'horizon 2010.

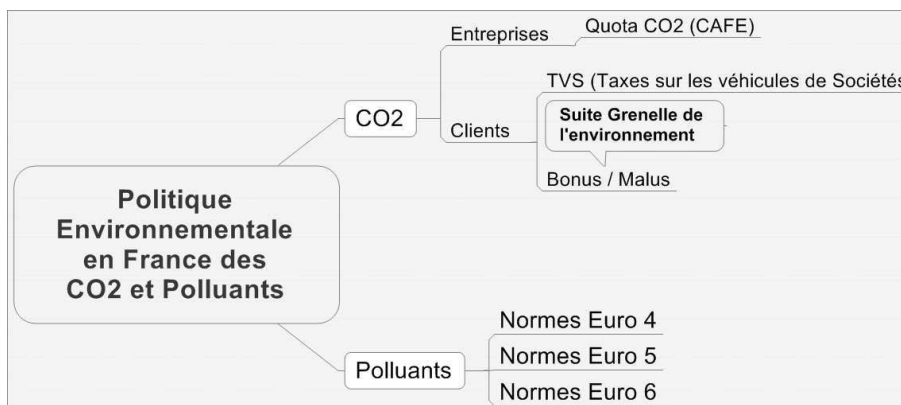


FIG. 2 – Les politiques environnementales en France sur les gaz à effet de serre et les polluants

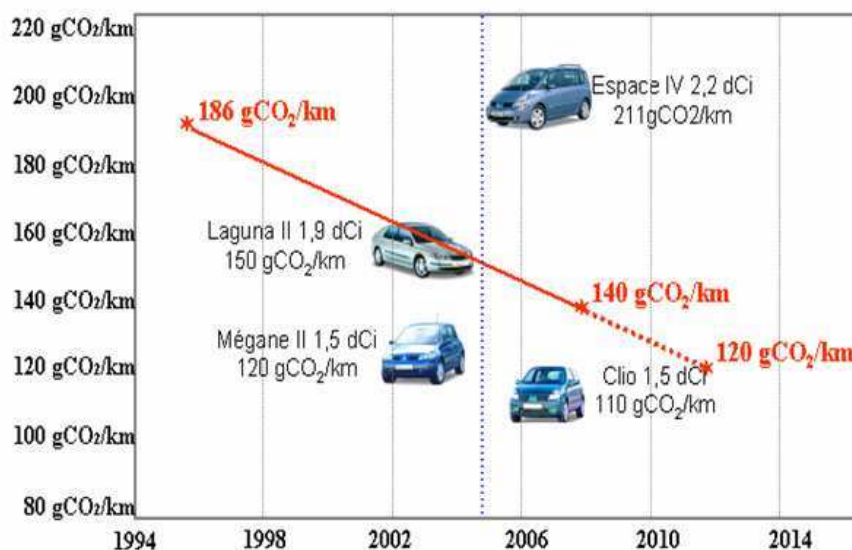


FIG. 3 – Produit Renault et évolution de la norme CAFE CO_2

La France a soutenu, au premier semestre 2007, le projet de création d'un marché de quotas de CO_2 pour les constructeurs automobiles. En clair, les dits industriels mettent sur le marché une gamme de véhicules dont les rejets ne devront pas excéder une certaine limite. Si ces limites étaient dépassées (et elles le sont actuellement par rapport aux engagements pris par les constructeurs européens, japonais et sud-coréens), les constructeurs devraient faire l'acquisition de nouveaux permis d'émission. En date du 7 Février 2007, la communication "COM(2007)19" du Conseil et du Parlement Européen sur la stratégie communautaire de réduction des émissions de CO_2 des voitures et véhicules commerciaux légers reconnaît la nécessité d'une approche intégrée et propose en particulier des mesures d'utilisation

accrues des biocarburants.

A. Mécanisme des quotas CO_2 automobile Le mécanisme d'utilisation et donc d'échange par achat des quotas CO_2 automobile est très simple : chaque constructeur se voit contraint de produire des véhicules respectant le seuil de $120g\ CO_2/km$ pour 2012. Si le véhicule neuf fabriqué produit plus de $120g\ CO_2 /km$, le constructeur devra payer (acheter) annuellement des quotas CO_2 pour chaque tonne de CO_2 produit par ce véhicule sur une base de $15000km$ annuels parcourus en moyenne par ce véhicule. Bourse d'achat de quotas CO_2 et prix : Powernext Carbon (www.powernext.fr) propose, depuis le 24 juin 2004, aux entreprises européennes, engagées dans le processus de réduction des émissions de gaz à effet de serre et ayant l'obligation de détenir les quotas de CO_2 correspondant à leurs émissions réelles, un marché organisé (bourse officielle avec cotation) en continu facilitant l'échange au comptant de quotas de CO_2 et la gestion du risque de non-conformité.

B. Mécanisme de taxes sur les véhicules de sociétés Pour inciter l'acquisition (neuve et d'occasion) de véhicules plus propres, une majoration de la taxe à l'immatriculation sur les cartes grises (sur les véhicules particuliers qui émettent plus de 200 grammes de CO_2 par km, 8% de ventes) est à payer lors de l'immatriculation et ré-immatriculation (changement de carte grise) du véhicule :

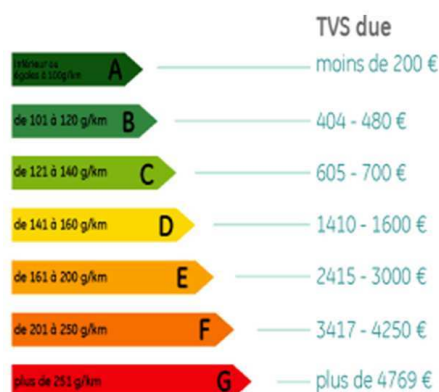


FIG. 4 – La taxe TVS

C. Mécanisme Bonus/Malus pour les véhicules³ Le gouvernement français a envoyé son projet aux commissions parlementaires concernant la mise en place de bonus et de malus en fonction des volumes d'émission de CO_2 des véhicules neufs (tableau (3)). Ce projet comporte également un volet superbonus.⁴ Le gouvernement bonifie les véhicules émettant moins de 130 g de CO_2 par kilomètre parcouru, est neutre pour des véhicules dont les émissions de CO_2 oscillent entre 131 et 160 g de CO_2 par km et pénalise les véhicules émettant plus de 161 g de CO_2 par km parcouru. Depuis le début des discussions du "Grenelle de l'Environnement", les constructeurs ont souligné leurs positions extrêmement favorables concernant des fiscalités de type bonus/malus. Ces fiscalités permettent en effet d'accélérer la diffusion de véhicules à faibles émissions de CO_2 . Cette diffusion est essentielle dans la politique de lutte contre le changement climatique.

³Ce mécanisme est appliqué depuis 2007

⁴Par ailleurs une prime de 5 000 EUR sera accordée pour tout achat de véhicule électrique

Montant bonus	Emission de CO ₂ /km
5000 €	moins de 60g
1000 €	entre 61g et 100g
700 €	entre 101g et 120g
200 €	entre 121g et 130g
Montant malus	Emission de CO ₂ /km
2600 €	au delà de 250g
1600 €	entre 201g et 250g
750 €	entre 166g et 200g
200 €	entre 161g et 165g

TAB. 3 – Montants de bonus et de malus en fonction du volume CO₂ émis (années 2007-2008)

Influences des principaux polluants

Les polluants automobiles présentent des dangers pour la santé humaine. Parmi les principaux effets de ces polluants, nous pouvons citer l'influence du :

- *CO* : affinité pour l'hémoglobine, mortel à faible dose
- *NO* : peu toxique, Précurseur de *NO₂*
- *NO₂* : affection respiratoire, faiblement hydrophile donc difficile à éliminer
- *SO₂* : irritant respiratoire, fortement hydrophile donc s'élimine facilement
- *H₂S* : irritant respiratoire, mortel à faible dose
- Particules : toxicité respiratoire liée à la taille, Atteinte cardiaque, Cancérogènes

Les véhicules produisent également du CO₂, du N₂O et du CH₄ qui sont des gaz à effet serre et par conséquent responsable du réchauffement climatique de la planète.

Augmentation des prix des carburants et de la matière première

Pendant les dix premières années du 21^{ème} siècle, le prix du baril de pétrole a observé une augmentation significative. La figure 6 illustre cette augmentation. Cette augmentation a impliqué une augmentation du prix au litre du carburant. Pour l'exemple : le prix d'un litre de gazole a passé de 80 centimes d'euro en 2000 à 139 centimes en 2008 soit une augmentation de 73 %.

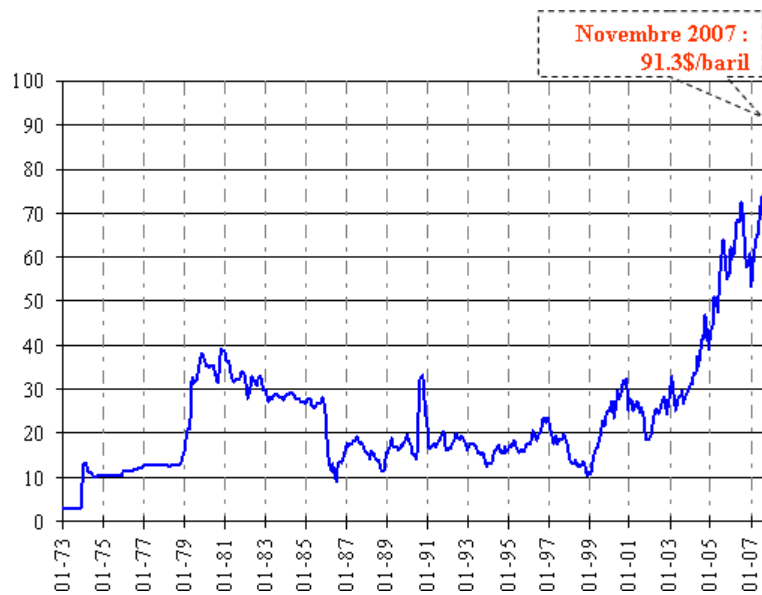


FIG. 5 – Graphique de l'évolution du prix du baril de pétrole

Outre l'augmentation du prix du carburant nous assistons à une augmentation de prix de la matière première. Nous citons spécialement l'augmentation du prix des métaux précieux qui sont largement utilisés pour les réactions catalytique (pile à combustible, reformeur, catalyseur d'oxydation, filtre à particule).

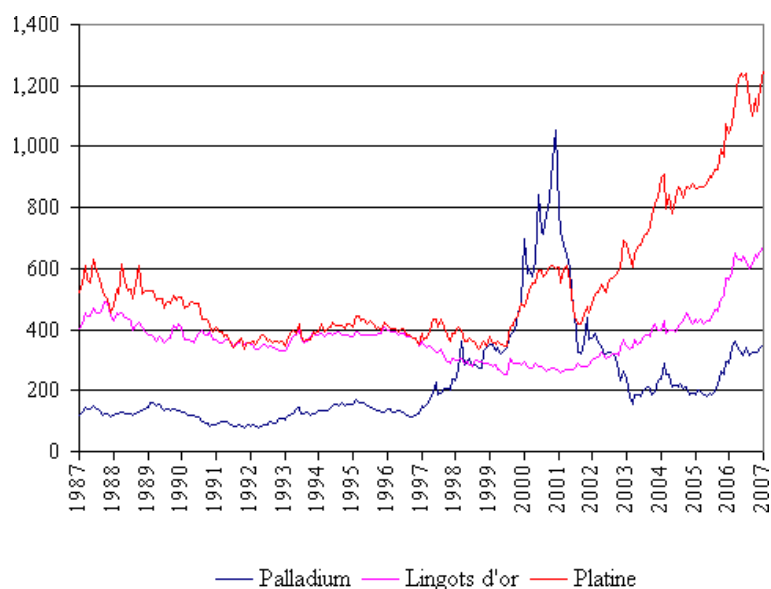


FIG. 6 – Graphique de l'évolution du prix de quelques métaux précieux

Pistes technologique pour réduire la consommation et les émissions polluantes

Pour répondre aux enjeux du développement durable dans l'automobile, la contribution des technologies sera majeure. Les recherches devront être orientées vers :

- la poursuite des efforts en matière de diminution de pollution urbaine ;
- la diminution des émissions de CO₂, en réduisant la consommation unitaire des véhicules ;
- l'amélioration de l'efficacité énergétique des systèmes de motorisation ;
- l'introduction de solutions alternatives.

Toutes les évolutions technologiques devront tenir compte des contraintes propres au marché automobile (concurrence très forte, réglementation, fiscalité) et représenter un coût économique acceptable par le consommateur.

Plan du mémoire de la thèse

Le présent document a été partagé en quatre parties :

La première partie permet de décrire les différentes similarités qui existent entre le système pile à combustible et le système moteur thermique dépollué. Nous allons ainsi présenter la structure commune aux deux groupes motopropulseurs étudiés. Nous allons ensuite définir les axes de comparaisons entre ces deux systèmes énergétiques. Ces axes permettent d'évaluer la consommation, le respect des normes de pollution, l'autonomie, le coût et la densité d'énergie des deux groupes motopropulseurs. Nous allons également définir le cycle de roulage utilisé pour la validation en simulation et expérimentalement. Enfin, nous formalisons un problème de commande commun aux deux systèmes.

La deuxième partie du rapport traite le cas de la solution de rupture : Le groupe motopropulseur avec pile à combustible et reformeur embarqué.

- Le chapitre 2 décrit le contexte de l'étude. Nous présentons l'état de l'art des systèmes avec pile à combustible, ensuite nous détaillons le système du projet RESIPRE sur lequel nous avons travaillé. Nous présentons également les enjeux spécifiques au système étudié.
- Le chapitre 3 est consacré à la modélisation des différents composants du module de puissance du système pile ⁵. Les modèles sont obtenus à partir des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie et à partir des équations d'état des fluides (relation des gaz parfait, équations d'incompressibilité,...). Ces modèles sont à bases, pour la plupart, d'équations aux dérivées partielles. Ils prennent en compte différents phénomènes physico-chimiques : la diffusion, le transport des gaz, les réactions chimiques, les changements d'état des gaz et les réactions électrochimiques. Des versions simplifiées et réduites des modèles sont ensuite développées. On trouvera ainsi une modélisation de la pile à combustible, des échangeurs de chaleur, des radiateurs, du reformeur...
- Le chapitre 4 contient des modèles des différents composants du groupe motopropulseur avec pile à combustible. On trouvera la modélisation du stock d'eau (facteur à optimiser pour améliorer l'au-

⁵pour plus de détail se référer à la partie I.

onomie du véhicule) ainsi que quelques références sur la modélisation des moteurs électriques. Nous présentons également une synthèse du modèle du groupe motopropulseur ainsi qu'une validation expérimentale des différents modèles développés.

- Le chapitre 5 concerne le module de commande et de diagnostic du système pile à combustibles étudié. Nous reprenons dans ce chapitre le problème d'optimisation formalisé dans la première partie. Nous proposons ensuite une loi de commande du groupe motopropulseur. On trouvera ainsi le développement d'algorithmes de commande pour la thermique de la pile à combustible, pour les échangeurs de chaleur ainsi que des lois de surveillance et de diagnostic du bilan d'eau. Nous terminons ce chapitre des résultats de validation en simulation des lois de commande et de diagnostic.

La troisième partie du mémoire est consacrée à l'étude du groupe motopropulseur avec moteur thermique dépollué.

- Le chapitre 6 décrit le contexte de l'étude. Nous présentons l'état de l'art de quelques architectures des moteurs thermiques Diesel dépollués, ensuite nous détaillons les systèmes des projets IDEAS et EPM sur lesquels nous avons travaillé. Nous présentons également les enjeux spécifiques aux systèmes étudiés.
- Le chapitre 7 contient des modèles des différents composants du module de puissance du système moteur thermique dépollué. Les modèles sont obtenus à partir des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie et à partir des équations d'état des fluides (relation des gaz parfait, équations d'incompressibilité,...). Ces modèles sont à bases, pour la plupart, d'équations aux dérivées partielles. Ils prennent en compte différents phénomènes physico-chimiques : la diffusion, le transport des gaz, les réactions chimiques (combustion, catalyse) et les phénomènes pneumatiques (perte de charge d'un gaz dans un milieu poreux). Des versions simplifiées et réduites des modèles sont ensuite développées. On trouvera ainsi une modélisation du moteur thermique, des catalyseurs d'oxydation, des filtres à particules et de leurs influences sur la puissance du moteur ...
- Le chapitre 8 contient des modèles des différents composants du groupe motopropulseur avec moteur thermique dépollué. On trouvera la modélisation du stock d'huile (facteur à optimiser pour améliorer l'autonomie du véhicule) ainsi que quelques références sur la modélisation des boîtes à vitesses mécaniques. Nous présentons également une synthèse du modèle du groupe motopropulseur ainsi qu'une validation expérimentale des différents modèles développés.
- Le chapitre 9 concerne le module de commande et de diagnostic du système moteur thermique Diesel étudié. Nous reprenons dans ce chapitre le problème d'optimisation formalisé dans la première partie. Nous proposons ensuite une loi de commande du groupe motopropulseur. On trouvera ainsi le développement d'algorithmes de commande pour la régulation thermique des gaz en entrée du filtre à particules ainsi que des lois de surveillance et de diagnostic de la masse de suies dans le filtre et du rendement de l'actionneur utilisé pour la régénération du filtre. Nous terminons ce chapitre par des résultats de validation en simulation et expérimentalement des lois de commande et de diagnostic.

La quatrième partie regroupe différents résultats de la comparaison du groupe motopropulseur avec pile à combustible et celui avec moteur thermique dépollué. Les résultats sont classés selon les axes de comparaison définis dans la première partie.

Nous **concluons** ensuite en résumant les principaux résultats obtenus ainsi que les différentes perspectives de la thèse. Après les conclusions et les perspectives, nous rapportons les différentes **bibliographies** utilisées. Le rapport est suivi par des **annexes** sur les détails de quelques calculs, quelques brevets déposés, des améliorations possibles et quelques notions mathématiques et physiques.

Première partie

Etude du système pile à combustible et du système moteur thermique dépollué

Dans le cadre de cette thèse nous avons travaillé sur deux solutions pour remporter les enjeux technico-économiques du transport urbain.

La première solution sur laquelle nous avons travaillé est une solution de rupture. Elle est basée sur l'utilisation d'une pile à combustible associée à un moteur électrique. Cette solution est envisagée en remplacement des moteurs conventionnels (essence ou gazole) avec boîtes à vitesses. Les véhicules équipés d'une pile à combustible alimentée en hydrogène pur ne rejettent pratiquement aucune émission polluante mais souffrent d'un manque d'infrastructure pour le réapprovisionnement en hydrogène. La solution du reformage embarqué couplé à une pile à combustible apparaît alors comme une solution de transition dans l'attente d'un éventuel développement massif des stations à hydrogène. En effet, avec cette technologie le véhicule est directement alimenté avec un carburant conventionnel et bien que ses émissions en CO_2 soient proches de celles d'un moteur Diesel, elles sont divisées par 20 en ce qui concerne les NO_x et le CO .

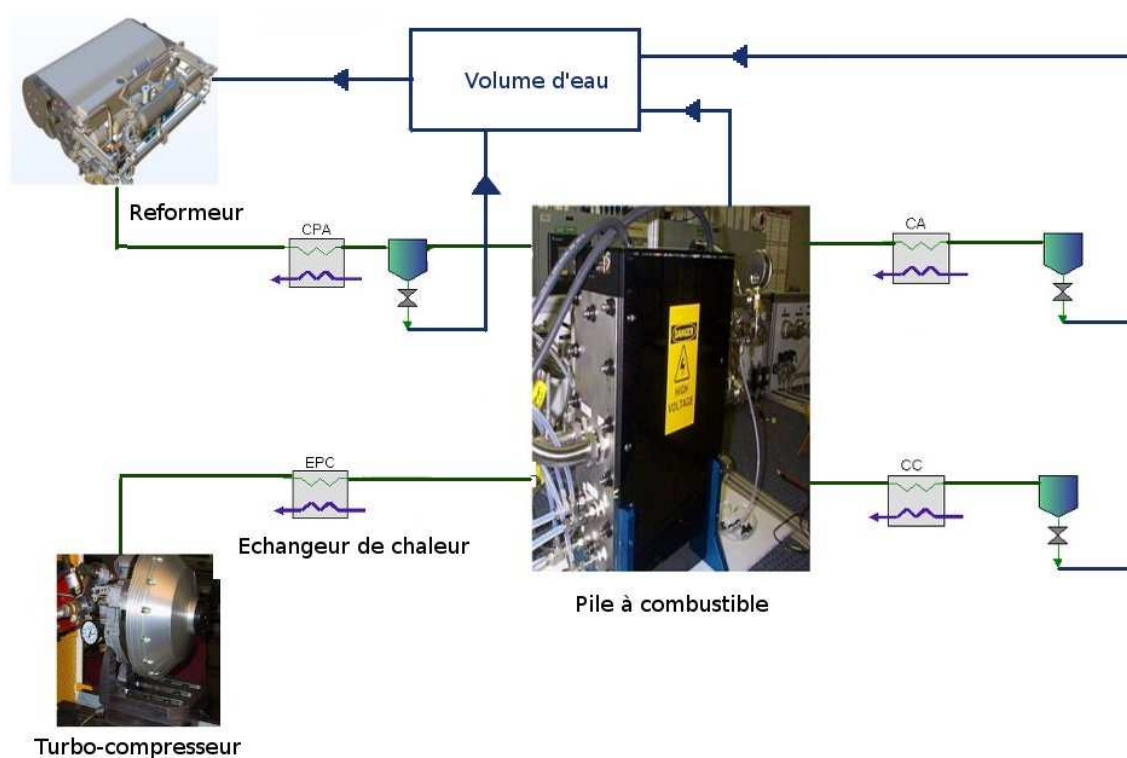


FIG. 1.7 – Module de puissance de la pile à combustible

Le cadre du développement de la solution pile à combustible est le projet **Projet RESPIRE**. Le projet RESPIRE (Réduction des Emissions avec Système Pile à combustible et Reformeur Essence)

est un projet français labellisé par le réseau PACo et financé par l'ADEME, qui avait pour finalité le développement et le test sur banc d'essai d'un système à pile à combustible et à reformeur, complet, autonome et permettant de fournir l'énergie électrique nécessaire à la traction d'un véhicule automobile. Ce projet réunissait plusieurs partenaires industriels et académiques : RENAULT, SNECMA, TOTAL, INRIA, SUPELEC et ARMINES.

La conception du système pile à combustible a démarré dès le début du projet. Des premiers essais ont été réalisés sur un couplage reformeur-pile. Le but était de concevoir un système pile à combustible fonctionnant à partir d'essence qui respecte le cahier des charges d'un véhicule (démarrage, transitoire, bilan d'eau, bilan thermique...) et qui soit compétitif par rapport aux autres technologies utilisées pour la traction automobile.

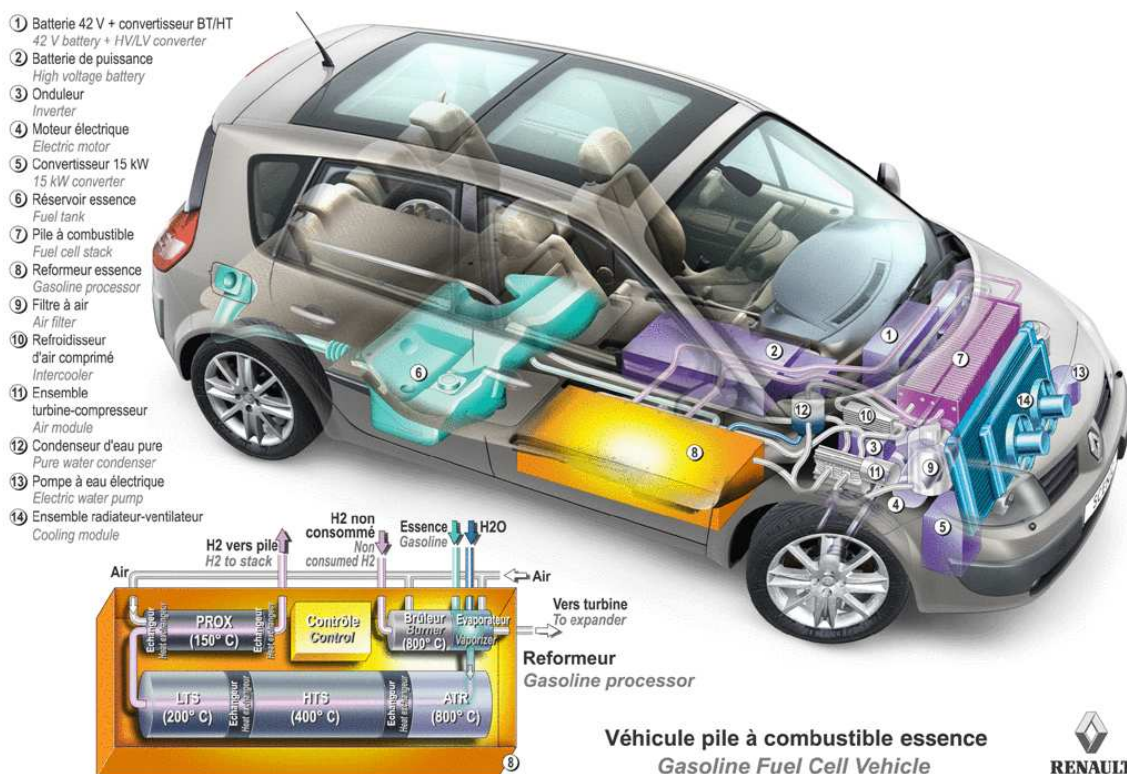


FIG. 1.8 – Projet Renault de véhicule pile à combustible avec reformage

Le but de ce projet était donc de démontrer la viabilité du système pile à combustible incluant un reformeur essence pour une application de traction automobile et d'identifier les points durs du système avant son intégration dans un véhicule.

Le Véhicule à Pile A Combustible (VPAC) présenté en figure 1.8 illustre la voie qu'a retenue Renault en matière d'hydrogène appliqué à l'automobile : un véhicule à pile à combustible avec reformeur embarqué. L'intérêt de cette technologie réside dans le fait de produire directement l'hydrogène à bord du véhicule, sur demande, supprimant ainsi le problème du stockage cryogénique ou sous très haute pression. Cette solution, sur laquelle Renault travaille depuis 2002 dans le cadre de l'Alliance avec Nissan

et de son partenariat avec Nuvera Fuel Cells (qui développe et fabrique un reformeur), est également supposé s'affranchir du délai de mise en place d'un réseau de distribution d'hydrogène. Par ailleurs, la pile, aussi appelée stack, est fournie par la société américaine 3M. Le projet RESPIRE constitue donc une première étape dans le développement du Véhicule à Pile A Combustible Renault.

La deuxième solution sur laquelle nous avons travaillé étant d'optimiser le rendement énergétique d'un moteur thermique dépollué traditionnel sous contrainte de coût. Il s'agit alors de contrôler le système de dépollution afin de respecter les normes européennes. Le contrôle développé doit minimiser la surconsommation de carburant dû à l'ajout de nouveaux auxiliaires, réduire le coût du développement en réduisant les volumes des auxiliaires. Enfin, nous devons agir de sorte que le système de dépollution ait le moins d'impact possible sur le rendement du moteur. Cette solution présente plusieurs avantages :

- les longues années de travaux qui ont été faits sur les moteurs thermique ;
- infrastructure déjà mise en oeuvre pour la distribution du carburant ;
- une bonne autonomie.

Cependant elle présente également des inconvénients :

- pollution élevée ;
- forte dépendance des produits pétroliers ;
- complexité des systèmes de post-traitement.

Page 1 sur 1

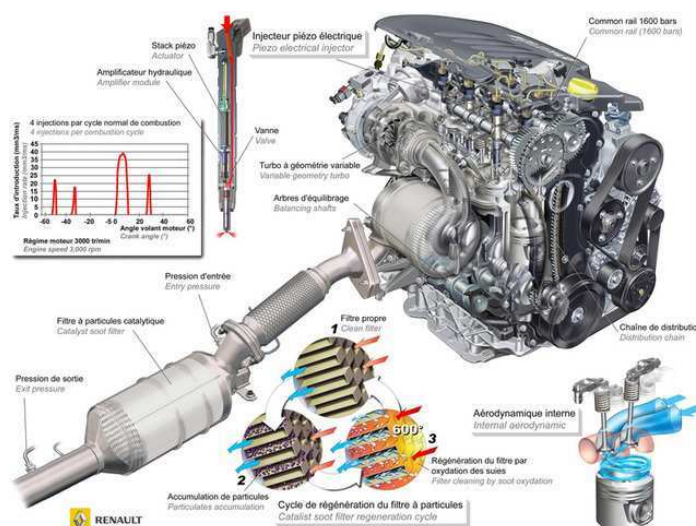


FIG. 1.9 – Moteur thermique avec la ligne de post-traitement

Actuellement le traitement des polluants sortant des moteurs se fait au niveau des catalyseurs en

aval du moteur, la purge de ces derniers est assurée par la variation de la richesse du moteur. Seulement cette solution réduit l'autonomie en huile du véhicule et induit un couplage entre la fonction principale du moteur (fournir la puissance mécanique nécessaire au déplacement du véhicule) et la fonction de traitement des polluants. Renault travaille sur deux solutions alternatives qui visent à réduire le couplage entre le fonctionnement du moteur et celui du système de post-traitement.

Le cadre de développement de la solution avec moteur thermique dépollué sont les projets IDEAS et EPM. La principale différence entre les deux projets réside dans l'actionneur utilisé pour traiter les polluants. Le projet IDEAS utilise un reformeur embarqué alors que le projet EPM utilise un cinquième injecteur.

Comment ça marche ?

IDEAS (Innovative Diesel Exhaust Aftertreatment System)

Injection de réformat à l'échappement pour la dépollution Diesel

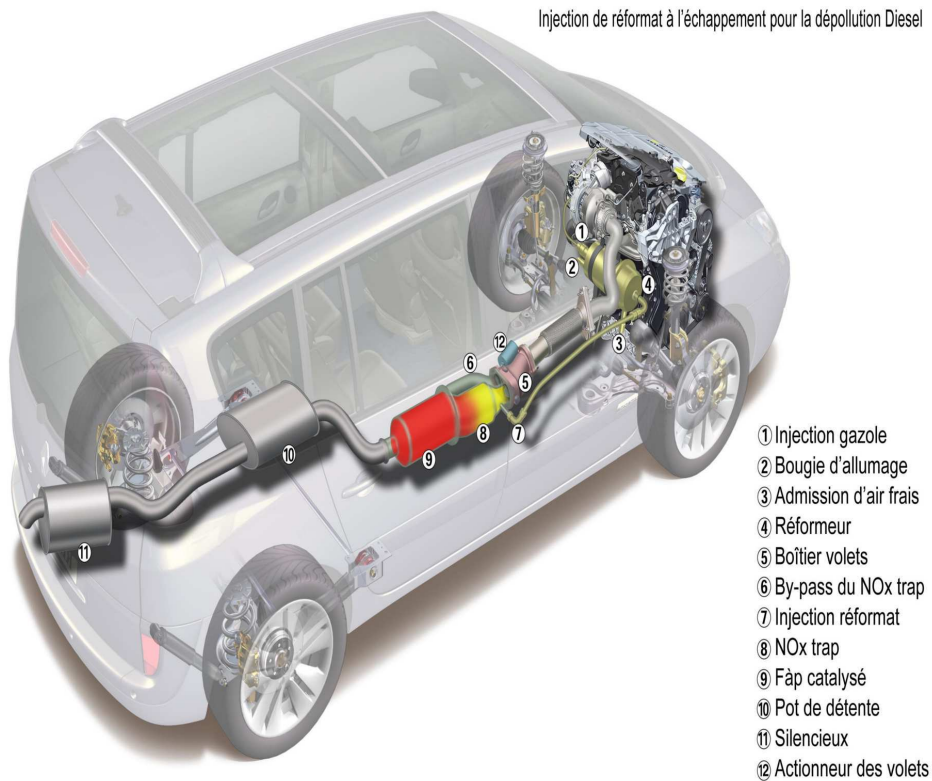


FIG. 1.10 – Proto du véhicule du projet IDEAS

Chapitre 1

Structure commune aux deux groupes motopropulseurs (GMP) étudiés

Lors de l'étude approfondie du groupe motopropulseur avec pile à combustible (GMP/PAC) et du groupe motopropulseur avec moteur thermique Diesel (GMP/MTD), on peut remarquer l'existence de plusieurs similitudes au niveau conceptuel et structurel entre les deux systèmes. En effet, les deux systèmes sont composés d'un convertisseur d'énergie principal que nous allons appeler module de puissance (bloc **MDP** de la figure 1.1) qui permet de produire l'énergie utile pour le véhicule.

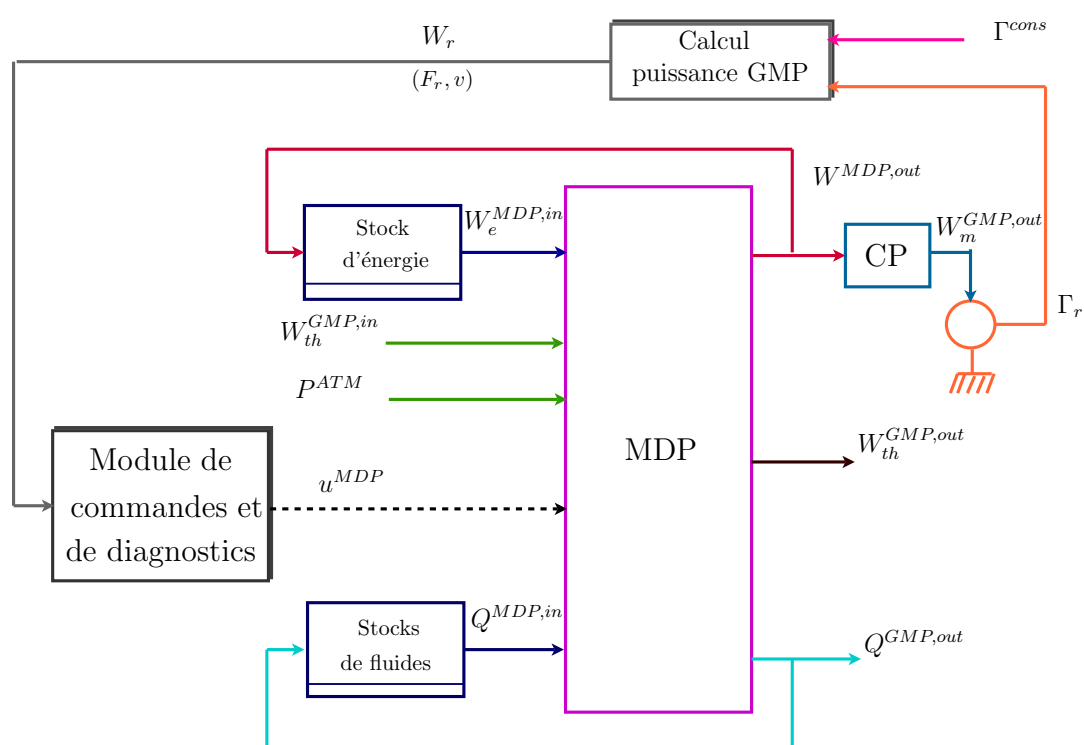


FIG. 1.1 – Structure commune aux deux groupes motopropulseurs (GMP)

Dans le cas du système pile à combustibles, le module de puissance comporte une pile qui permet de convertir les carburants et les comburants (H_2 et O_2) en énergie électrique (c'est la combustion "froide"). Cette énergie est transmise à un convertisseur de puissance (bloc **CP** de la figure 1.1) qui est un moteur électrique dans le cas de la pile. Le moteur électrique assure la transmission de l'énergie mécanique aux roues. Nous pouvons également envisager l'utilisation d'une batterie associée à la pile à combustible. Cette dernière configuration est dite hybride ; elle permet une meilleure gestion de l'énergie électrique. Dans le cas du système moteur thermique dépollué, le module de puissance comporte un moteur thermique qui permet de convertir le carburant (Diesel) en énergie mécanique de rotation au niveau de l'arbre à cames (c'est la combustion "chaude"). Ce mouvement de rotation est transmis par la suite aux roux par le biais de la boîte à vitesse (convertisseur de puissance : bloc **CP** de la figure 1.1).

- Le terme W_r désigne la puissance qui doit être transmise au véhicule afin de satisfaire les performances sollicitées par le conducteur. Le module de commandes et de diagnostics (**MCD**) permet de traduire la volonté du conducteur en des consignes et des commandes pour les actionneurs du système. Ces commandes et consignes sont représentées par le vecteur u^{MDP} .
- Le vecteur u^{MDP} représente le vecteur de commande du module de puissance (MDP).
- $W^{MDP,out}$ représente la puissance effective fournie par le module de puissance. Dans le cas du GMP avec pile à combustible, cette puissance est une puissance électrique :

$$\begin{aligned} W^{MDP,out} &= W^{MDC,out} + W_e^{MDP,in} \\ &= UI + W_e^{MDP,in} \end{aligned}$$

U étant la tension de la pile à combustible et I désigne le courant électrique.

Dans le cas du GMP avec moteur thermique Diesel, cette puissance est une puissance mécanique :

$$\begin{aligned} W^{MDP,out} &= W^{MDC,out} + W_e^{MDP,in} \\ &= \Gamma\omega + W_e^{MDP,in} \end{aligned}$$

Γ étant le couple transmis aux roues et ω désigne la vitesse angulaire.

- $W_m^{GMP,out}$ est la puissance mécanique transmise aux roues.
- P^{ATM} est la pression atmosphérique.
- $W_{th}^{GMP,in}$ est la puissance thermique fournie aux radiateurs du circuit de refroidissement du groupe motopropulseur.
- $W_e^{MDP,in}$ est la puissance consommée à partir de l'organe de stockage de l'énergie électrique du groupe motopropulseur (Batterie).
- $Q^{GMP,out}$, représente les débits massiques des gaz critiques en sortie du groupe motopropulseur.

$$Q^{GMP,out} = \left(Q_{CO_2}, Q_{NO_x}, Q_{sui.es}, Q_{CO}, Q_{HC}, Q_{H_2O}, Q_{huile}^{dil} \right)^T$$

- $Q^{MDP,in}$ représente le débit massique que puise le module de puissance au niveau du stock de fluides.

1.1 Module de puissance (MDP)

Afin d'assurer le bon fonctionnement du module de combustion (**MDC**) et afin de répondre aux contraintes technologiques et environnementales, nous utilisons plusieurs auxiliaires et convertisseurs secondaires.

Nous pouvons classer ces convertisseurs et ces auxiliaires en deux sous-systèmes qui sont le module de traitement de fluide (bloc **MTF** de la figure 1.1) et le module de traitement thermique (bloc **MTT** de la figure 1.1). Le module de traitement de fluides (**MTF**) assure le traitement des fluides en entrée et en sortie du module de puissance tandis que le module de traitement thermique (**MTT**) assure la fonction refroidissement du système.

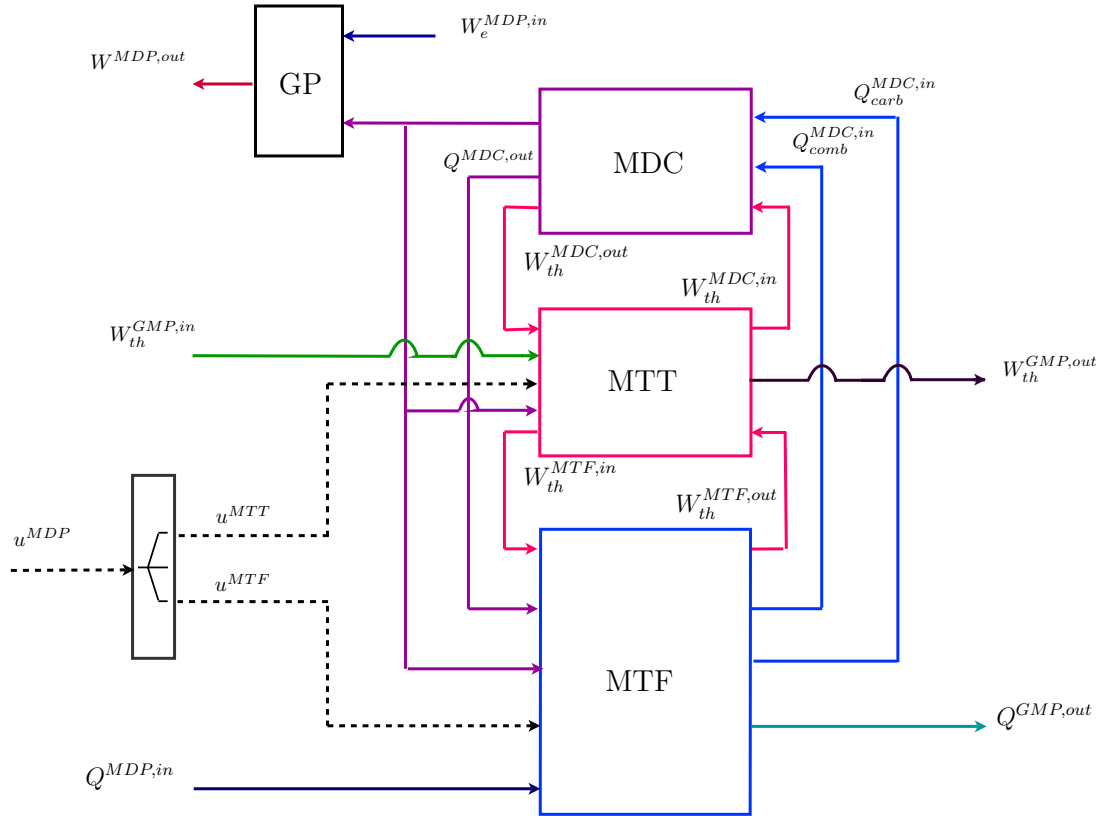


FIG. 1.2 – Module de puissance

On note que la commande u^{MDP} du module de puissance est constituée à partir de la concaténation de deux autres vecteurs de commande : u^{MTF} , vecteur de commande du module MTF et u^{MTT} , vecteur de commande du module MTT.

$$u^{MDP} = \left(Q_{carb}^{GMP,d}, \phi^{GMP,d}, u^{MTF}, u^{MTT} \right)^T$$

avec :

$$u^{MTF} = \left(Q_1^{POP,MTF}, \dots, Q_{n_p}^{POP,MTF}, \alpha_1^{VN,MTF}, \dots, \alpha_{n_v}^{VN,MTF} \right)$$

$$u^{MTT} = \left(Q_1^{POP,MTT}, \dots, Q_{n_p}^{POP,MTT}, \alpha_1^{VN,MTT}, \dots, \alpha_{n_v}^{VN,MTT} \right)^T$$

u^{MTF} et u^{MTT} désigne les commandes du module de traitement de fluides et du module de traitement thermique alors que $Q_{carb}^{GMP,d}$ désigne le débit de carburant désiré en entrée du groupe moto-propulseur (GMP) et $\phi^{GMP,d}$ désigne la richesse désirée. $Q_1^{POP,MTF}, \dots, Q_{n_p}^{POP,MTF}$ représentent les

commandes des débits des différents pompes présent dans le module MTF. $\alpha_1^{VN,MTF}, \dots, \alpha_{n_v}^{VN,MTF}$ désigne les commandes des différents vannes du module MTF. $Q_1^{POP,MTT}, \dots, Q_{n_p}^{POP,MTT}$ représentent les commandes des débits des différents pompes présent dans le module MTT. $\alpha_1^{VN,MTT}, \dots, \alpha_{n_v}^{VN,MTT}$ désignent les commandes des différents vannes du module MTT.

1.1.1 Module de combustion (MDC)

Le module de la combustion (**MDC**) est le siège des réactions chimiques qui permettent de transformer le comburant et le carburant en une puissance utile au déplacement du véhicule.

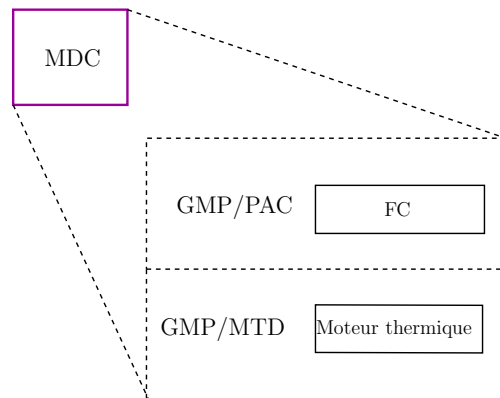


FIG. 1.3 – Module de combustion

1.1.2 Module de traitement de fluides (MTF)

Le module de traitement de fluides (**MTF**) a pour rôle de traiter les gaz en amont et en aval du module de combustion. Le carburant $Q_{carb}^{MTF,in}$ et le comburant $Q_{comb}^{MTF,in}$ sont traités ensuite redirigés vers le module de combustion **MDC**. Le module de traitement de fluides sert également à valoriser et à traiter les gaz en sortie du module de combustion ($Q^{MDC,out}$). Le débit sortant à l'échappement est alors noté $Q^{MTF,out}$.

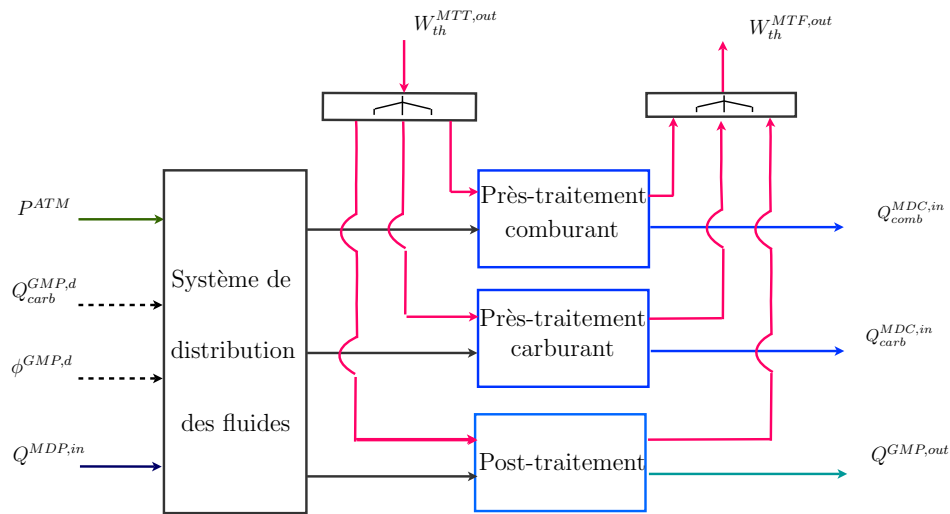


FIG. 1.4 – Module de traitement de fluides

Dans le cas du système pile à combustible (GMP/PAC) le module de traitement de fluides est composé

- d'un reformeur transforme un carburant classique tel que l'essence, le Diesel, le Kérosène ou bien l'éthanol en un carburant riche en hydrogène $Q_{carb}^{MDP,in}$. Le reformeur consomme également de l'eau, ce qui nous oblige à l'équiper d'un volume tampon pour assurer son alimentation ;
- d'un turbo-compresseur pour l'alimentation en air du module de combustion $Q_{comb}^{MDC,in}$. Ce composant assure également le maintien de la pression du gaz dans tous le système aux valeurs souhaitées ;
- d'un brûleur qui sert à réutiliser l'énergie des gaz en échappement de la pile pour augmenter le rendement du système ;
- d'un volume qui permet de stocker l'eau.

Dans le cas du moteur thermique dépollué le module de traitement de fluides est composé :

- d'une pompe et d'un système d'injection du carburant à hautes pressions dans les cylindres du moteur thermique ;
- d'un système d'admission d'air ;
- d'un système de post-traitement des gaz d'échappement. Notamment le filtre à particules ; Lorsque la quantité de particule atteint un seuil limite, une régénération du filtre est déclenchée. Ce mode de fonctionnement nécessite l'ajout d'auxiliaires qui permettent la génération d'une exotherme ¹. Lorsqu'on utilise le moteur pour régénérer le filtre le stock d'huile se dégrade. Pour cette raison, nous utilisons des actionneurs supplémentaires qui décharge partiellement ou complètement le moteur lors de la phase de la régénération (voir partie 8 pour plus de détail).

¹Catalyseur d'oxydation, NO_x Trap...

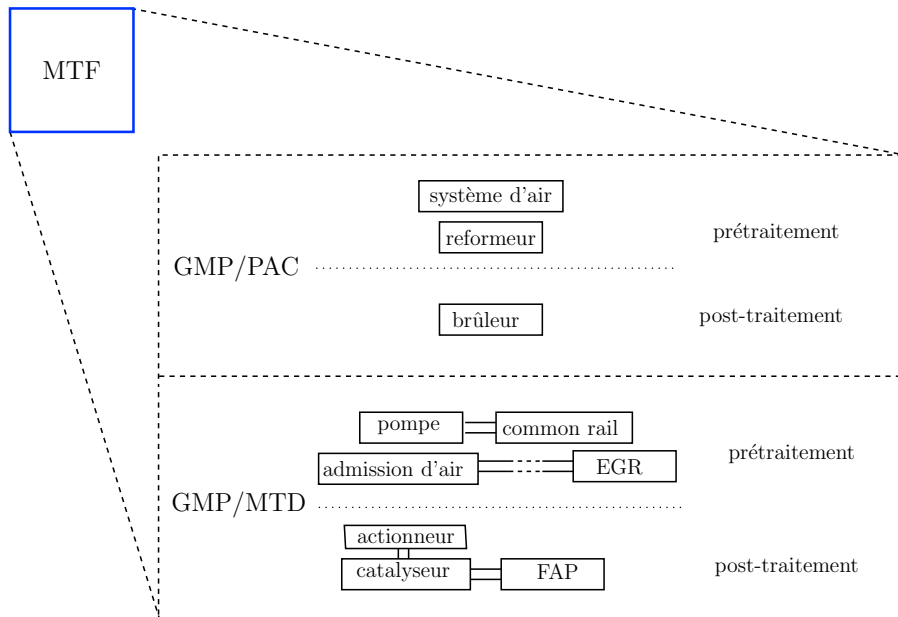


FIG. 1.5 – Éléments de MTF

1.1.3 Module de traitement thermique (MTT)

Le module de traitement thermique (MTT) permet d'évacuer la chaleur produite par le module de combustion (MCD) et par le module de traitement de fluides (MTF).

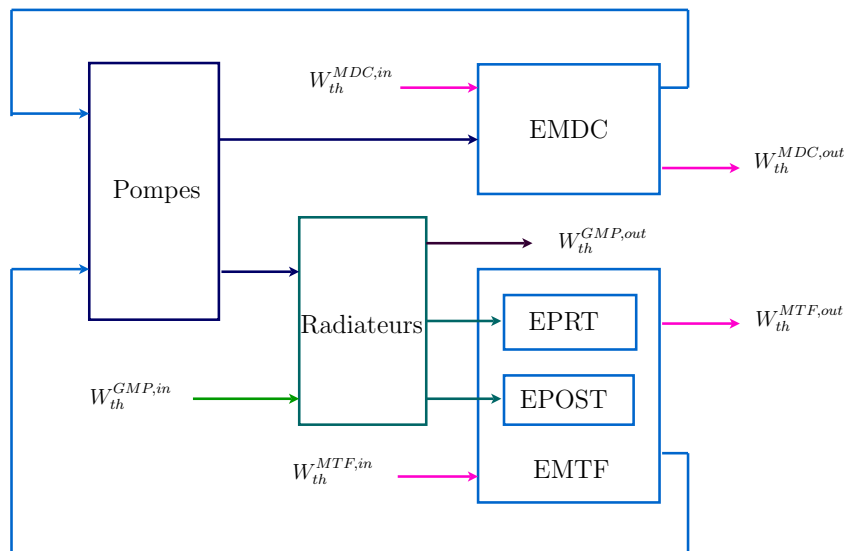


FIG. 1.6 – Module du traitement thermique du groupe motopropulseur

- EMDC représente l'échange thermique entre de circuit de refroidissement et le module de combustion. En général, cet échange est intégré à l'organe de combustion (Pile à combustible ou moteur thermique).
- EPRT représente l'échange thermique entre le circuit de refroidissement et les gaz en amont du module de combustion. Cet échange est assuré par des échangeurs de chaleur (échangeurs CPA et EPC dans le cas du système pile à combustible et le système de refroidissement de l'EGR dans le cas du moteur thermique).
- EPOST représente l'échange thermique entre le circuit de refroidissement et les gaz d'échappements du module de combustion (échangeurs CA et CC dans le cas du système pile à combustible).
- EMTF dénote l'ensemble {EPRT, EPOST}

1.2 Module de commande et de diagnostic (MCD)

Le module de commande et de diagnostic permet de transcrire la volonté du conducteur ² tout en réduisant la consommation en carburant du groupe motopropulseur. Il doit également augmenter l'autonomie du véhicule par la mise en place de stratégie de gestion de stocks. En fin, le module de commande et de diagnostic doit agir de façon à respecter les normes de pollution et les contraintes de sécurité du groupe motopropulseur.

²Cette volonté du conducteur découle de la position pédale, du régulateur et limiteur de vitesse mais également d'éléments de confort qui consomment de l'énergie électrique par exemple le système de climatisation.

Chapitre 2

Axes de comparaison entre les deux systèmes

Les ressemblances au niveau conceptuel de deux systèmes peuvent être expliquées par le fait qu'on cherche à valoriser au mieux l'énergie utilisée dans deux procédés de conversion de l'énergie. Le schéma de transferts d'énergie est alors conçu en essayant de maximiser le rendement énergétique global. En effet, la valorisation d'une source d'énergie entraîne une modification du bilan thermique du procédé et ne peut donc être étudiée isolément : chaque schéma énergétique devra être étudié dans son ensemble. Les deux applications ont des objectifs communs que nous pouvons décrire par quatre axes sur lesquels nous cherchons à optimiser nos systèmes énergétiques :

2.1 Axe n° 1 : consommation

La réduction de la consommation du groupe motopropulseur revient à améliorer son rendement énergétique.

Le rendement énergétique du système illustré par la figure 1.1 s'écrit :

$$\begin{aligned}\eta^{GMP} &= \frac{W_m^{GMP,out}}{W_{carb}^{GMP,in}} \\ &= \frac{W_m^{GMP,out}}{W_m^{MDP,out}} \frac{W^{MDP,out}}{W_{carb}^{GMP,in}} \\ &= \eta^{CP} \cdot \eta^{MDP}\end{aligned}\tag{2.1}$$

avec :

- $W_m^{GMP,out}$: puissance mécanique fournie par le groupe motopropulseur (*GMP*).
- $W_{carb}^{GMP,in} = Q_{carb}^{MDP,in} PCI_{carb}$: puissance calorifique du carburant utilisé. $Q_{carb}^{MDP,in}$ représente le débit de carburant consommé par le module de puissance. PCI_{carb} désigne le pouvoir calorifique inférieure du carburant.
- $W^{MDP,out}$: puissance effective du module de puissance.

- η^{CP} : rendement du convertisseur de puissance (CP) .

Le rendement du module de puissance peut être exprimé en fonction des rendement des ses sous modules :

$$\eta^{MDP} = \eta^{MDC} \cdot \eta^{MTF} \cdot \eta^{MTT}$$

avec :

- η^{MDC} : rendement énergétique du module de combustion.
- η^{MTF} : rendement énergétique du module de traitement de fluides.
- η^{MTT} : rendement énergétique du module de traitement thermique.

Le rendement énergétique du système illustré par la figure 1.1 s'écrit :

$$\eta^{GMP} = \eta^{CP} \eta^{GP} \eta^{MDC} \eta^{MTF} \eta^{MTT} \quad GMP \in \{GMP/PAC, GMP/MTD\}$$

avec

- η^{CP} est le rendement du convertisseur de puissance (moteur électrique avec variateurs/ boîte à vitesses) ;
- η^{GP} est le rendement de la partie gestion de puissance du MDP :

$$\eta^{GP} = \frac{W^{MDP,out}}{W^{MDC,out} + W_e^{MDP,in}}$$

1. Système groupe motopropulseur avec pile à combustible

Dans le cas du GMP/PAC nous avons

$$\eta^{GMP/PAC} = \eta^{CP} \eta^{GP} \eta^{FC} \eta^{REF} \eta^{AMS} \eta^{MTT}$$

avec

- η^{AMS} est le rendement du système de traitement du comburant ;
- η^{REF} est le rendement du reformeur qui sera exprimé dans la partie modélisation du reformeur ;
- η^{FC} est le rendement de la pile. Il est calculé grâce à la loi de Faraday :

$$\eta^{FC} = \frac{U^{FC} \cdot 2 \cdot F}{R_A \cdot (PCI)_{H_2}}$$

2. Système groupe motopropulseur avec moteur thermique Diesel

Le rendement du système GMP/MTD est donné par :

$$\eta^{GMP/MTD} = \eta^{CP} \eta^{GP} \eta^{MOT} \eta^{ADM} \eta^{POP} \eta^{INJ} \eta^{EGR} \eta^{MTT}$$

avec

- η^{ADM} est le rendement du système de l'admission de l'air ;
- η^{POP} est le rendement des pompes d'injection du carburant ;

- η^{INJ} est le rendement des injecteurs ;
- η^{EGR} est le rendement dû au retour des gaz EGR à la chambre de combustion ;
- η^{MOT} est le rendement du moteur thermique :

$$\eta^{MOT} = \frac{\frac{1}{2} \frac{N}{60} V_{cyl} (PME)}{Q_{Fuel}^{MOT} \cdot (PCI)_{Fuel}}$$

La PME est la puissance moyenne effective du moteur. Elle décroît lorsque la masse de suies dans le filtre à particule augmente. Afin de réduire l'impact du système de dépollution sur le moteur, il faut régénérer le FAP avant que la PME chute d'une façon significative. Pour cela on définit une masse limite de suie tolérée dans le FAP. Il est indispensable pour la stratégie de régénération du FAP de bien estimer la quantité de suie afin de pouvoir déclencher la régénération au bon moment.

La comparaison du rendement dynamique pour une même puissance utile fournie au véhicule va nous permettre de comparer la consommation des deux systèmes.

2.2 Axe n° 2 : pollution

- Groupe motopropulseur avec pile à combustible et reformeur embarqué (type de polluants : monoxyde de carbone) : le débit de polluant dans le cas du GMP/PAC est très faible $Q_P \approx 0$.
- Groupe motopropulseur avec moteur thermique Diesel (types de polluants réglementés : NO_x , suies) : nous considérons le vecteur de débit de polluant suivant :

$$Q_P = \begin{pmatrix} Q_{NO_x} \\ Q_{suies} \\ Q_{CO} \\ Q_{HC} \end{pmatrix}$$

2.3 Axe n° 3 : autonomie

- Groupe motopropulseur avec pile à combustible et reformeur embarqué (type du stock : eau) : La pile produit de l'eau et le reformeur en consomme. La gestion du bilan d'eau permet d'optimiser celui-ci. Une fraction de l'eau produite par la pile est récupérée grâce aux différents condenseurs. Une deuxième partie est reconduite vers le reformeur. Le reste de la quantité de l'eau produite est utilisée pour humidifier la membrane de la pile. Le groupe motopropulseur avec pile à combustible consomme 1.5 litre d'eau par 100km de cycle V_1 . Pour un système avec un volume initial V du stock d'eau, l'autonomie est estimée à $\frac{V}{1.5} 100$ km.
- Groupe motopropulseur équipé d'un moteur Diesel, d'un catalyseur d'oxydation, d'un injecteur et d'un filtre à particule (type du stock : huile) : l'autonomie est estimée à 15000 km.

L'utilisation du moteur pour la régénération du filtre à particule provoque une dégradation de la quantité d'huile qui sert à lubrifier le moteur. En plus une partie de l'huile est transformée en couche de résidu qui s'installe sur la paroi du filtre. L'amélioration des lois de contrôle de la régénération permet d'augmenter l'autonomie en huile.

- Groupe motopropulseur équipé d'un moteur Diesel, d'un catalyseur d'oxydation, d'un reformeur et d'un filtre à particule (type du stock : huile) : l'autonomie est estimée à 30000 km
Comme on n'utilise pas le moteur pour la régénération du FAP, il n'y a que l'huile transporté par le carburant et qui se transforme en résidus sur le FAP qui réduit d'autonomie en huile.

2.4 Axe n° 4 : coût

- cas du groupe motopropulseur avec moteur thermique, un catalyseur d'oxydation, un cinquième injecteur et un filtre à particules (type du carburant : gasoil) : $\zeta(GMP/MTD1) = \frac{C1}{65} = D_1$ €/kW.
- cas du groupe motopropulseur avec moteur thermique, un catalyseur d'oxydation, un reformeur et un filtre à particules (type du carburant : gazoil) : $\zeta(GMP/MTD2) = \frac{C2}{65} = 1,3D_1$ €/KwKw .
- cas du groupe motopropulseur avec pile à combustible et reformeur embarqué (type du carburant : essence) : $\zeta(GMP/PAC) = \frac{C3}{75} = 3D_1$ €/kW.

Afin de réduire le coût de chaque système, nous avons travaillé à améliorer la précision des estimateurs et des lois de commande. L'amélioration de la précision permet d'utiliser des réacteurs de dimensions plus petites. En réduisant les volumes, nous faisons des économies de la quantité de catalyseurs utilisés. Sachant que les catalyseurs sont fabriqués à partir de métaux précieux tel que le platine.

2.5 Axe n° 5 : densité d'énergie

Cet axe de comparaison permet de comparer la puissance maximale des différents groupes motopropulseurs rapportée au volume effectif occupé par ce dernier. Cette grandeur permet de valoriser les systèmes qui sont les moins encombrants et par conséquent ceux qui sont plus faciles à intégrer dans le véhicule. La densité d'énergie est exprimée en kW/m³.

2.6 Synthèse sur les axes de comparaison entre les deux groupes motopropulseur

Nous regroupons les différents axes détaillés dans les paragraphes précédents dans un même diagramme qui permet de visualiser les différents axes sur un même graphe, figure 2.1. Ce type de diagramme est appelé kiviati ; il est couramment utilisé pour la validation et la comparaison de différentes solutions technologiques [1, 2].

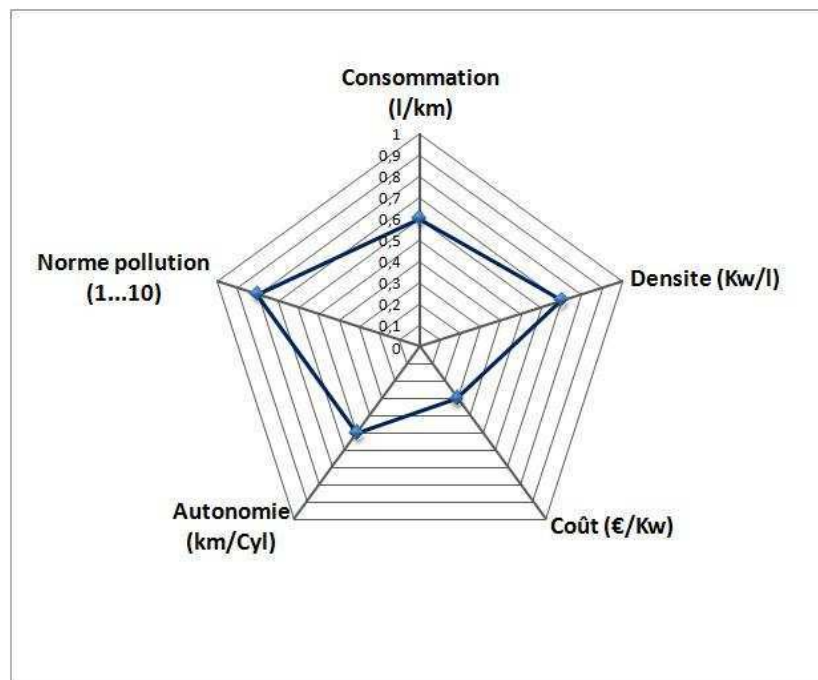


FIG. 2.1 – Axes de comparaison entre les deux systèmes

Lorsque les solutions technologiques paraissant les plus intéressantes ont été sélectionnées, puis modélisées, il convient de déterminer le système d'affectation optimal des ressources aux besoins d'énergie. Cette optimisation devra être réalisée sous certaines contraintes, garantes des faisabilités techniques et des possibilités d'adaptation des techniques proposées au procédé. L'optimisation énergétique s'accompagne d'une optimisation économique tenant compte des investissements et des coûts de fonctionnement. Un schéma énergétique pourra être retenu si l'on démontre, dans un premier temps, sa faisabilité technique et, dans un second temps, son intérêt économique.

Chapitre 3

Problème de commande commun aux deux groupes motopropulseur

Dans ce chapitre, nous formalisons un problème de commande commun aux deux groupes motopropulseurs étudiées. Cette loi de commande optimise le rendement du système ¹ en respectant les contraintes d'autonomie et de pollution. Nous introduisons également une contrainte primordiale qui consiste à respecter la volonté du conducteur. D'autres contraintes liées aux technologies utilisées peuvent être introduites. Nous donnons quelques éléments de la résolution du problème d'optimisation posé que nous détaillons lors de l'étude de chaque système (parties II et III). En fin de ce chapitre nous décrivons la démarche que nous avons suivie pour trouver une solution approché du problème posé au quel nous ajoutons une optimisation du coût des systèmes (Bouclage sur le dimensionnement).

3.1 Traduction de la volonté conducteur

La puissance fournie aux roues peut être exprimée par :

$$W_r = F_r v$$

avec $F_r = F_{roul} + F_{aro} + F_p$, v étant la vitesse du véhicule. Les forces F_{roul} , F_{aro} et F_p sont définies comme suit :

- F_{roul} est la force de résistance au roulement liée au coefficient de roulement des roues et elle s'écrit :

$$F_{roul} = (C_r)_{moy} M_{veh} g$$

avec :

$(C_r)_{moy}$: coefficient de frottement moyen aux roues.

M_{veh} : masse du véhicule.

g : coefficient de pesanteur.

- F_{aro} est la force de résistance aérodynamique, proportionnelle à la masse volumique de l'air (ρ_a), au carré de la vitesse du véhicule, à la section frontale S_f du véhicule et à son coefficient de pénétration dans l'air C_x (environ 0,3 à 0,4 habituellement) :

$$F_{aro} = \frac{\rho_a v^2}{2} C_x S_f$$

¹Par conséquent, elle réduit la consommation du carburant utilisé

- F_p est la force nécessaire pour vaincre une pente à (angle p) ; elle est proportionnelle à la masse totale du véhicule

$$F_p = M_{veh}g \sin(p)$$

La traduction de la volonté du conducteur s'exprime par la relation :

$$W^{MDP,out} = W_r$$

3.2 Gestion du stock de la batterie

L'équation de charge/décharge de la batterie est donné par :

$$\frac{dSO_C}{dt} = \frac{I^{BAT}}{Q^{max}}$$

avec

$$I^{BAT} = |\alpha^C|_+ I^{MDC} - |\alpha^C|_- I_0^{BAT}(SO_C)$$

α^C est un coefficient compris entre -1 et 1 ; il est positif lorsqu'on charge la batterie et il est négatif lorsqu'on la décharge. La représentation d'état de la charge de la batterie est donnée par :

$$\boxed{\frac{dSO_C}{dt} = |\alpha^C|_+ \frac{I^{MDC}}{Q^{max}} - |\alpha^C|_- \frac{I_0^{BAT}(SO_C)}{Q^{max}}} \quad (3.1)$$

La puissance en sortie du module de puissance s'exprime alors par :

$$W^{MDP,out} = (1 - |\alpha^C|_+) W^{MDC,out} + |\alpha^C|_- E_0^{BAT} I_0^{BAT}(SO_C)$$

avec

- SO_C représente l'état de la charge de la batterie ;
- I_0^{BAT} est le courant maximal débité par la batterie, $I_0^{BAT} = \frac{E_0^{BAT}}{R^{BAT}(SO_C)}$, R^{BAT} étant la résistance interne de la batterie ;
- E_0^{BAT} est sa force électromotrice interne de la batterie ;
- $W^{MDC,out}$ est la puissance fournie par le module de combustion.
- I^{MDC} est le courant fourni par le module de combustion. Dans le cas de la pile à combustible $I^{MDC} = I^{FC}$. Dans le cas du moteur thermique on passe par un alternateur ;
- $W^{BAT,in}$ représente la puissance fournie par le groupe motopropulseur pour charger la batterie. Nous allons considérer que $W^{BAT,in} = |\alpha^C|_+ U^{MDC} I^{MDC}$;
- $-1 \leq \alpha^C \leq 1$.

Pour la gestion du stock de la batterie, il s'agit d'asservir la puissance de sortie du module de puissance $W^{MDP,out}$ à la puissance requise par le conducteur W_r , tout en maintenant la charge de la batterie dans l'intervalle $[SO_C^{low} \dots SO_C^{high}]$.

3.3 Optimisation du rendement du GMP sous contraintes d'autonomie et de pollution

3.3.1 Modèle du GMP

Notons $X = (X_1, \dots, X_n)^T = (X^{MDC}, X^{MTT}, X^{MTF})^T$ les différents états internes du modèle du groupe motopropulseur. $X_i \quad i \in \{MDC, MTT, MTF\}$ désignent les états des différents sous modules du module de puissance. $X_{m1}, \dots, \dots X_{mq}$ sont les états du modèle du GMP qui interviennent dans le modèle des stocks de la batterie et celui des fluides et dans l'expression du rendement du GMP. Notons $X_m = (X_{m1}, \dots, \dots X_{mq})^T$

Le groupe motopropulseur peut-être représenté par les équations d'états suivantes :

$$\begin{aligned}
 \frac{dX^{MDC}}{dt} &= f^{MDC}(X) \\
 \frac{dX^{MTT}}{dt} &= f^{MTT}(X, u^{MTT}) \\
 \frac{dX^{MTF}}{dt} &= f^{MTF}(X, u^{MTF}) \\
 \frac{dSO_C}{dt} &= f_C(X_m, SO_C, Q_{carb}^{GMP,in}, \Phi^{GMP,in}, \alpha^C) \\
 \frac{dSO_F}{dt} &= f_F(X_m, Q_{carb}^{GMP,in}, \Phi^{GMP,in}, \alpha^F)
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

La sortie :

$$y = \begin{pmatrix} W^{MDP,out} \\ SO_C \\ SO_F \\ Q_P \end{pmatrix}$$

Nous avons les relations statiques suivantes :

$$\begin{aligned}
 W^{MDP,out} &= h_W(X_m, S, Q_{carb}^{GMP,in}, \Phi^{GMP,in}, \alpha^C) \\
 &= (1 - |\alpha^C|_+) W^{MDC,out} - |\alpha^C|_- E_0^{BAT} I_0^{BAT}(SO_C)
 \end{aligned} \tag{3.3}$$

avec

$$W^{MDC,out} = h_0(X_m, Q_{carb}^{GMP,in}, \Phi^{GMP,in})$$

$$f_C(X_m, SO_C, Q_{carb}^{GMP,in}, \Phi^{GMP,d}, \alpha^C) = |\alpha^C|_+ I^{MDC,out} + |\alpha^C|_- \frac{I_0^{BAT}(SO_C)}{Q_{max}}$$

$$Q_P = h_P(X, Q_{carb}^{GMP,in}, \Phi^{GMP,d})$$

$$\text{où } Q_P = \begin{pmatrix} Q_{NO_x} \\ Q_{suies} \\ Q_{CO} \end{pmatrix}$$

Notations :

- SO_F représente l'état du stock des fluides.
- SO_C représente l'état de la charge de la batterie.
- $W_e^{MDP,in}$ représente la puissance fournie par la batterie à l'instant t . Nous choisissons $W_e^{MDP,in} = -|\alpha^C| - \frac{I_0^{BAT}(SO_C)}{Q_{max}}$. α^C est une variable qui varie entre -1 et $+1$. α^C est positive lorsqu'on charge la batterie et elle est négative lorsqu'on la décharge².

Posons $S = (SO_C, SO_F)^T$, $f^{GMP} = (f^{MDC}, f^{MTT}, f^{MTF})^T$, $f_S = (f_C, f_F)^T$ et $h = (h_W, SO_C, SO_F, h_P)^T$. Le système (3.2) s'écrit alors :

$$\begin{cases} \frac{dX}{dt} = f_X(X, u^{MTT}, u^{MTF}) \\ \frac{dS}{dt} = f_S(X_m, S, Q_{carb}^{GMP,in}, \Phi^{GMP,in}, \alpha^C, \alpha^F) \end{cases} \quad (3.4)$$

La sortie :

$$y = h(X_m, S, Q_{carb}^{GMP,in}, \Phi^{GMP,in}, \alpha^C, \alpha^F)$$

3.3.2 Position du problème d'optimisation

Pour déterminer le point de fonctionnement du groupe motopropulseur nous allons maximiser le rendement³ du système sous contraintes d'agrément de conduite (volonté conducteur), d'autonomie (état du stock de fluides) et de normes de pollution (débit de polluant produit).

- Le rendement du groupe motopropulseur est détaillé dans le paragraphe 2.1.
- L'expression de la volonté du conducteur est traduite par la contrainte d'égalité :

$$W^{MDP,out} = W_r$$

ce qui revient d'après l'équation (3.3) à :

$$h_W(X_m, S_1, u_1, u_2, \alpha^C) - W_r = 0$$

avec

$$S_1 = SO_C$$

$$S_2 = SO_F$$

$$u_1 = Q_{carb}^{GMP,in}$$

$$u_2 = \Phi^{GMP,in}$$

²On fait l'hypothèse ici que la charge et la décharge de la batterie ne sont pas simultanés. Pour charger la batterie, on considère la partie positive de α^C ($|\alpha^C|_+$) et lorsque on la décharge on considère la partie négative ($|\alpha^C|_-$)

³On peut formuler le problème d'une façon équivalente en minimisant la consommation de carburant.

ce qui revient d'après (2.1) et (3.3) à l'équation suivante :

$$\eta^{GMP}(X_m, S_1, u_1, u_2, \alpha^C) u_1 = \frac{\eta^{CP} W_r}{(PCI)_{carb}}$$

– Les contraintes d'autonomie du système sont exprimées comme suit :

$$\begin{aligned} S_1^{low} &\leq S_1 \leq S_1^{high} \\ S_2^{low} &\leq S_2 \leq S_2^{high} \end{aligned}$$

S_1 représente le stock d'énergie et S_2 représente le stock de fluides (figure 1.1).

– La quantité de polluants émise est soumise aux contraintes des normes :

$$Q_P \leq Q_P^{norm}$$

Les essais ont montré que la surconsommation engendrée par la gestion des stocks de fluides (eau pour le système pile à combustible, huile pour le moteur thermique) est négligeable. Le problème d'optimisation avec contraintes à résoudre est alors le suivant ⁴ :

$$\begin{aligned} J = \max_v \quad & \int_{t_0}^{t_f} \eta^{GMP}(X_m, S_1, u_1, u_2, \alpha^C) dt \\ \frac{dX}{dt} &= f_X(X, u^{MTT}, u^{MTF}) \\ \frac{dS}{dt} &= f_S(X_m, S, u_1, u_2, \alpha^C, \alpha^F) \\ \eta^{GMP}(X_m, S_1, u_1, u_2, \alpha^C) u_1 &= \frac{\eta^{CP} W_r}{(PCI)_{carb}} \\ Q_P &\leq Q_P^{norm} \\ S_1^{low} &\leq S_1 \leq S_1^{high} \\ S_2^{low} &\leq S_2 \leq S_2^{high} \end{aligned} \tag{3.5}$$

avec

$$v = (u_1, u_2, \alpha^C, \alpha^F, u^{MTT}, u^{MTF})$$

La loi de commande est définie par : $u_1, u_2, u^{MTT}, u^{MTF}, \alpha^C$ et α^F .

3.3.3 Réduction du problème d'optimisation

On note que le système (3.4) a une forme triangulaire. En effet, le vecteur d'état des stocks S dépend du vecteur d'état X alors que ce dernier ne dépend pas de S . Il est possible alors d'exploiter cette propriété du système pour découpler la gestion de l'énergie et des stocks de fluide (recherche du point de fonctionnement du système de la figure 7.8) du contrôle du module de puissance du GMP (module de

⁴Les inégalités vectorielles sont définies comme étant des inégalités terme à terme des composants des vecteurs

traitement de fluides et module de traitement thermique). Pour cela le vecteur X_m est considéré comme étant une entrée du système (3.6).

Posons $y_m = X_m$. Nous allons tout d'abord déterminer le contrôle $v_1 = (y_m, u_1, u_2, \alpha^C, \alpha^F)^T$ du système (3.6) qui maximise le rendement du GMP.

$$\frac{dS}{dt} = f_S(y_m, S, u_1, u_2, \alpha^C, \alpha^F) \quad (3.6)$$

La sortie :

$$y = h(y_m, S, u_1, u_2, \alpha^C, \alpha^F)$$

$$\text{avec } y_m^{\min} \leq f_m(y_m) \leq y_m^{\max}.$$

Par la suite, nous déterminons la commande $v_2 = (u^{MTT}, u^{MTF})^T$ du système (3.7) qui minimise l'erreur quadratique entre la sortie y et le vecteur y_m trouvé précédemment.

$$\frac{dX}{dt} = f_X(X, u^{MTT}, u^{MTF}) \quad (3.7)$$

La sortie :

$$y = X_m$$

Le problème d'optimisation (3.5) se réduit alors au problème (11.8)

$$\begin{aligned} J_0 &= \max_{v'} \int_{t_0}^{t_f} \eta^{GMP}(y_m, S_1, u_1, u_2, \alpha^C) dt \\ \dot{S}_1 &= f_C(y_m, S, u_1, u_2, \alpha^C) \\ \dot{S}_2 &= f_F(y_m, S, u_1, u_2, \alpha^F) \\ \eta^{GMP}(y_m, S_1, u_1, u_2, \alpha^C) u_1 &= \frac{\eta^{CP} W_r}{(PCI)_{carb}} \\ y_m^{\min} &\leq f_m(y_m) \leq y_m^{\max} \\ Q_P &\leq Q_P^{norm} \\ S_1^{low} &\leq S_1 \leq S_1^{high} \\ S_2^{low} &\leq S_2 \leq S_2^{high} \\ -1 &\leq \alpha^C \leq 1 \\ 0 &\leq \alpha^F \leq \alpha^{F,max} \end{aligned} \quad (3.8)$$

avec

$$v' = (y_m, u_1, u_2, \alpha^C, \alpha^F)$$

Nous allons choisir la commande v' tel que

$$\begin{aligned} f_C(y_m, S_1, u_1, u_2, \alpha^C) &= |\alpha_1^S|_+ |S_1^{high} - S_1|_+ - |\alpha_1^S|_- |S_1 - S_1^{low}|_+ \\ f_F(y_m, u_1, u_2, \alpha^F) &= |\alpha_2^S|_+ |S_2^{high} - S_2|_+ - |\alpha_2^S|_- |S_2 - S_2^{low}|_+ \end{aligned} \quad (3.9)$$

En faisant de la sorte nous éliminons les contraintes sur les états S_1 et S_2 . En effet, lorsque la charge de la batterie atteint un seuil limite haut S_1^{high} , nous avons $S_1 \leq S_1^{high}$ ce qui fait que le terme $|\alpha_1^S|_+ |S_1^{high} - S_1|_+$ devient nul. L'équation d'état de la charge de la batterie devient :

$$\dot{S}_1 = -|\alpha_1^S|_- |S_1 - S_1^{low}|_+$$

avec α_1 choisi négatif, on est alors en phase de déchargement de la batterie.

Lorsque la charge de la batterie atteint un seuil limite bas S_1^{low} , nous avons $S_1 \geq S_1^{low}$ ce qui fait que le terme $+|\alpha_1^S|_- |S_1 - S_1^{low}|_+$ devient nul. L'équation d'état de la charge de la batterie devient :

$$\dot{S}_1 = |\alpha_1^S|_+ |S_1^{high} - S_1|_+$$

avec α_1 choisi positif, on est alors en phase de chargement de la batterie.

En utilisant la nouvelle commande v' vérifiant (3.9), ces contraintes deviennent tout le temps vérifiées. Le problème d'optimisation (11.8) devient alors :

$$\begin{aligned}
 J_0 = \max_{v'} & \int_{t_0}^{t_f} \eta^{GMP}(y_m, S_1, u_1, u_2, \alpha^C) dt \\
 \dot{S}_1 = & \left(|\alpha_1^S|_+ |S_1^{high} - S_1|_+ - |\alpha_1^S|_- |S_1 - S_1^{low}|_+ \right) \\
 \dot{S}_2 = & \left(|\alpha_2^S|_+ |S_2^{high} - S_2|_+ - |\alpha_2^S|_- |S_2 - S_2^{low}|_+ \right) \\
 f_C(y_m, S_1, u_1, u_2, \alpha^C) - & \left(|\alpha_1^S|_+ |S_1^{high} - S_1|_+ - |\alpha_1^S|_- |S_1 - S_1^{low}|_+ \right) = 0 \\
 f_F(y_m, u_1, u_2, \alpha^F) - & \left(|\alpha_2^S|_+ |S_2^{high} - S_2|_+ - |\alpha_2^S|_- |S_2 - S_2^{low}|_+ \right) = 0 \\
 \eta^{GMP}(y_m, S_1, u_1, u_2, \alpha^C) u_1 = & \frac{\eta^{CP} W_r}{(PCI)_{carb}} \\
 y_m^{min} \leq f_m(y_m) \leq & y_m^{max} \\
 Q_P \leq Q_P^{norm} & \\
 -1 \leq \alpha^C \leq 1 & \\
 0 \leq \alpha^F \leq \alpha^{F,max} &
 \end{aligned}
 \tag{3.10}$$

avec

$$v' = (y_m, u_1, u_2, \alpha^C, \alpha^F, \alpha_1^S, \alpha_2^S)$$

Pour résoudre ce problème d'optimisation, différentes techniques sont possibles :

- On détermine l'hamiltonien du système (3.5), ensuite, on utilise le principe de maximum de Pontryagin [3]. On utilise la programmation dynamique pour générer des cartographies sur des cycles bien choisis.
- On peut utiliser des méthodes d'approximation de la solution optimale pour des équations du type Hamilton-Jacobi-Bellman (HJB). On cite pour l'exemple les travaux de BEARD et McLAIN qui utilisent des algorithmes d'approximation de Galerkin [4].

- On peut, dans des cas particuliers, résoudre analytiquement les contraintes d'égalité. Ce qui permet de réduire le nombre de variables de commande et d'arriver à un problème beaucoup plus simple.

Dans le cadre de cette thèse, nous avons utilisé la dernière approche pour déterminer le point de fonctionnement optimal du groupe motopropulseur. Par la suite, nous avons contrôlé le module de puissance du groupe motopropulseur en faisant l'asservissement de la sortie y du système (3.11) au vecteur y_m déterminé par la recherche du point de fonctionnement du système.

$$\begin{aligned}
 \frac{dX^{MDC}}{dt} &= f^{MDC}(X) \\
 \frac{dX^{MTT}}{dt} &= f^{MTT}(X, u^{MTT}) \\
 \frac{dX^{MTF}}{dt} &= f^{MTF}(X, u^{MTF}) \\
 y &= y_m
 \end{aligned}
 \tag{3.11}$$

La méthode de réduction présentée précédemment s'apparente aux techniques connues de backstepping⁵. Nous avons utilisé le fait que la représentation d'état du GMP s'écrit sous forme triangulaire pour résoudre le problème d'optimisation décrit dans l'équation (11.8). Cette étape consiste à chercher le point de fonctionnement qui maximise le rendement du GMP sous les contraintes d'autonomie, de pollution et de performance du système. Le vecteur solution de l'optimisation va être considéré comme vecteur consigne du module de puissance (MDP).

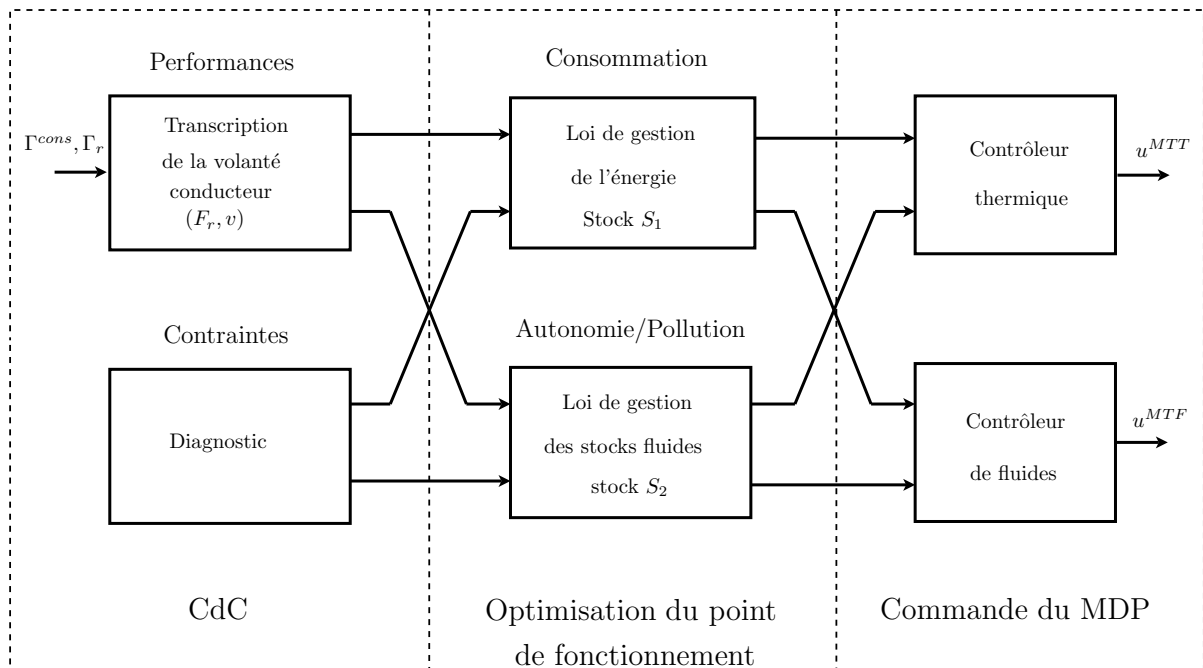


FIG. 3.1 – Module de commande et de diagnostic du groupe motopropulseur

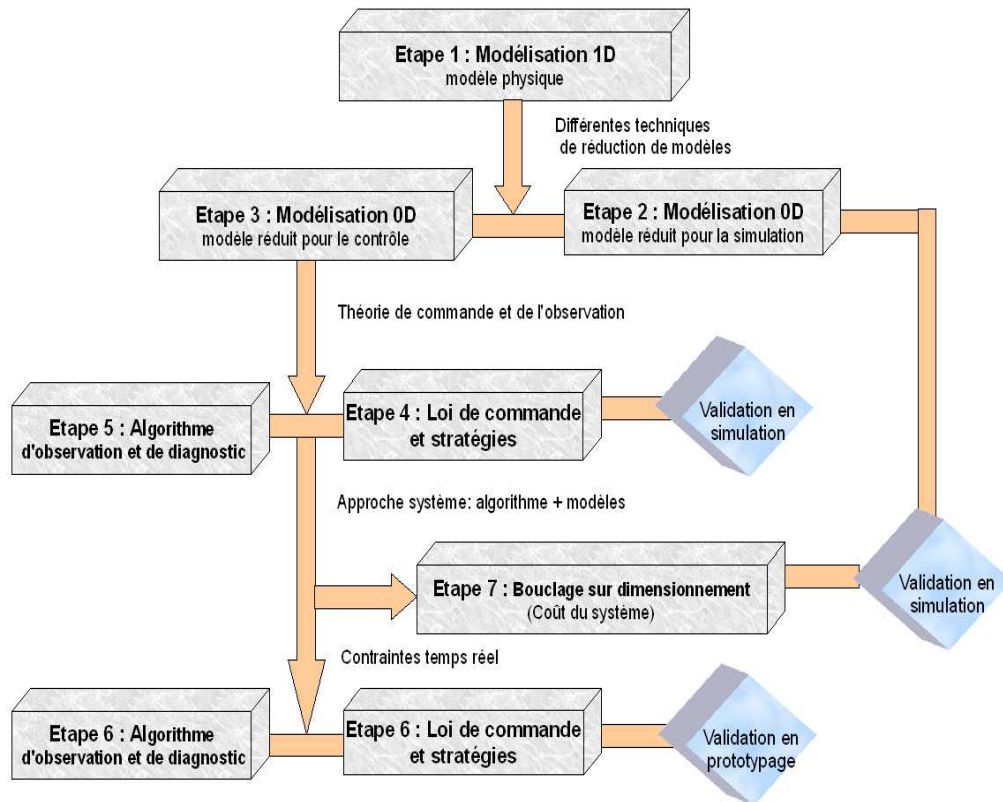
⁵Voir annexe G

3.4 Démarche suivie pour résoudre le problème d'optimisation

Nous avons adopté dans le cadre de cette étude la même démarche pour les deux systèmes de conversion de l'énergie, que l'on peut résumer en sept étapes :

1. **Développement de modèles** : prenant en compte les principaux phénomènes physico-chimiques dans différents composants utilisés pour les deux systèmes. Pour cela, nous nous basons sur les différents principes de conservation de la physique : la conservation de la matière, la conservation de quantité de mouvement, la conservation de l'énergie. Nous utilisons également des équations d'état qui décrivent le comportement des fluides étudiés.
2. **Réduction de modèles en vue de la simulation/commande** : les équations de conservation présentées dans le paragraphe précédent sont des équations à paramètres distribués. Néanmoins, l'exploitation de ces modèles pour développer des lois de commande ou bien des algorithmes pour le diagnostic est difficile. Nous avons appliqué alors différentes techniques de réduction de modèles pour aboutir à des structures suffisamment réduites pour les applications de diagnostic et de commande et suffisamment complexes pour représenter les systèmes physiques. Parmi les méthodes de réduction utilisées, on cite :
 - l'analyse dimensionnelle ;
 - la méthode des perturbations singulières ;
 - la méthode d'Euler ;
 - la collocation orthogonale ;
 - la méthode d'approximation des intégrales ;
 - la méthode des caractéristiques ;
1. **Identification semi-quantitative et validation expérimentale** : nous avons procédé par la suite à l'identification des paramètres des modèles. Cette étape, permet d'attribuer aux paramètres des valeurs numériques dans une plage physiquement admissible. Une partie des paramètres sera renseignée à travers la littérature et les données fournisseurs ou constructeurs, le reste des paramètres étant identifiés comme clefs pour la calibration. Pour l'identification nous avons utilisé le critère des moindres carrés. Une planification d'expériences ainsi qu'une validation expérimentale nous a permis valider les différentes hypothèses retenues.
2. **Définition des architectures** : à travers le développement des modèles, nous avons pu établir l'architecture des actionneurs et le plan d'instrumentation les plus adéquats au fonctionnement de nos deux systèmes. Les modèles réduits nous ont permis d'élaborer les stratégies de contrôle, de surveillance et de diagnostic.
3. **Optimisation technico-économique** : pour chacun des systèmes énergétique nous avons relié la performance des lois de commande et leurs robustesse au dimensionnement système ce qui nous a permis de réduire les marges de tolérance lors de l'étape de dimensionnement.
4. **Implémentation et validation des algorithmes** : une fois l'architecture du groupe motopropulseur avec pile à combustible et du groupe motopropulseur avec moteur thermique figé, nous avons implémenté des lois de commandes ayant pour objectifs la robustesse en performance et en stabilité. Nous avons également implémenté des algorithmes pour l'observation et le diagnostic. Une partie des algorithmes de commande et de diagnostic a pu être testée sur banc d'essai (moteur ou système pile à combustible) ou sur banc à rouleaux (test de prototypes véhicules).

5. **Comparaison des deux systèmes** : nous avons fait une étude comparative entre le système de rupture GMP/PAC et le système conventionnel GMP/MTD. Pour cela, nous avons défini 5 axes, Figure 2.1.



Deuxième partie

Etude d'un groupe motopropulseur avec pile à combustible

Chapitre 4

Contexte de l'étude et position des problèmes spécifiques au GMP étudié

Une pile à combustible est constituée pour l'essentiel de plaques distributrices de matières généralement en acier inoxydable ou en graphite, que l'on peut considérer comme de bons conducteurs thermiques, et d'un ensemble membrane/électrodes à considérer comme des isolants. L'ensemble membrane/électrodes assure le transit des ions, la circulation des réactifs ainsi que l'évacuation de l'eau produite par les canaux d'alimentation en gaz.

C'est au niveau des électrodes qu'ont lieu les deux demi-réactions électrochimiques qui sont à la base du fonctionnement de la pile. Ces réactions sont exothermiques et conditionnent le comportement thermique de la pile. Un bon conditionnement thermique de la pile permet d'augmenter le rendement des réactions électrochimiques, d'éviter les problèmes d'engorgement en eau des canaux de distribution et de pallier aux problèmes liés à l'assèchement des membranes.

Le circuit de refroidissement joue alors un rôle important pour améliorer le rendement global du système. La modélisation de ce circuit nécessite le développement de modèles d'échangeurs diphasiques. En effet les gaz en amont et en aval de la cathode et de l'anode de la pile à combustible sont des gaz humides.

Tout d'abord nous présentons le groupe motopropulseur avec pile à combustible. Ensuite, nous détaillons la modélisation des principaux modules du système étudié. Nous nous intéressons en particulier à la modélisation thermique, électrique et chimique du système pile (module de la combustion (**MDC**) de la figure 1.1). Nous allons présenter, par la suite, des modèles simplifiés des composants principaux du module de traitement de fluides (bloc **MTF**). Notamment un modèle simplifié du reformeur et un modèle simplifié du turbo-compresseur. Nous nous intéressons ensuite à la modélisation du circuit de refroidissement (module de traitement thermique **MTT**). Nous proposons un modèle 1D des échangeurs de chaleur. Ensuite, nous réduisons ce modèle en un modèle 0D qui traduit le bilan thermique ainsi que la quantité d'eau récupérée. Les équations du modèle seront par la suite écrites sous une forme matricielle adaptée pour la commande. Le travail effectué sur les échangeurs sera reproduit pour les autres éléments du circuit de refroidissement. Nous synthétisons par la suite un modèle complet de la thermique du groupe motopropulseur.

Dans le cadre du projet RESPIRE, une série d'essais a été réalisée à l'université de Liège sur les échangeurs. Ces essais ont permis de valider le modèle de l'échangeur de chaleur. Une deuxième campagne d'essais a été réalisée au centre technique de la société Snecma. Ces essais, nous ont permis de valider le

modèle de la pile à combustible.

4.1 Revue des principales architectures du groupe motopropulseur avec pile à combustible

4.1.1 Le cas général

La pile à combustible repose sur un principe relativement ancien, puisque c'est en 1802 que Sir Henry David réalise pour la première fois l'électrolyse de l'eau, obtenant de l'hydrogène et de l'oxygène. En 1838, en coupant le courant d'alimentation lors d'un essai d'électrolyse, Christian Friedrich Schönbein constate l'existence d'un courant électrique inverse au premier. Puis, en 1839, Sir William Grove, construit la première cellule électrochimique fonctionnant avec de l'hydrogène comme carburant et des électrodes de platine poreux en milieu d'acide sulfurique, mettant ainsi en évidence la possibilité de produire du courant électrique par conversion directe de l'énergie chimique du combustible. La pile à combustible ayant la particularité d'utiliser deux gaz - l'hydrogène H₂ et l'oxygène O₂ - comme couple électrochimique, les réactions d'oxydoréduction qui s'opèrent dans la pile sont particulièrement simples, et ne consomment pas les matériaux qui la constituent (contrairement aux piles traditionnelles). La pile à combustible s'impose donc comme le convertisseur le plus performant de l'hydrogène en électricité.

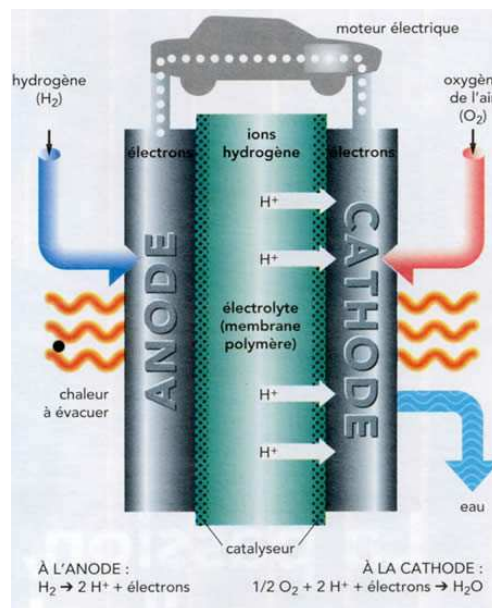


FIG. 4.1 – Fonctionnement d'un système pile à combustible

En fonction de la nature de l'électrolyte utilisé et de la température de fonctionnement, les piles à combustible alimentées en hydrogène (pur ou reformé¹) sont regroupées généralement en cinq familles principales :

1. les piles à combustible à membrane échangeuse de protons (PEMFC, Proton Exchange Membrane Fuel Cell) ;

¹Produit à partir de combustibles hydrocarbonés, hydrocarbures ou alcools (méthanol ou éthanol).

2. les piles à combustible alcalines (AFC, Alkaline Fuel Cell) ;
3. les piles à combustible à acide phosphorique (PAFC, Phosphoric Acid Fuel Cell) ;
4. les piles à combustible à carbonates fondus (MCFC, Molten Carbonate Fuel Cell) ;
5. les piles à combustible à oxyde solide (SOFC, Solid Oxide Fuel Cell).

Le tableau (4.1.1) compare les différentes technologies de piles à combustibles.

<i>Paramètres</i>	PEMFC	AFC	PAFC	MCFC	SOFC
Puissance électrique	1 W à 250 kW	10 à 50 kW	100 à 200 kW	500 kW à 10 MW	1 kW à 10 MW
Densité de courant	0,6 Acm^{-2}	0,09 Acm^{-2}	0,18 Acm^{-2}	0,13 Acm^{-2}	0,25-1,25 Acm^{-2}
Rendement	30 à 50%	40 à 60%	35 à 45%	50 à 60%	50 à 70%
Durée de vie	5000 h	2000 h	40000 h	20000 h	20000 h
Pression	2-5 bar	1 bar	1 bar	1 bar	1 bar
Température	60-90°C	50-250°C	160-220°C	600-700°C	800-1000°C
Électrolyte	Polymère perfluoré (solide)	Hydroxyde de potassium (liquide)	Acide phosphorique (liquide)	Carbonate de lithium/potassium (liquide)	Céramique (solide)
Catalyseur	Platine	Platine, nickel	Platine	Nickel	Perovksites
Combustible	Hydrogène pur ou reformé	Hydrogène	Gaz naturel reformé	Reformage interne de gaz naturel	Gaz naturel
Applications	Transports, portables, stationnaires	Spatiales, transports	Transports, stationnaires	Stationnaires	Transports (APU), stationnaires

TAB. 4.1 – Comparaison des différentes technologies de piles à combustible

A noter qu'il existe également la famille des piles à combustible à combustion directe de méthanol (DMFC, Direct Methanol Fuel Cell) : elles proposent des caractéristiques proches de celles des piles PEMFC, avec une température de fonctionnement de 60 à 90°C mais un rendement de seulement 10 à 30%. L'alimentation de ce type de piles en méthanol et non en hydrogène les oriente vers une application surtout maritime (sous-marins). Le principal avantage des piles à combustible fonctionnant à haute température (> 700°C) est qu'elles ont la possibilité d'utiliser directement des composés hydrogénés comme combustible, sans catalyseur noble. En revanche, la durée importante de mise en fonctionnement, due à la montée en température de ces piles, représente un handicap majeur, surtout si l'on s'intéresse aux applications non stationnaires.

Les piles à basse température, elles, ne présentent pas cet inconvénient, mais elles utilisent en contrepartie des catalyseurs nobles, chers et sensibles à l'empoisonnement², notamment par le monoxyde de carbone CO et certains composés soufrés. Dans le secteur des transports, les piles de type SOFC et PEMFC sont les plus prometteuses, du fait de leur électrolyte solide - qui permet d'écartier tout problème de fuites et de faciliter l'industrialisation en grande série - et de leur compacité - qui facilite l'intégration aux véhicules.

Les PEMFC sont actuellement le type de pile le plus étudié. Leurs applications sont multiples autant dans le domaine automobile que dans le domaine stationnaire et portable. En effet, d'une part leur faible température de fonctionnement, permet un démarrage rapide, une plus grande souplesse de fonctionnement et une meilleure gestion thermique car il y a moins de chaleur à évacuer. D'autre part, les piles PEMFC sont multi-usages et couvrent un large spectre de puissance. Cependant, elles présentent encore

²Occupation des sites réactionnels par des molécules inertes pour la réaction électrochimique.

des problèmes qui doivent être réglés, comme la sensibilité au CO ou encore l'importante quantité de catalyseur (souvent du Platine) qui coûte cher. Par la suite nous concentrerons notre étude sur la technologie PEMFC.

L'une des premières questions qui se pose pour les véhicules à pile à combustible est de savoir comment stocker l'hydrogène à bord. Si la molécule de H_2 est très énergétique (120 MJ/kg contre 43 MJ/kg pour l'essence), l'hydrogène est aussi le plus léger des éléments chimiques et occupe beaucoup plus de place qu'un autre gaz à poids égal. Par conséquent, pour produire autant d'énergie qu'avec 1 litre d'essence, il faut 4,6 litres d'hydrogène comprimé à plusieurs centaines de bars. La grande majorité des constructeurs engagés dans des recherches sur le véhicule à pile à combustible a néanmoins choisi de stocker l'hydrogène à bord du véhicule, sous forme liquide ou gazeuse, dans un réservoir adapté : c'est la voie dite de "l'hydrogène direct". Voici un rapide tour d'horizon des véhicules équipés de piles à combustible PEMFC proposés par ces constructeurs.

Depuis plusieurs années, General Motors présente des prototypes de plus en plus aboutis tels que *Hy-Wire* en 2002, et surtout *Sequel* en 2005, qui atteint un niveau de prestations équivalent à une voiture thermique conventionnelle en terme de performances, d'autonomie, et de durabilité. En effet, l'accélération de 0 à 100 km/h en moins de 10 secondes et la vitesse de pointe de 145 km/h sont obtenues grâce à une pile GM de 73 kW et une batterie Lithium-Ion d'une puissance en pointe de 65 kW, qui alimentent un moteur électrique de 60 kW destiné aux roues avants et deux moteurs-roues de 25 kW chacun à l'arrière. L'autonomie de 480 km est assurée par trois réservoirs d'hydrogène, en composite de carbone, et à la pression de 700 bars pour stocker pas moins de 8 kg d'hydrogène.



FIG. 4.2 – Prototypes *Hy-Wire* et *Sequel* de General Motors

GM accélère le rythme dans son programme de développement de voitures à pile à combustible avec la construction pour 2007 de cent véhicules, dans le cadre d'un programme de test en utilisation réelle : le "Project Driveway". Le véhicule qui servira de base à cet exercice est la voiture de série Chevrolet *Equinox*, équipée d'une pile GM de quatrième génération, capable de fonctionner par temps froid, et d'un réservoir d'hydrogène gazeux à la pression de 700 bars (pour une autonomie de 320 km).

En Europe, Daimler-Chrysler s'affirme comme le grand acteur en matière de pile à combustible : il multiplie les prototypes (bus, utilitaires, monospaces) afin d'accélérer la banalisation de cette technologie et de mettre une voiture sur le marché à l'horizon 2015. Outre la trentaine de bus *Citaro* qui circulent déjà dans une dizaine de villes européennes, le concept *NECAR*, avec cinq générations successives de 1994 à 2000 (sur base de *Classe A*), et bientôt le concept *F-Cell* (sur base de *Classe B*), démontrent la maîtrise technologique de Mercedes dans ce domaine (avec son fournisseur de pile Ballard). Le prototype *F600 Hygénius* en est une nouvelle illustration : la pile alimente un moteur électrique d'une puissance équivalente à 115 chevaux, alors que le couple atteint 350 Nm ; la consommation chute avec une moyenne

annoncée à 2,9 litres aux 100 km, ce qui permet d'atteindre une autonomie de 400 km.



FIG. 4.3 – Bus *Citaro*, prototypes *NECAR* et *F600 Hygénius* de Mercedes

En France, après les démonstrateurs *Taxi PAC* et *H20*, puis l'exercice de style *Quark* (quad avec un moteur électrique de 7 kW et 100 Nm dans chaque roue), Peugeot a présenté en 2006 un concept plus abouti, la *207 Epure* : une pile GENEPAC de 20 kW issue de la collaboration avec le Commissariat à l'Energie Atomique (CEA) et une batterie de 50 kW alimentent un moteur électrique de puissance nominale de 40 kW (70 kW en crête, soit près de 100 ch), avec un couple de 180 Nm ; les cinq réservoirs placés à l'arrière accueillent 3kg d'hydrogène sous 700 bars et autorisent une autonomie de 350 km. Par contre, la vitesse de pointe est limitée à 130 km/h et la capacité d'accélération est faible, avec 15 secondes pour atteindre les 100km/h.



FIG. 4.4 – Le dernier prototype *Epure* de Peugeot

Au Japon, Toyota, moteur en matière d'innovation pour les véhicules hybrides, est également un acteur de premier rang dans le secteur des piles à combustible : le constructeur japonais prévoit de mettre en vente la première voiture équipée d'ici 2015, au prix de 50000 dollars US. Dès 2002, Toyota a fourni sous forme de leasing aux organismes d'état japonais et à des universités américaines des *Fuel Cell Hybrid Vehicles* de série, dérivés du concept FCHV-4 déjà présenté en 2001 (puissance de 80 kW ou 107 ch, couple de 260 Nm, autonomie de 250 km). Mais ce sont les prototypes FINE-S et FINE-N en 2003, et surtout FINE-X en 2005, qui représentent un concentré de tout le savoir-faire du constructeur en matière d'environnement, avec notamment un moteur électrique de 25 kW et 110 Nm de couple dans chaque roue.

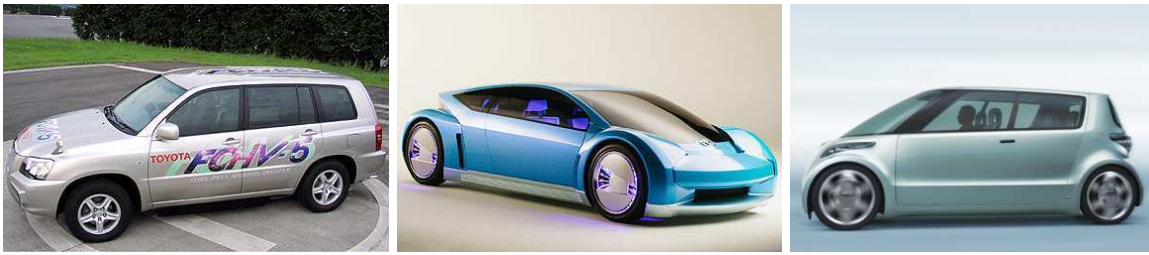


FIG. 4.5 – Prototypes *FCHV*, *Fine-S* et *Fine-X* de Toyota

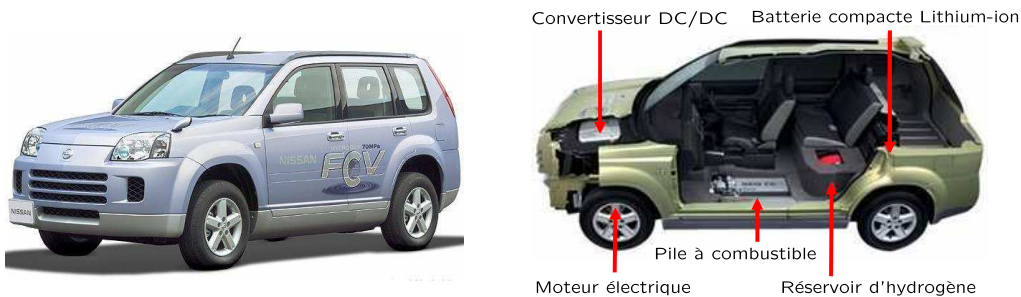


FIG. 4.6 – Prototype *X-Trail FCV* de Nissan

4.1.2 Système pile à combustible avec reformeur embarqué

Les questions de la production, du transport et de la distribution de l'hydrogène - qui demandent plus de précautions que pour les carburants classiques - restant posées, l'intégration d'un reformeur à bord du véhicule semble être une solution viable pour une industrialisation dans les dix prochaines années. Il est en effet peu probable qu'un réseau suffisamment dense de stations-service à hydrogène soit mis en place d'ici là. Ce constat a amené Renault - comme Toyota en 1997 avec son premier prototype *FCHV* avec reformeur de méthanol - à explorer la voie du reformage embarqué, parallèlement aux études de Nissan sur l'hydrogène direct. Cette fois, l'hydrogène n'est plus stocké dans un réservoir à haute pression, mais produit dans le véhicule même, à l'aide d'un reformeur : il s'agit d'une centrale chimique qui permet de transformer un combustible (éthanol, gaz naturel, essence, gazole, biocarburants, carburants de synthèse) en un mélange gazeux riche en hydrogène (reformât), [5].

Cette solution introduit certes un système supplémentaire, assez complexe de surcroît, et entraîne une légère dégradation du bilan environnemental du véhicule : la transformation de l'hydrocarbure en hydrogène s'accompagne d'émissions de CO_2 et de polluants, à des niveaux relativement faibles. Mais elle présente des avantages non négligeables : propriété multicarburant (voir [6]), acceptabilité du client pour des carburants liquides, utilisation de l'infrastructure de distribution existante, pas de rejet de particules, autonomie supérieure à 600 kilomètres...

Les principaux constructeurs (General Motors, DaimlerChrysler ou Toyota) ont abandonné officiellement la solution du reformage, au motif qu'avec un reformeur, le véhicule à pile à combustible n'est plus une voiture "zéro pollution" (Zero Emission Vehicle, ZEV). En effet, en terme de rendement global, il est reconnu qu'il est plus avantageux de produire de l'hydrogène en grande quantité, de manière centralisée, plutôt qu'à petite dose dans une application automobile.

Au final, si la technologie du reformage est déjà répandue dans l'industrie chimique et semble prometteuse pour l'automobile, elle doit encore satisfaire un certain nombre de conditions préalables et impératives pour rendre les voitures à pile à combustible utilisables à court terme avec les stations-service actuelles : masse, compacité, rendement, gestion des transitoires (temps nécessaire pour produire la quantité d'hydrogène requise en cas d'accélération), pureté de l'hydrogène (notamment la faible teneur en monoxyde de carbone : produit du reformeur et poison pour la pile), contrôle, température de fonctionnement, temps de démarrage, durée de vie, coût...

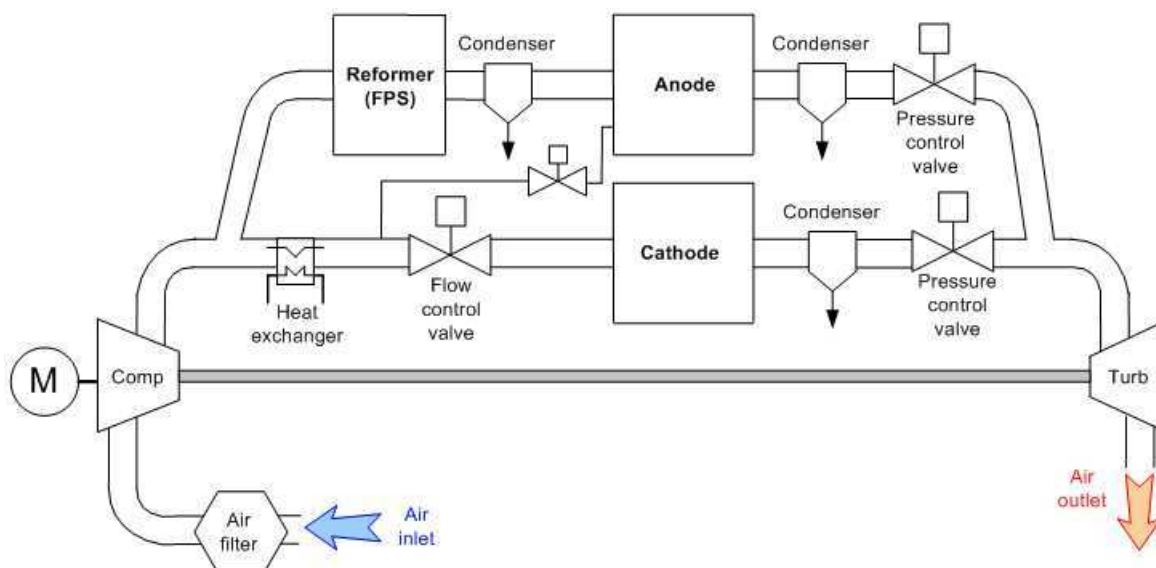


FIG. 4.7 – Système pile à combustible avec reformeur embarqué

Dans le cas où un reformeur est utilisé, la pile est alimentée par un carburant riche en hydrogène. Suite à des réactions chimiques, l'hydrogène est libéré sous forme atomique. Les divers procédés chimiques mis en jeu nécessitent des conditions particulières de température, de pression et de stoechiométrie. Afin d'assurer ces conditions la pile est entourée de plusieurs auxiliaires :

- Le reformeur qui convertit le carburant en gaz riche en hydrogène.
- Le système d'air qui régule le niveau de pression et alimente la pile en comburant
- Le circuit de refroidissement qui régule les températures et améliore le bilan d'eau

L'ensemble de la pile et de ses auxiliaires est appelé groupe moto-pulseur (4.8)

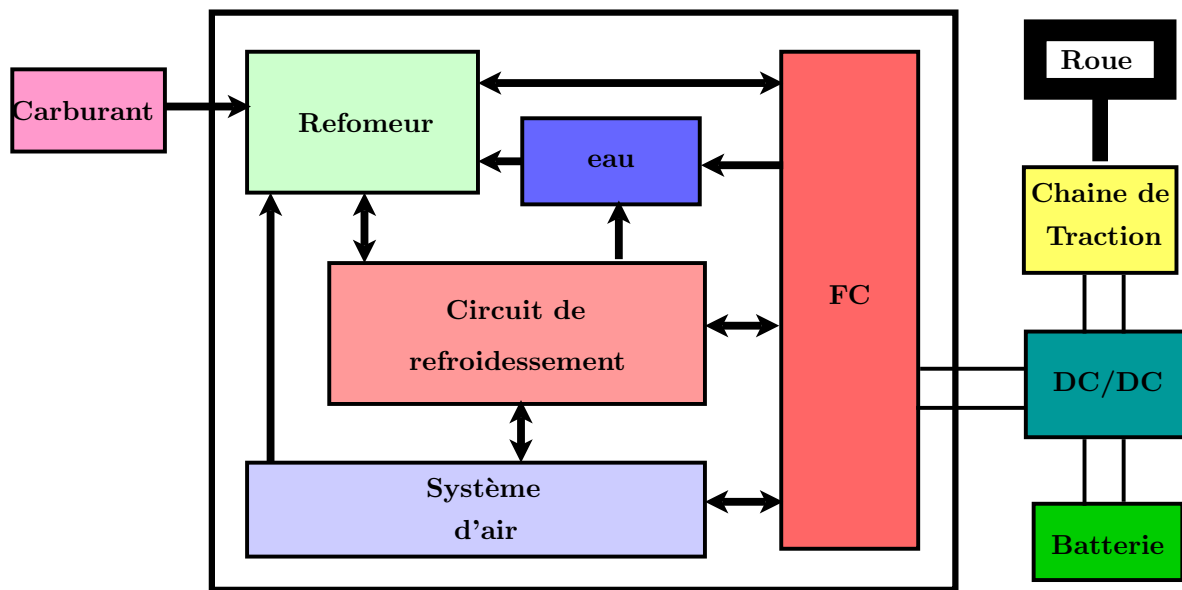


FIG. 4.8 – Schéma simplifié du groupe motopropulseur.

Les piles à combustible sont principalement élaborées à partir d'un empilement de cellules élémentaires. Chaque cellule représente un générateur électrochimique comme le montre la figure 3.1 . Elle est branchée en série avec ses voisines, et leur alimentation en réactifs se fait en parallèle. Cet empilement se répète dans une seule direction pour la technologie PEM contrairement à la technologie SOFC qui voit ses cellules se répéter dans les trois directions de l'espace (cas de la technologie tubulaire). Chaque cellule est composée alors d'une plaque bipolaire, d'électrodes sur lesquels est déposé le catalyseur et d'un électrolyte (figure 4.9). La cellule se voit traversée par des conduites d'acheminement de combustible (Hydrogène) et de comburant (Air). Quant au refroidissement des cellules, il est assuré grâce aux plaques bipolaires. En effet, les plaques distributrices représentent les frontières entre deux cellules élémentaires. Elles interviennent dans :

- la séparation des réactifs entre deux cellules ;
- la distribution des gaz à l'aide de canaux ou par l'intermédiaire de poreux ;
- l'évacuation l'eau produite et des gaz non consommés ;
- les liaisons électriques entre les cellules ; elles jouent le rôle de conducteur électronique entre l'anode productrice d'électrons et la cathode consommatrice ;
- le refroidissement de la pile à combustible.

La description des phénomènes peut être réalisée sur la plus petite géométrie correspondant à un ensemble d'élément répétitif (cellule élémentaire). Pour simplifier les notations, nous décrivons uniquement la géométrie d'une cellule unité sachant que l'extension au stack (groupe de cellule) peut se faire avec peu de difficultés.

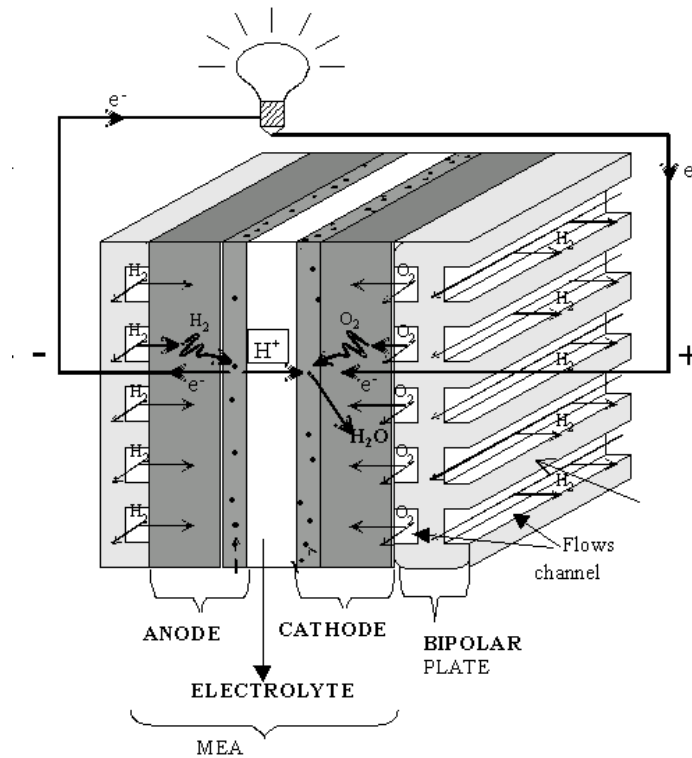


FIG. 4.9 – Représentation d’une cellule élémentaire.

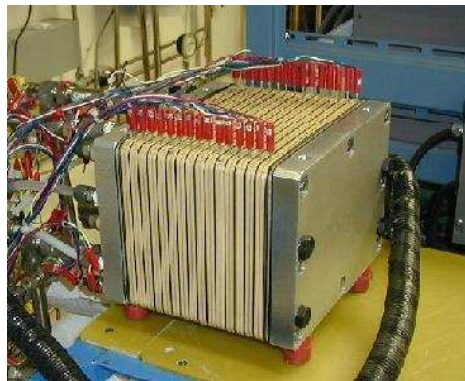
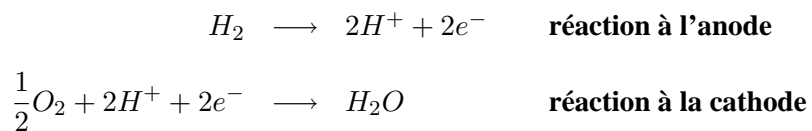
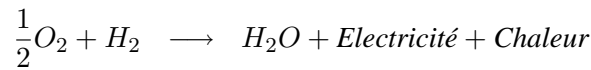


FIG. 4.10 – Photo d’une des piles à combustible du projet RESPIRE

La pile à combustible transforme l’énergie chimique en énergie électrique. Cette transformation se fait grâce à deux réactions : la réaction d’oxydation de l’hydrogène et la réaction de réduction de l’oxygène. Les produits de réaction sont, pour toutes les technologies, de l’eau. Dans le cas d’une pile PEMFC, on peut écrire les réactions à l’anode et à la cathode :



La réaction globale s'écrit :



Il faut noter que tout en produisant de l'énergie électrique et des produits de réaction, les réactions qui ont lieu dans la pile à combustible produisent également de la chaleur. La quantité de chaleur dégagée par les réactions chimiques doit être évacuée afin d'assurer le bon fonctionnement de la pile, d'augmenter sa durée de vie et d'améliorer le rendement global du système pile à combustible.

L'eau constitue un réactif principal de la procédure de reformage de l'hydrogène. Pour fournir la quantité d'eau nécessaire, des condenseurs et des séparateurs sont répartis le long de la circulation des gaz dans le groupe motopropulseur.

Pour des raisons de durée de vie, les technologies actuelles de piles imposent que les températures des gaz à l'entrée de la pile soient asservies sur la température de la pile (10° de tolérance).

La figure 4.11 illustre comment l'énergie chimique fournie à la pile se répartit entre puissance électrique utile et chaleur.

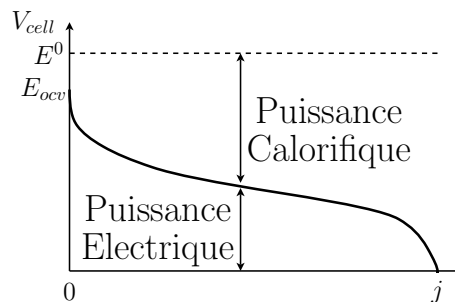


FIG. 4.11 – Bilan énergétique

Dans un système pile à combustible avec reformeur embarqué, la quantité de chaleur dégagée par les réactions chimiques est importante, elle est de l'ordre de 60kw pour une pile de 75kw, figure 4.11. De plus pour des raisons d'économie d'eau, les gaz d'échappement doivent être refroidis, ceci implique plus de quantité de chaleur à évacuer. Le niveau de température de fonctionnement nominal de la pile est assez bas ce qui rend la régulation thermique du système pile plus reformeur plus difficile à réaliser. Plusieurs architectures de circuit de refroidissement du groupe motopropulseur sont proposées (références brevet). Le liquide de refroidissement de la pile doit être dé-ionisé afin d'éviter qu'il influence le comportement électrique de la pile. Nous avons choisi d'utiliser un circuit de refroidissement avec deux boucles. La première contient la pile, une pompe et un échangeur de chaleur. Elle permet de réguler la température de la pile. Le liquide de refroidissement à l'intérieur de cette boucle est dé-ionisé. La deuxième boucle est composée d'une pompe, deux radiateurs et quatre échangeurs de chaleur. Elle permet de conditionner la température des gaz à l'entrée de la pile et de récupérer l'eau sous forme liquide en vue de l'utiliser pour la procédure de reformage de l'hydrogène. Une architecture est proposée pour le circuit de refroidissement, figures 4.12 et 4.13.

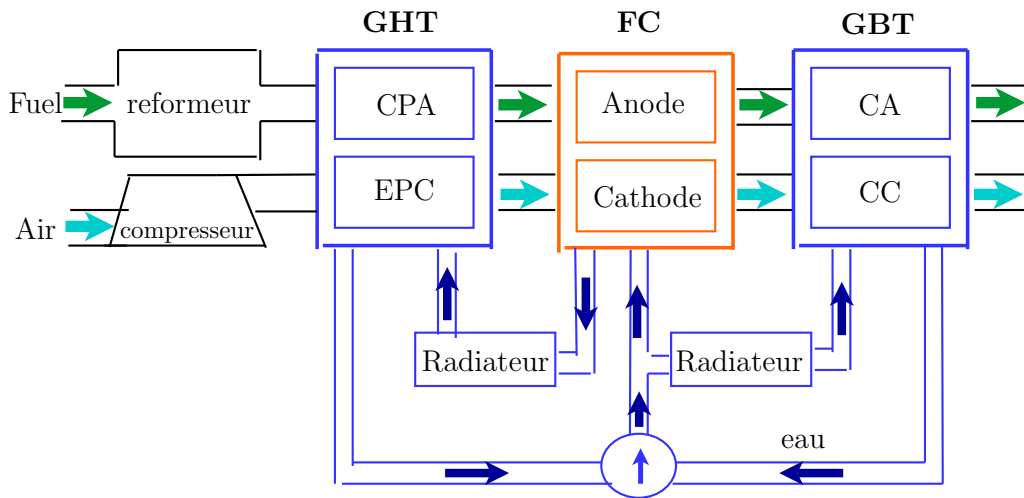


FIG. 4.12 – Module de puissance.

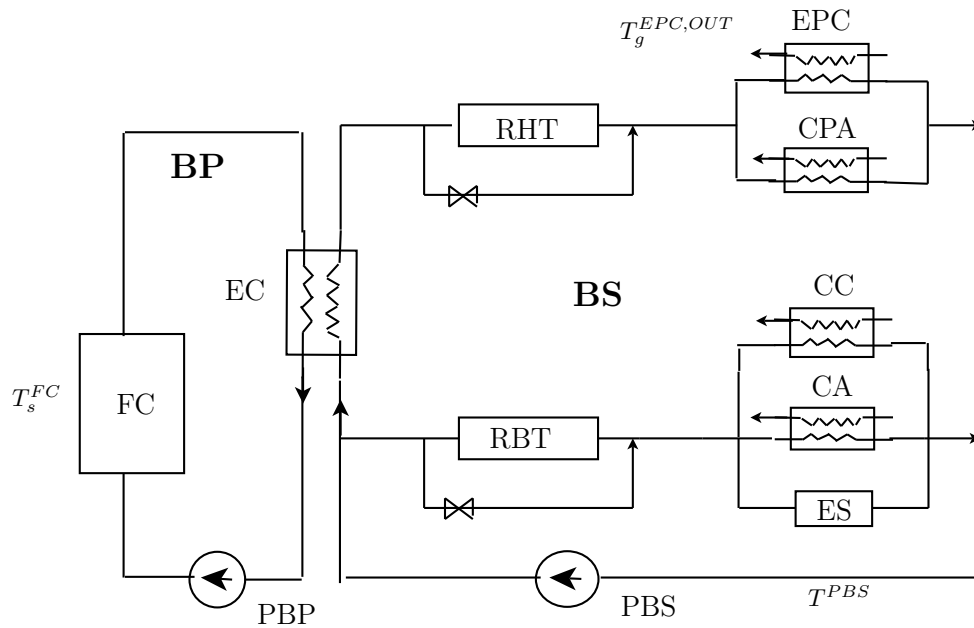


FIG. 4.13 – Thermique du groupe motopropulseur

La structure instrumentation/actionneurs telle que décrite dans la figure 4.13 n'est pas la version finale (retenue) du système³.

³Cette représentation permet néanmoins de réaliser une description fonctionnelle du circuit de refroidissement.

Dans le circuit de refroidissement, on peut distinguer deux boucles hydrauliques :

- La boucle secondaire d'eau glycolée 40%.
- La boucle primaire d'eau pure

Boucle secondaire La boucle secondaire est formée de deux radiateurs RBT et RHT qui servent à évacuer la puissance thermique grâce à un échange air - eau glycolée, des échangeurs situés en aval et en amont de la pile, d'une pompe qui assure un débit variable en fluide de refroidissement et d'un système de vanne pour contrôler le débit à l'entrée de chaque composant. Les échangeurs EPC et CPA sont situés avant la pile, ils sont refroidis par l'eau glycolée provenant du radiateur RBT. La température nominale de l'eau à la sortie de ce radiateur est de 60 ° C. Les échangeurs CC et CA ainsi que l'électronique de puissance sont situés en aval de la pile, et sont refroidis par l'eau glycolée provenant du radiateur RBT. La température nominale de l'eau à la sortie de ce radiateur est de 80 ° C. Le premier ensemble forme ce qu'on appelle le groupe basse température, et le deuxième forme le groupe haute température.

Boucle primaire Un deuxième circuit d'eau a été conçu pour deux raisons :

- Les réactions chimiques à l'intérieur de la pile sont des réactions exothermiques. La chaleur produite par la pile doit être régulée à une température nominale voisine de 90 ° C afin d'assurer le bon fonctionnement de la pile.
- Le fluide de refroidissement doit être dé-ionisé.

La boucle primaire est constituée de la pile, de l'échangeur de couplage entre la BP et la BS et d'un volume de conduite entre la pile et l'échangeur EC.

4.2 Enjeux de l'étude du groupe motopropulseur avec pile à combustible et reformeur embarqué (GMP/PAC)

Les principaux enjeux de l'étude du groupe motopropulseur avec pile à combustible sont :

- gérer les différentes contraintes thermique du système ce qui permet d'augmenter la durée de vie des différents organes, d'améliorer le rendement du système ;
- améliorer l'autonomie en eau du système pour cela nous avons besoin d'avoir une estimation précise de la quantité d'eau présente à chaque instant dans le système. D'où la nécessité de développer un modèle de la condensation diphasiques dans les échangeurs ;
- assurer le diagnostic et la sûreté de fonctionnement du système.

Chapitre 5

Modélisation du module de puissance (MDP) du GMP/PAC

Ce chapitre est consacré à la modélisation des différents composants du module de puissance du système pile. Les modèles sont obtenus à partir des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie et à partir des équations d'état des fluides (relation des gaz parfait, équations d'incompressibilité,...). Ces modèles sont à bases, pour la plupart, d'équations aux dérivées partielles. Ils prennent en compte différents phénomènes physico-chimiques : la diffusion, le transport des gaz, les réactions chimiques, les changements d'état des gaz et les réactions électrochimiques. Des versions simplifiées et réduites des modèles sont ensuite développées. On trouvera ainsi une modélisation de la pile à combustible, des échangeurs de chaleur, des radiateurs, du reformeur...

5.1 Modélisation du module de combustion (MDC)

5.1.1 Modélisation dynamique de la pile à combustible

5.1.1.1 Revue de modèles existants

La littérature sur la modélisation des piles à combustible est abondante. Néanmoins, nous pouvons en extraire quelques modèles génériques. Les principaux travaux concernent la modélisation des transferts à travers les milieux présents dans la pile et la formulation de la courbe caractéristique UI . Les études sont menées sur deux axes, la modélisation au niveau de la cellule et la modélisation au niveau du stack. Dans la suite, on présentera quelques modèles trouvés dans la littérature puis on donnera une critique concernant ces modèles afin de motiver le modèle que l'on présentera dans la section I.4.

TRAVAUX DE BALLARD MARK IV L'équipe composée de J.C.Amphlett, R.M.Baumert et T.J.Harris [7, 8] ont développé un modèle qui décrit le comportement d'une cellule PEMFC. Ce modèle donne lieu à un formalisme de la courbe UI [8].

Hypothèses

1. Modèle isotherme et stationnaire.
2. L'intensité du courant est constante dans toute la pile.

3. La membrane est considérée comme une membrane dense.
4. La zone diffusionnelle est un milieu poreux dans lequel ne circule que du gaz.
5. La zone active est uniquement une interface d'épaisseur nulle, côté anode.

Formulation UI

En combinant les effets de la thermodynamique, du transport, de la cinétique et les pertes ohmiques, on aboutit à la formulation suivante :

$$U_{cellule} = E^{eq} - \eta_{ohm} - \eta_{act} - \eta_c \quad (5.1)$$

- E^{eq} : potentiel d'équilibre thermodynamique.
- Le terme η_{ohm} correspond aux pertes ohmiques.
- Le terme η_{act} correspond aux pertes "par activation" sur l'ensemble des électrodes. Ce type de pertes est dû au contact entre l'électrode et l'électrolyte, sa valeur est donnée par la loi de Tafel :

$$\eta_{act} = b_T \ln \frac{I}{I_0} \quad (5.2)$$

Où b_T est appelée la pente de Tafel, I la densité totale de courant et I_0 la densité de courant d'échange entre l'électrode et l'électrolyte.

- Le terme η_c correspond aux pertes "par gradient de concentration" qui jouent un rôle important pour des fortes valeurs du courant qui engendrent une limitation par transfert de masse, η_c est donné par la formule :

$$\eta_c = b_C \ln \left(1 - \frac{I_{diff}}{I - I_{diff}} \right) \quad (5.3)$$

où I_{diff} le courant limite obtenu quand la concentration des espèces réactantes est nulle au niveau de l'électrode.

Commentaires : Le modèle proposé par l'équipe de Ballard permet d'avoir une bonne précision sur le bilan de la matière dans la cellule puisqu'il prend en compte la quasi totalité des phénomènes, cependant on peut regretter que ce modèle ne prenne pas en compte la gestion de l'eau dans la cellule en particulier dans la membrane et les écoulements dans les canaux. D'autre part, ce modèle reste uniquement statique.

TRAVAUX DE MARIELLE MARCHAND Dans sa thèse M.MARCHAND [9] s'intéresse plus précisément aux problèmes de la gestion de l'eau dans la pile ; elle s'intéresse de plus près au modèle hydraulique, aux types d'écoulements et leurs impacts sur les performances de la pile.

Elle prend en considération le transfert d'eau dans les canaux sous ces deux formes c'est-à-dire un transfert d'eau exclusivement sous forme liquide et un transfert d'eau exclusivement sous forme gazeuse, elle décrit les équations hydrauliques et thermodynamiques qui régissent la pile, nous reviendrons sur ces équations lors du développement du modèle du stack .

Il existe plusieurs approches pour la modélisation dans la bibliographie, nous citerons H.T.LIU [10] qui utilise une description 2D des écoulements, Z.H.WANG [11] et S.DUTTA [12] qui utilise une description 3D. Cependant la plupart de ces descriptions ne prennent en compte qu'un seul type d'écoulement mono-phasique. L'auteur s'inspire des travaux de T.Nguyen [13] pour le développement d'un modèle hydraulique diphasique.

L'évolution des gaz le long du canal élémentaire (Anode et Cathode) est donnée par les équations suivantes :

$$\begin{cases} \frac{dn_{H_2}}{dx} = -H_L \frac{J}{2F} \\ \frac{dn_{O_2}}{dx} = -H_L \frac{J}{4F} \end{cases} \quad (5.4)$$

Avec :

- n_x : débit molaire de l'espèce x.
- H_L : somme des largeurs canal + dent (au niveau des canaux d'alimentation).
- J : densité de courant.
- F : constante de Faraday.

La quantité d'eau liquide varie en fonction de la formation ou de la condensation de vapeur et de la production d'eau dans la pile. Le coefficient α_m (coefficient de gestion d'eau) définit la part respective de l'eau produite reçue par chacun des côtés de la pile.

En faisant l'hypothèse que l'écoulement est homogène, on peut écrire que le débit d'eau vapeur côté anode :

$$\frac{dn_{H_2O}^{AN,Vapeur}}{dx} = \frac{L_c b}{\tau R T^{AN}} \left(P_{sat}(T^{AN}) - \frac{n_{H_2O}^{AN,Vapeur}}{n_{H_2O}^{AN,Vapeur} + n_{H_2}} P^{AN} \right) + \alpha_m H_L \frac{J}{4F}$$

Côté cathode, il s'exprime par :

$$\frac{dn_{H_2O}^{CAT,Vapeur}}{dx} = \frac{L_c b}{\tau R T^{CAT}} \left(P_{sat}(T^{CAT}) - \frac{n_{H_2O}^{CAT,Vapeur}}{n_{H_2O}^{CAT,Vapeur} + n_{O_2} + n_{N_2}} P^{CAT} \right) + (1 - \alpha_m) H_L \frac{J}{4F}$$

Avec les notations suivantes :

- L_c : largeur d'un canal.
- P_{sat} : pression de saturation.
- R : constante des gaz parfaits.
- τ : paramètre cinétique de vaporisation ou condensation.

Quant à la variation du débit d'eau liquide, il devient côté anode :

$$\frac{dn_{H_2O}^{AN,Liquide}}{dx} = -\frac{L_c b}{\tau R T^{AN}} \left(P_{sat}(T^{AN}) - \frac{n_{H_2O}^{AN,Vapeur}}{n_{H_2O}^{AN,Vapeur} + n_{H_2}} P^{AN} \right)$$

Côté cathode, il s'exprime par :

$$\frac{dn_{H_2O}^{CAT,Liquide}}{dx} = -\frac{L_c b}{\tau R T^{CAT}} \left(P_{sat}(T^{CAT}) - \frac{n_{H_2O}^{CAT,Vapeur}}{n_{H_2O}^{CAT,Vapeur} + n_{O_2} + n_{N_2}} P^{CAT} \right)$$

5.1.1.2 Proposition d'un modèle 0D de la pile

Après avoir fait le recensement et la confrontation des différentes modélisations existantes des piles PEMFC, nous allons utiliser ces modèles pour générer la modélisation la plus adéquate pour une cellule PEMFC, puis la généraliser pour un stack et ceci en posant toutes les hypothèses de réduction.

Ces travaux s'inspirent des travaux effectués au sein du groupe pile à combustible (Renault) ainsi que les travaux effectués par Karim Bencherif [14] sur la pile.

L'objectif primaire est le développement d'un modèle qui prend en compte tous les phénomènes intervenant dans la pile PEMFC, ce qui implique l'écriture d'un modèle de la pile dans le cadre général, ce qui rend le mécanisme réactionnel plus complexe.

En effet, ce modèle permet de prendre en compte différents phénomènes :

- Les phénomènes électrochimiques.
- Les phénomènes thermiques.

Modèle chimique simplifié Les flux molaires au niveau de l'anode et de la cathode dépendent essentiellement du courant fourni par la pile, ils sont calculés en utilisant la loi de Faraday (voir travaux Anna Stefanopoulou et Eric A. Müller [15]).

La composition des gaz en entrées de l'anode est donnée par :

$$\begin{aligned}
 Q_{H_2}^{AN,in} &= M_{H_2} \frac{N_{cell} I R^{AN}}{2F} \\
 Q_{CO_2}^{AN,in} &= M_{CO_2} \frac{(1 - D_i)}{2D_i} n_{H_2}^{AN,in} \\
 Q_{N_2}^{AN,in} &= M_{N_2} \frac{(1 - D_i)}{2D_i} n_{H_2}^{AN,in} \\
 Q_v^{AN,in} &= Q_v^{CPA,out}
 \end{aligned} \tag{5.5}$$

L'indice v désigne la vapeur d'eau, ainsi $Q_v^{AN,in}$ est le débit de vapeur d'eau en entrée de l'anode et M_v est la masse molaire de la vapeur d'eau.

La composition des gaz en sortie de l'anode est donnée par :

$$\begin{aligned}
 Q_{H_2}^{AN,out} &= M_{H_2} \frac{N_{cell} I (R^{AN} - 1)}{2F} \\
 Q_{CO_2}^{AN,out} &= M_{CO_2} \frac{(1 - D_i)}{2D_i} n_{H_2}^{AN,in} \\
 Q_{N_2}^{AN,out} &= M_{N_2} \frac{(1 - D_i)}{2D_i} n_{H_2}^{AN,in} \\
 Q_v^{AN,out} &= M_v n_{sec}^{AN,out} \frac{P_{sat}}{P^{AN} - P_{sat}}
 \end{aligned} \tag{5.6}$$

avec $n_{sec}^{AN,out} = n_{H_2}^{AN,out} + n_{CO_2}^{AN,out} + n_{N_2}^{AN,out}$.

La composition des gaz en entrée de la cathode est donnée par :

$$\begin{aligned} Q_{O_2}^{CAT,in} &= M_{O_2} \frac{N_{cell} I R^{CAT}}{4F} \\ Q_{N_2}^{CAT,in} &= M_{N_2} \frac{79}{21} n_{O_2}^{CAT,in} \\ Q_v^{CAT,in} &= M_v Q_v^{EPC,out} \end{aligned} \quad (5.7)$$

La composition des gaz en sortie de la cathode est donnée par :

$$\begin{aligned} Q_{O_2}^{CAT,out} &= M_{O_2} \frac{N_{cell} I (R^{CAT} - 1)}{4F} \\ Q_{N_2}^{CAT,out} &= M_{N_2} \frac{79}{21} n_{O_2}^{CAT,in} \\ Q_v^{CAT,out} &= M_v n_{sec}^{CAT,out} \frac{P_{sat}}{P^{AN} - P_{sat}} \end{aligned} \quad (5.8)$$

avec $n_{sec}^{CAT,out} = n_{O_2}^{CAT,out} + n_{N_2}^{CAT,out}$.

La quantité d'eau emmagasinée dans la pile à l'instant t est donnée par :

$$\begin{aligned} Q_e^{FC} &= n_v^{AN,in} M_{H_2O_v} + n_v^{CAT,in} M_{H_2O_v} + \frac{N_{cell} I (R^{AN} - 1)}{2F} M_{H_2O} \\ &\quad - n_v^{AN,out} M_{H_2O_v} - n_v^{CAT,out} M_{H_2O_v} \end{aligned} \quad (5.9)$$

- R^{AN} est la richesse anodique
- R^{CAT} est la richesse cathodique
- D_i est le dilution

R^{AN} R^{CAT} D_i sont supposées constants et valent respectivement 1.3, 1.8 et 0.4

Q_e^{FC} dépend des débits molaires de la vapeur d'eau qui dépendent de la pression de saturation. Cette dernière dépend de la température T_s de la pile.

La pression globale au niveau de l'anode et de la cathode est maintenue constante grâce au système d'air.

La pression partielle moyenne de l'espèce j est exprimée par :

$$P_j^{X,i} = x_j^{X,i} P^X$$

$j \in \{H_2, O_2, CO_2, CO\}$, $X \in \{CAT, AN\}$ et $i \in \{in, out\}$ avec

$$x_j^{X,i} = \frac{n_j^{X,i}}{\sum_k n_k^{X,i}}$$

¹La relation entre le débit molaire et le débit massique est la suivante : $n_i = \frac{Q_i}{M_i}$, M_i étant la masse molaire de l'espèce chimique i

Modèle électrique retenu Afin de réduire la complexité du modèle électrique qu'engendrerait l'étude d'un modèle distribué (voir annexe de la modélisation distribuée), nous faisons une hypothèse qui permettra de réduire la complexité du modèle 1D en un modèle 0D. Pour ce faire, nous supposons que le courant est constant et continu tout le long de la cellule. En combinant les effets de la thermodynamique, du transport et de la cinétique, on peut déterminer la tension de la cellule. En effet, cette tension n'est autre que la différence des deux potentiels d'électrodes en circuit ouvert (potentiel standard) à laquelle se soustrait la somme des différentes polarisations ou surtensions ; elle peut être mise sous la forme :

$$U_{cellule} = E^{eq} - \sum_{k \in \{A,C\}} \eta_{act,k} - \sum_{k \in \{A,C\}} \eta_{diff,k} - \eta_{ohm} - \eta_{CO} \quad (5.10)$$

Avec :

- E^{eq} : potentiel équivalent ou standard.
- $\eta_{act,k}$: pertes par activation au niveau de l'anode ($k = A$) ou de la cathode ($k = C$).
- η_{ohm} : pertes ohmiques dues exclusivement aux résistances internes de la pile.
- $\eta_{diff,k}$: pertes par diffusion au niveau de l'anode ($k = A$) ou de la cathode ($k = C$).
- η_{CO} : pertes liées à la présence du CO.

En regroupant tous les termes et en traduisant le terme de concentration en oxygène en terme de pression grâce à la loi d'Henry², on obtient :

$$U_{cellule} = E^{eq} - \eta_{act,total} - \eta_{ohm} - \eta_{diff,total} - \eta_{CO} \quad (5.11)$$

Le potentiel standard est donné par :

$$E^{eq} = \begin{cases} \beta_1(\Delta S^0) + \beta_2(\Delta S^0) T_s + \frac{RT}{nF} \ln \left[\frac{P_{H_2}^{AN} (P_{O_2}^{CAT})^{\frac{1}{2}}}{P_{H_2O}^{CAT}} \right] & \text{si } P^{CAT} \geq P_{sat}(T_g^{CAT}) \\ \beta_1(\Delta S^0) + \beta_2(\Delta S^0) T_s + \frac{RT_s}{nF} \ln \left[\frac{P_{H_2}^{AN} (P_{O_2}^{CAT})^{\frac{1}{2}}}{P_{H_2O}^{CAT}} \right] & \text{si } P^{CAT} \leq P_{sat}(T_g^{CAT}) \end{cases}$$

²Lorsqu'un gaz, sous des conditions de température et de pression données est en équilibre avec un liquide, la masse de gaz dissout (ou sa fraction molaire en solution) est proportionnelle à la pression partielle du corps considéré dans la phase gazeuse (exemple : $C_{O_2} = \frac{P_{O_2}}{5,08.10^6 \exp(-\frac{498}{T})}$)

Les pertes d'activation s'expriment comme suit :

$$\eta_{ohm} = I R_{interne} = \begin{cases} \frac{(I + I_0)l_m}{(0.0514\lambda - 0.0000326) \exp\left(1268. \left(\frac{1}{303} + \frac{1}{T_s}\right)\right)} & \text{si la membrane est} \\ & \text{en Nafion .} \\ a_1(I + I_0) + a_2T_s (I + I_0) + a_3 (I + I_0)^2 & \text{si la membrane est} \\ & \text{inconnue.} \end{cases}$$

$$\eta_{act,total} = \xi_1 + \xi_2T_s + \xi_3T_s \ln(C_{O_2}^{CAT}) + \xi_4T_s \log((I + I_0))$$

$$\eta_{diff,total} = \frac{RT_s}{4F} \log\left(1 - \frac{(I + I_0)}{I_{DC}}\right)$$

$$\eta_{CO} = \frac{RT_s}{F\alpha_A} \ln(1 - \Theta_{CO})$$

avec

– l_m : épaisseur de la membrane.

– I_{DC} : courant limite de diffusion cathodique.

– I_0 : courant d'échange.

– α_A : coefficient de transfert anodique.

– $\beta_1(\Delta S^0) = E_0^0 - \frac{T_0\Delta S^0}{nF}$ et $\beta_2(\Delta S^0) = \frac{\Delta S^0}{nF}$.

– T_0 : température standard.

– E_0^0 : potentiel de référence.

– Θ_{CO} : densité de sites occupés par le CO au niveau de l'anode. L'empoisonnement au CO est étudié plus en détail dans [16, 17].

Quant à la tension au borne du stack, c'est la mise en série de N_{cell} cellules, on peut écrire alors que :

$$U_{stack} = N_{cell} \cdot U_{cellule} \quad (5.12)$$

Nous avons abouti à une modélisation des phénomènes électriques sous forme d'une fonction statique f_U de la tension en fonction du courant, de la température et des pressions qui peut être écrite sous la forme :

$$\boxed{U_{stack} = f_U(T, I, P, C, \Theta)} \quad (5.13)$$

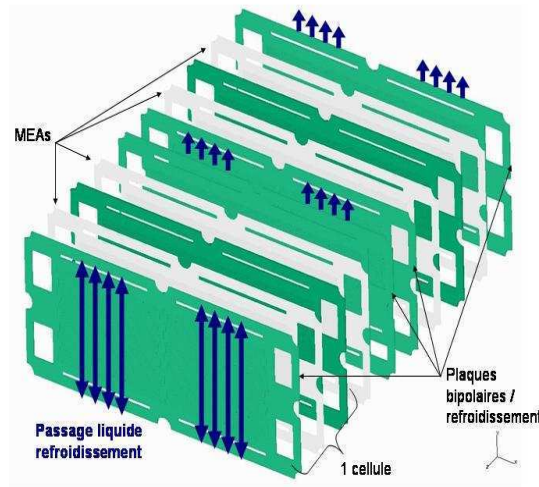


FIG. 5.1 – Géométrie du circuit de refroidissement au niveau d'une cellule de la pile

Modèle thermique Dans les parties solides de la pile, le flux diffusif est négligé devant le flux convectif. En effet, la convection avec le circuit de refroidissement est très grande. Cette hypothèse permet de s'affranchir des contraintes imposées par la géométrie du circuit de refroidissement. D'après [14] on peut obtenir un modèle simplifié qui peut s'écrire sous la forme :

$$m_s C_{p_s} \frac{dT_s}{dt} = W_{g,s}^{CAT} + W_{g,s}^{AN} + W_{e,s} + W_{c,s} \quad (5.14)$$

Puissance Anode-Solide	$W_{g,s}^{AN} = -N_{cell} N_{can} \int_0^{L_{can}} K_g^{AN} P_m^{can} (T_s - T_g^{AN}) dz$
Puissance Cathode-Solide	$W_{g,s}^{CAT} = -N_{cell} N_{can} \int_0^{L_{can}} K_g^{CAT} P_m^{can} (T_s - T_g^{CAT}) dz$
Puissance Thermique dissipée	$W_{e,s} = N_{cell} (U_{ref} - U_{cell}) I$
Puissance Refroidissement Solide	$W_{c,s} = -N_{cell} N_{can} K_c A_c (T_s - T_c)$

Avec les notations suivantes :

- T_s : température de la partie solide de la pile à combustible.
- N_{cell} : nombre de cellule dans le stack.
- N_{can} : nombre de canaux.
- L^{can} : longueur des canaux.
- U_{ref} : tension de référence pour une cellule (tension maximale).
- U_{cell} : tension au niveau d'une cellule.
- K_g^X : coefficient d'échange entre les gaz et la partie solide de la pile $X \in \{AN, CAT\}$.
- K_c : coefficient d'échange entre le liquide de refroidissement et la partie solide de la pile.

Côté gaz :

Dans les canaux d'alimentation de la pile le flux thermique résulte d'un flux convectif. En appliquant les équations du bilan thermique au niveau des éléments élémentaires de l'anode et de la cathode (les canaux d'alimentation) on obtient :

$$\rho \frac{\partial h}{\partial t} + \rho v \frac{\partial h}{\partial z} - \frac{\partial p}{\partial t} = \frac{K_g^{can} S}{V} (T_g - T_s) + \frac{L_v}{V} (C_{H_2Og} - C_{H_2Og}^{sat})$$

En intégrant cette dernière équation sur la longueur du circuit d'alimentation d'une cellule nous obtenons :

$$\rho \frac{d\bar{h}}{dt} + \frac{Q_g^{can,out} h^{out} - Q_g^{can,in} h^{in}}{V^{can}} - \frac{1}{L^{can}} \frac{d\bar{p}}{dt} = \int_0^{L^{can}} \frac{K_g^{can} P_m^{can}}{V^{can}} (T_g - T_s) dz + \int_0^{L^{can}} \frac{L_v}{V^{can}} (C_{H_2Og} - C_{H_2Og}^{sat}) dz$$

Avec

$$\bar{h} = \int_0^{L^{can}} h dz, \quad \bar{p} = \int_0^{L^{can}} p dz$$

La dynamique de la température des gaz cathodiques et anodiques est beaucoup plus rapide que celle de la partie solide de la pile. On peut alors faire l'hypothèse du régime permanent pour les gaz. Ce qui nous permet de déterminer $W_{g,s}^{AN}$, $W_{g,s}^{CAT}$ même en absence de connaissances sur la géométrie interne des canaux de gaz dans la pile.

$$\begin{aligned} W_{g,s}^X &= N_{cell} N_{can} (Q_g^{can,out} h^{out} - Q_g^{can,in} h^{in}) + N_{cell} N_{can} \int_0^{L^{can}} \frac{L_v}{L^{can}} (C_{H_2Og} - C_{H_2Og}^{sat}) dz \\ &= \sum_{i \in \text{espèces}} n_i^{X,in} \Delta H_i T_g^{X,in} - \sum_{i \in \text{espèces}} n_i^{X,out} \Delta H_i T_g^{X,out} \end{aligned}$$

avec $X \in \{AN, cat\}$ et espèces = $\{H_2, CO_2, O_2, N_2, H_2Og\}$

Les $n_i^{X,k}$ représentent les flux molaires des espèces chimiques en entrée et en sortie de la pile. **Côté refroidissement :**

Après avoir utilisé la méthode de collocation orthogonale pour l'équation du fluide de refroidissement, nous obtenons :

$$\frac{dT_c^{out}}{dt} = -v_c \frac{(T_c^{out} - T_c^{in})}{L_c} + \frac{N_{cell} N_{can} K_c A_c}{\rho_c C_{p_c} V_c} (T_s - T_c^{out}) \quad (5.15)$$

Les équations d'état de la thermique de la pile :

$$\begin{aligned} m_s C_{p_s} \frac{dT_s}{dt} &= W_{g,s}^{CAT} + W_{g,s}^{AN} + W_{e,s} + W_{c,s} \\ \frac{dT_c^{out}}{dt} &= -v_c \frac{(T_c^{out} - T_c^{in})}{L_c} + \frac{N_{cell} N_{can} K_c A_c}{\rho_c C_{p_c} V_c} (T_s - T_c^{out}) \end{aligned} \quad (5.16)$$

L'équation de sortie :

$$Y = \begin{bmatrix} T_s \\ T_c^{out} \end{bmatrix}$$

Le modèle thermique de la pile peut être représenté par le schéma suivant :

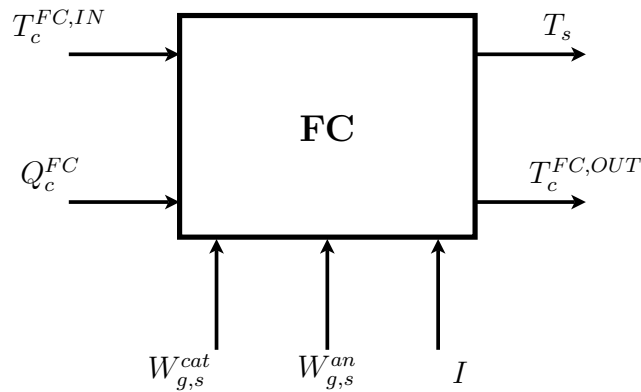


FIG. 5.2 – Modèle thermique de la pile

Modèle réduit de la thermique pile pour la commande

Nous allons montrer dans cette section que nous pouvons réduire encore le modèle de la pile. Pour cela nous utilisons le modèle qui a été développé pour la simulation.

Equations d'état :

$$\dot{T}_s^{FC} = \frac{1}{m_s C_{p_s}} (W_{g,s}^{cat} + W_{g,s}^{an} + W_{e,s} + W_{c,s}) \quad (5.17)$$

$$\dot{T}_c^{FC,out} = -v_c \frac{(T_c^{FC,out} - T_c^{FC,in})}{L_c} + \frac{N_{cell} N_{can} K_c A_c}{\rho_c C_{p_c} V_c} (T_s^{FC} - T_c^{FC,out}) \quad (5.18)$$

Equation de sortie

$$y = T_s^{FC}$$

D'après les différentes simulations réalisées ainsi que les différentes données expérimentales, on remarque que les températures de la partie solide de la pile et celle de l'eau de refroidissement à la sortie de la pile sont quasiment identiques. Ceci s'explique par le fait que l'échange thermique entre la pile et le circuit de refroidissement est très grand.

Notons $K_e^{FC} = N_{cell} N_{can} K_c A_c$, et montrons que la température $T_c^{FC,out}$ peut être approximée par

T_s^{FC} . Lorsqu'on soustrait les équations (5.17) et (5.18) terme à terme nous obtenons :

$$\begin{aligned} \frac{d(T_s^{FC} - T_c^{FC,out})}{dt} &= \underbrace{\frac{1}{m_s C_p^{FC}} (W_{g,s}^{cat} + W_{g,s}^{an} + W_{e,s})}_{\alpha_1} \\ &+ \underbrace{\frac{Q_c C_{p_c}}{\rho_c C_{p_c} V_c}}_{\alpha_2} (T_c^{FC,out} - T_c^{FC,in}) \\ &- \underbrace{K_e^{FC} \left(\frac{1}{m_s C_{p_s}} + \frac{1}{\rho_c C_{p_c} V_c} \right)}_{\alpha_3} (T_s^{FC} - T_c^{FC,out}) \end{aligned}$$

(5.17)+(5.18) nous donne :

$$\begin{aligned} m_s C_{p_s} \frac{dT_s^{FC}}{dt} + \rho_c C_{p_c} V_c \frac{dT_c^{FC,out}}{dt} &= \underbrace{(W_{g,s}^{cat} + W_{g,s}^{an} + W_{e,s})}_{\alpha_4} \\ &- \underbrace{Q_c C_{p_c}}_{\alpha_5} (T_c^{FC,out} - T_c^{FC,in}) \end{aligned}$$

Dans la plage de fonctionnement de la pile, nous avons $30^\circ \leq T_c^{FC,in} \leq 100^\circ$ ce qui fait que $\alpha_3 \geq 40\alpha_2$ et $\alpha_3 \geq 1000\alpha_1$. En statique, nous avons $|T_c^{FC,out} - T_c^{FC,in}| < 5^\circ C$ et $|T_s^{FC} - T_c^{FC,out}| < 0.2^\circ C$. Ce qui fait que $T_s^{FC} - T_c^{FC,out}$ converge d'une façon exponentielle vers une valeur proche de zéro. Pour réduire modèle thermique de la pile nous allons considérer que $T_s^{FC} \approx T_c^{FC,out}$.

On peut alors remplacer le modèle précédent de la thermique de la pile par un modèle à un seul état.

$$\boxed{(m_s C_p^{FC} + \rho_c C_{p_c} V_c) \frac{dT_s^{FC}}{dt} = W_{g,s}^{cat} + W_{g,s}^{an} + W_{e,s} - Q_c C_{p_c} (T_s^{FC} - T_c^{FC,in})} \quad (5.19)$$

La variable de sortie de ce modèle est la température $T_s^{FC,in}$, la variable de commande est T_c^{in} .
Remarque : Les termes $W_{g,s}^{cat}$ et $W_{g,s}^{an}$ dépendent en fait de la variable d'état T_s^{FC} . $W_{g,s}^{cat} = W_{g,s}^{cat,0} + dW^{cat} T_s^{FC}$ et $W_{g,s}^{an} = W_{g,s}^{an,0} + dW^{an} T_s^{FC}$ avec $dW^{cat} \ll Q_c C_{p_c}$ et $dW^{an} \ll Q_c C_{p_c}$.

5.1.2 Synthèse d'un modèle de la pile à combustible

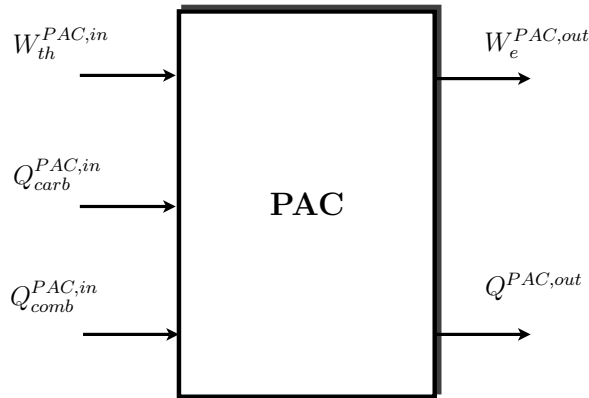


FIG. 5.3 – Modèle de la pile

5.2 Modélisation du module de traitement de fluides (MTF)

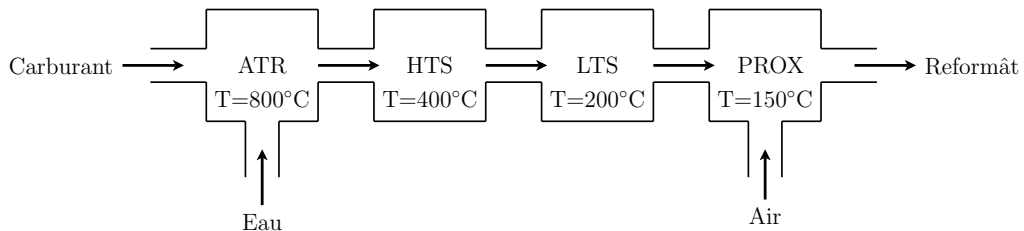
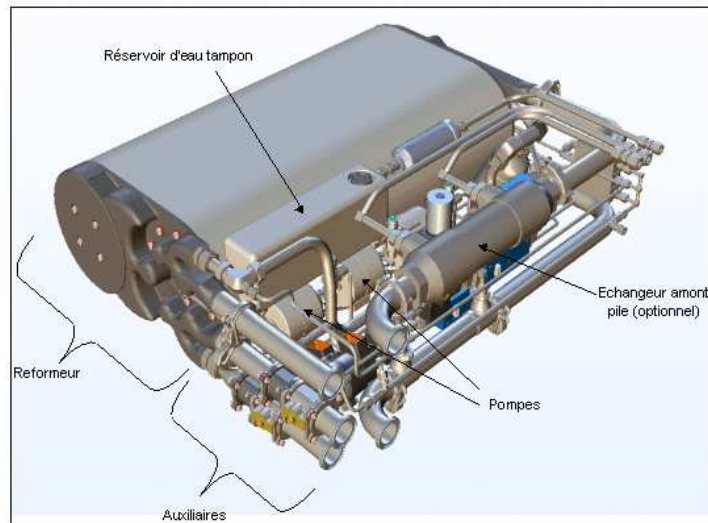


FIG. 5.4 – Différents étages du reformeur

5.2.1 Présentation du modèle utilisé pour le reformeur

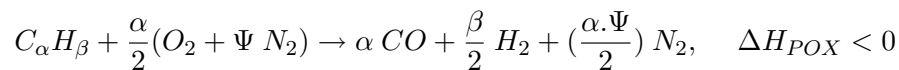
Pour la modélisation du reformeur, nous utilisons le modèle développé dans le cadre de la thèse de Karim BENCHERIF [14],[18]

Travaux de Karim BENCHERIF et de Michel SORINE C'est la première étape catalytique de ce système de production d'hydrogène. Ce processus chimique transforme le carburant en un mélange riche en H_2 selon 3 grands types de réaction [19] :

1. L'oxydation partielle (ou Partial Oxidation- POX) : le procédé de reformage par oxydation partielle offre globalement un rendement faible. De plus ce procédé est fortement exothermique et ne permet donc pas de valoriser l'hydrogène non consommé par la pile.

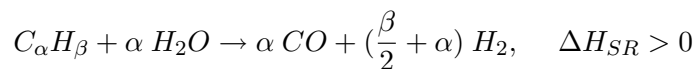
Les quantités importantes d'air nécessaires provoquent une consommation importante d'électricité au niveau du compresseur et diluent fortement l'hydrogène.

Les carburants oxygénés (Ethanol) sont les plus adaptés à ce type de procédé car ils présentent des ratios H/C plus élevés et nécessitent des quantités d'air plus faibles (présence d'oxygène dans les molécules de carburant).

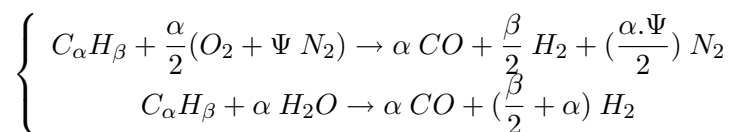


2. Le vapo-reformage (ou Steam Reforming SR) : le procédé de vapo-reformage donne les meilleurs rendements énergétiques en raison de l'adjonction d'eau au niveau du reformeur. De plus, pour ce procédé, l'endothermicité de l'étape de reformage permet de valoriser l'hydrogène non consommé par la pile.

Le steam reforming est bien adapté pour les carburants présentant une température de reformage faible. En effet, c'est le transfert d'énergie thermique pour atteindre cette température qui sera relié directement au temps de démarrage du système reformeur.



3. Le reformage autothermal (ou Auto Thermal Reforming ATR) : c'est une combinaison des deux réactions précédentes de manière à annuler l'enthalpie de la réaction globale obtenue.



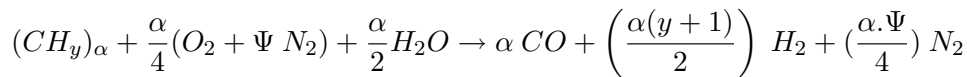
Le procédé ATR présente un bon compromis entre les procédés de POX et de SR. L'étape de reformage nécessite moins d'air que pour le procédé POX. L'eau et l'hydrogène non consommés par la pile peuvent être valorisés. Cette technologie se présente comme étant la plus intéressante pour les carburants pétroliers liquides. La présence d'eau et d'air simultanément au niveau de l'ATR permet une grande souplesse d'utilisation.

En effet, pour les étapes de démarrage avec un réacteur ATR, il sera possible de moduler la quantité d'air à injecter et de ce fait diminuer le temps de démarrage. La possibilité de faire varier les ratios H_2O/C et O_2/C permet un contrôle plus grand du processus que ce que l'on peut attendre d'un réacteur POX ou bien SR seuls.

Notation des grandeurs chimiques Les réactants au niveau de l'ATR sont l'air, l'essence et l'eau :

- L'air $O_2 + \psi N_2$ avec $\psi = 3.773$, $M_{O_2} = 32g$, $M_{N_2} = 28.16g$. On notera m_{air} la masse d'air par mole d'oxygène : $m_{air} = M_{O_2} + \psi M_{N_2} = 138.25g$ et M_{air} sa masse molaire : $M_{air} = (1 + \psi)^{-1} m_{air} = 28.96g$.
- L'eau H_2O , $M_{H_2O} = 18g$.
- L'essence $C_n H_{2n+2}$ est un alcane ($n = 1$: méthane, $n = 2$: éthane, $n = 3$: propane, ..., $n = 8$: octane) ou un mélange d'alcane pour n non entier³. Pour fixer les idées on prend comme exemple un carburant à fort indice d'octane : $n \approx 8$ et comme cas général $C_\alpha H_\beta$, soit, en notant $y = \frac{\beta}{\alpha}$: $(CH_y)_\alpha$. On notera M_{fuel} la masse molaire. On a $M_{fuel} = \alpha(12 + y)$. Cependant dans le cas du diesel, ou d'autres essences plus lourdes, nous pouvons utiliser une écriture statistique par exemple $C_{6.8}H_{12.4}$

Description du modèle Le reformage autothermal ATR peut s'écrire dans le cas de réactions parfaites stoechiométriques sous la forme :



Avec $C_\alpha H_\beta = (CH_y)_\alpha$ avec $y = \frac{\beta}{\alpha}$,

Ce qui correspond aux rapports massiques suivants⁴ :

$$\begin{cases} \lambda_{st(Air)} = \left(\frac{\text{Masse de l'air}}{\text{Masse de l'essence}}\right)_{stchio} = \frac{m_{air}}{4(12+y)} \\ \lambda_{st(H_2O)} = \left(\frac{\text{Masse de l'eau}}{\text{Masse de l'essence}}\right)_{stchio} = \frac{m_{eau}}{2(12+y)} \end{cases}$$

Richesse et dilution

Contrairement à la combustion (ou on définit un ratio entre l'essence et l'air), on se retrouve avec deux rapports, un rapport qui définit un ratio entre l'eau et l'essence et un autre rapport entre l'air et l'essence ce qui donne un degré de liberté de plus. On peut définir alors les richesses du mélange par :

$$\begin{cases} \Phi_{Air} = \lambda_{st(Air)} \cdot \left(\frac{\text{Masse de l'essence}}{\text{Masse de l'air}}\right) \\ \Phi_{H_2O} = \lambda_{st(H_2O)} \cdot \left(\frac{\text{Masse de l'essence}}{\text{Masse de l'eau}}\right) \end{cases}$$

Les réactants dans l'ATR pour un mélange défini par les deux richesses Φ_{Air} et Φ_{H_2O} sont donc :

$$R = (CH_y)_\alpha + \frac{\lambda_{st(Air)} M_{fuel}}{\Phi_{Air} m_{air}} O_2 + \frac{\lambda_{st(Air)} M_{fuel}}{\Phi_{Air} m_{air}} \Psi N_2 + \frac{\lambda_{st(H_2O)} M_{fuel}}{\Phi_{H_2O} m_{eau}} H_2O$$

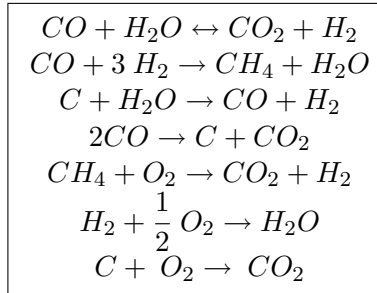
³L'essence peut contenir de l'alcool : $C_n H_{2n+1} OH$. On ne considère pas ce cas ici.

⁴Dans la littérature, on trouve deux autres ratios qui sont le rapport molaire entre le débit d'eau et le débit de carburant en entrée d'ATR noté (S/C) et le rapport molaire entre le débit d'oxygène et le débit de carburant en entrée d'ATR (O2/C) [?]

Les produits sont alors donnés par :

$$P = n_{CO_2}CO_2 + n_{CO}CO + n_{H_2O}H_2O + n_{H_2}H_2 + n_{O_2}O_2 + n_{N_2}N_2$$

On ajoute au mélange des gaz neutres ; c'est à dire des produits d'autres réactions, en effet au niveau de l'ATR il peut y avoir d'autres réactions telle que la réaction de gaz à l'eau et la méthanation, formation de noir de carbone, on écrit les différentes réactions possibles :



Les réactants et les produits s'écrivent maintenant ⁵ :

$$\left\{ \begin{array}{l} R = (CH_y)_\alpha + \frac{\lambda_{st(Air)}M_{fuel}}{\Phi_{O_2}m_{air}}O_2 + \frac{\lambda_{st(Air)}M_{fuel}}{\Phi_{O_2}m_{air}}.\Psi.N_2 + \frac{\lambda_{st(H_2O)}M_{fuel}}{\Phi_{H_2O}m_{eau}}.H_2O + B_R \\ P = n_{O_2}^P O_2 + n_{H_2O}^P H_2O + B_P \end{array} \right.$$

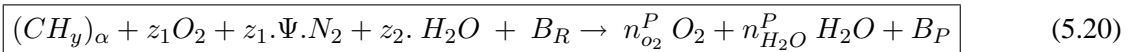
Avec :

$$B_X = n_{CO}^X CO + n_{CO_2}^X CO_2 + n_{H_2}^X H_2 + n_{N_2}^X N_2 \quad (X = R \text{ ou } P)$$

En posant :

$$z_1 = \frac{\lambda_{st(Air)}M_{fuel}}{\Phi_{O_2}m_{air}}; \quad z_2 = \frac{\lambda_{st(Air)}M_{fuel}}{\Phi_{O_2}m_{eau}}$$

La réaction globale s'écrit :



Energie de Gibbs Afin de déterminer la solution exacte, le réacteur ATR a été modélisé par un réacteur de Gibbs. Ce choix est motivé par le fait que nous ne possédons pas les lois cinétiques des différents carburants. En effet, nous savons que mathématiquement la solution n'est pas unique, nous allons ajouter des contraintes imposées par la chimie (par exemple : $\alpha_j > 0, \beta_j > 0$) ainsi qu'une minimisation de l'énergie de Gibbs équivalente à une énergie potentielle en physique, où le système chimique tendra à se stabiliser [20].

En écrivant les équations de conservation de la masse (bilan atomique), on obtient le système d'équations suivants :

⁵Il est possible d'ajouter la formation de noir de carbone et la méthanation en prenant $B_X = n_{CO}^X CO + n_{CO_2}^X CO_2 + n_{H_2}^X H_2 + n_{N_2}^X N_2 + n_C^X C + n_{CH_4}^X CH_4$

$$\begin{pmatrix} z_2 + 2z_1 + n_{CO}^R + 2n_{CO_2}^R \\ y\alpha + 2z_2 + n_{H_2}^R \\ \alpha + n_{CO}^R + n_{CO_2}^R \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2 & 1 & 2 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2 & 2 \\ 0 & 1 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} n_{O_2}^P \\ n_{CO_2}^P \\ n_{CO}^P \\ n_{H_2O}^P \\ n_{H_2}^P \end{pmatrix} \quad (5.21)$$

Ce système d'équation peut être mis sous la forme :

$$B = A.n^P \quad (5.22)$$

Avec $n^P = [n_{O_2}^P \ n_{CO_2}^P \ n_{CO}^P \ n_{H_2O}^P \ n_{H_2}^P]^T$

L'approche du réacteur de Gibbs consiste à chercher le vecteur n^P qui minimise l'énergie de Gibbs ; c'est-à-dire :

$$\min_{n^P} G = \min_{n^P} \sum_{i=1}^{NS} [\mu_i n_i^P] = \min_{n^P} (\mu^t n^P) \quad (5.23)$$

Où on note :

– μ^t : vecteur dont les composants sont les potentiels chimiques (μ_i)

Le problème formulé est un problème d'optimisation sous contraintes puisque il faut minimiser (5.23) sous la contrainte (5.22), nous allons donc former l'Hamiltonien :

$$\begin{cases} \min_{n^P} (\mu^t n^P) \\ An^P = B \text{ et } n_i^P \geq 0 \end{cases} \implies \min_{n^P} (H = \mu^t n^P + \lambda[A.n^P - B]) \quad (5.24)$$

Où H représente l'Hamiltonien du système et λ les facteurs multiplicatifs de Lagrange.

Les potentiels chimiques qui peuvent être mis sous la forme :

$$\mu_j = \mu_j^0 + RT \ln \left(\frac{n_j^P}{\sum_{i=1}^{NS} n_i^P} \right) + RT \ln(P) \quad (5.25)$$

Avec :

- P : pression
- T : température
- μ_j^0 : potentiel chimique dans les conditions standards

Ainsi, On pose :

$$\begin{aligned} B_O(n_{fuel}^{ATR}, n_{eau}^{ATR}, n_{air}^{ATR}) &= z_2 + 2z_1 + n_{CO}^R + 2n_{CO_2}^R \\ B_H(n_{fuel}^{ATR}, n_{eau}^{ATR}, n_{air}^{ATR}) &= \frac{y\alpha + 2z_2 + 2n_{H_2}^R}{2} \\ B_C(n_{fuel}^{ATR}, n_{eau}^{ATR}, n_{air}^{ATR}) &= \alpha + n_{CO}^R + n_{CO_2}^R \\ E &= B_O - B_H - 2B_C \end{aligned}$$

Les quantités B_C , B_O et B_H représentent respectivement les quantités de matières en Carbone (C), oxygène (O) et hydrogène (H) en amont ATR , ces quantités sont fonctions du débit de fuel (n_{fuel}^{ATR}), débit d'eau (n_{eau}^{ATR}) et du débit air (n_{air}^{ATR}) à l'entrée de l' ATR

Le bilan atomique peut alors se réduire à une équation à trois inconnues et ainsi restreindre l'espace d'optimisation de la dimension 5 à la dimension 3. Cela définit la contrainte sous laquelle nous allons devoir optimiser l'Hamiltonien :

$$F(n_{O_2}^P, n_{H_2}^P, n_{CO}^P) = 2n_{O_2}^P - n_{CO}^P - n_{H_2}^P - E = 0 \quad (5.26)$$

Pour retrouver $n_{H_2O}^P$ et $n_{CO_2}^P$, il suffit d'appliquer :

$$\begin{aligned} n_{H_2O}^P &= B_H - n_{H_2}^P \\ n_{CO_2}^P &= B_C - n_{CO}^P \end{aligned} \quad (5.27)$$

En posant $D = B_H + B_C$ et en utilisant les équations (5.27), on trouve

$$\sum n_i^P = D + n_{O_2}^P$$

Ainsi, l'énergie de Gibbs peut s'écrire sous la forme :

$$G(n_{O_2}^P, n_{H_2}^P, n_{CO}^P) = \left\{ \begin{aligned} &n_{O_2}^P \left(\mu_{0,O_2} + RT \ln(P) + RT \ln\left(\frac{n_{O_2}^P}{D + n_{O_2}^P}\right) \right) \\ &+ n_{H_2}^P \left(\mu_{0,H_2} + RT \ln(P) + RT \ln\left(\frac{n_{H_2}^P}{D + n_{O_2}^P}\right) \right) \\ &+ (B_H - n_{H_2}^P) \left(\mu_{0,H_2O} + RT \ln(P) + RT \ln\left(\frac{B_H - n_{H_2}^P}{D + n_{O_2}^P}\right) \right) \\ &+ n_{CO}^P \left(\mu_{0,CO} + RT \ln(P) + RT \ln\left(\frac{n_{CO}^P}{D + n_{O_2}^P}\right) \right) \\ &+ (B_C - n_{CO}^P) \left(\mu_{0,CO_2} + RT \ln(P) + RT \ln\left(\frac{B_C - n_{CO}^P}{D + n_{O_2}^P}\right) \right) \end{aligned} \right. \quad (5.28)$$

d'où l'expression de l'Hamiltonien

$$H(n_{O_2}^P, n_{H_2}^P, n_{CO}^P) = G(n_{O_2}^P, n_{H_2}^P, n_{CO}^P) + \lambda F(n_{O_2}^P, n_{H_2}^P, n_{CO}^P)$$

en dérivant l'Hamiltonien par rapport à ses variables et après simplification, on trouve :

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial H}{\partial n_{O_2}^P} &= (\mu_{0,O_2} + RT \ln \frac{P \cdot n_{O_2}^P}{D + n_{O_2}^P} + 2\lambda) \\ \frac{\partial H}{\partial n_{H_2}^P} &= \mu_{0,H_2} - \mu_{0,H_2O} + RT \ln \frac{n_{H_2}^P}{B_H - n_{H_2}^P} - \lambda \\ \frac{\partial H}{\partial n_{CO}^P} &= \mu_{0,CO} - \mu_{0,CO_2} + RT \ln \frac{n_{CO}^P}{B_C - n_{CO}^P} - \lambda \\ \frac{\partial H}{\partial \lambda} &= 2n_{O_2}^P - n_{CO}^P - n_{H_2}^P - E \end{aligned} \right.$$

Si on pose :

$$\begin{cases} k_{O_2} = \exp\left(\frac{-\mu_{0,O_2}}{RT}\right) \\ k_H = \exp\left(\frac{-\mu_{0,H_2} + \mu_{0,H_2O}}{RT}\right) \\ k_C = \exp\left(\frac{-\mu_{0,CO} + \mu_{0,CO_2}}{RT}\right) \end{cases}$$

Ce système peut être résolu en faisant apparaître les quantités $n_{O_2}^P$, $n_{H_2}^P$, n_{CO}^P à partir des trois premières équations, et en tirant de la quatrième un polynôme d'ordre 4 en $x = \exp(\lambda/RT)$.

$$\begin{cases} n_{O_2}^P = \frac{x^{-2}k_{O_2}D}{P - x^{-2}k_{O_2}} \\ n_{H_2}^P = \frac{k_H x B_H}{1 + x B_H} \\ n_{CO}^P = \frac{k_C x B_C}{1 + x B_C} \\ a_4 x^4 + a_3 x^3 + a_2 x^2 + a_1 x + a_0 = 0 \end{cases}$$

Avec :

$$\begin{cases} a_4 = P k_H k_C (B_C + B_H + E) \\ a_3 = P (B_H k_H + B_C k_C + E(k_C + k_H)) \\ a_2 = (-B_H k_H k_O k_C + EP - B_C k_C k_O k_H - 2D k_O k_H k_C - E k_O k_H k_C) \\ a_1 = (-2D k_O k_C - 2D k_O k_H - E k_O k_C - E k_O k_H - B_H k_H k_O - B_C k_C k_O) \\ a_0 = -2D k_O - E k_O \end{cases}$$

On peut alors ranger les débits dans un vecteur $n^{ATR,out} = (n_i^P)$

$$n^{ATR,out} = \begin{pmatrix} n_{O_2}^P \\ n_{H_2}^P \\ n_{H_2O}^P \\ n_{CO}^P \\ n_{CO_2}^P \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{x^{-2}k_{O_2}D}{P - x^{-2}k_{O_2}} \\ \frac{k_H x B_H}{1 + x B_H} \\ B_H - \frac{k_H x B_H}{1 + x B_H} \\ \frac{k_C x B_C}{1 + x B_C} \\ B_C - \frac{k_C x B_C}{1 + x B_C} \end{pmatrix}$$

Simplification du modèle ATR

Du point de vue numérique, on peut montrer que les coefficients a_0 et a_1 sont très petit par rapport aux restes des coefficients. L'équation du 4^{ème} degré peut se transformer alors en équation du 2nd degré.

Le modèle ATR peut s'écrire alors sous la forme suivante :

$$n^{ATR,out} = \begin{pmatrix} n_{O_2}^P \\ n_{H_2}^P \\ n_{H_2O}^P \\ n_{CO}^P \\ n_{CO_2}^P \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{x^{-2}k_{O_2}D}{P - x^{-2}k_{O_2}} \\ \frac{k_H x B_H}{1 + x B_H} \\ B_H - \frac{k_H x B_H}{1 + x B_H} \\ \frac{k_C x B_C}{1 + x B_C} \\ B_C - \frac{k_C x B_C}{1 + x B_C} \end{pmatrix} \quad (5.29)$$

où x est la solution du polynôme du second degré

$$P(x) = \beta_2 \cdot x^2 + \beta_1 x + \beta_0 = 0 \quad (5.30)$$

Avec les coefficients donnés par :

$$\begin{cases} \beta_2 (P, T, n_{fuel}^{ATR}, n_{eau}^{ATR}, n_{air}^{ATR}) = P k_H k_C (B_C + B_H + E) \\ \beta_1 (P, T, n_{fuel}^{ATR}, n_{eau}^{ATR}, n_{air}^{ATR}) = P (B_H k_H + B_C k_C + E(k_C + k_H)) \\ \beta_0 (P, T, n_{fuel}^{ATR}, n_{eau}^{ATR}, n_{air}^{ATR}) = -B_H k_H k_O k_C + EP - B_C k_C k_O k_H - 2D k_O k_H k_C - E k_O k_H k_C \end{cases}$$

Le débit molaire $n^{ATR,out}$ déterminé dans l'équation (5.29) correspond au débit sortant du reformeur lorsqu'on introduit dans ce dernier une mole de carburant. Lorsque on introduit dans le reformeur un débit $Q_{carb}^{MDP,in}$ de carburant, le débit sortant du reformeur est donné par :

$$Q^{ATR,out} = \begin{pmatrix} Q_{O_2}^P \\ Q_{H_2}^P \\ Q_{H_2O}^P \\ Q_{CO}^P \\ Q_{CO_2}^P \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{Q_{carb}^{MDP,in} M_{O_2}}{M_{carb}} \frac{x^{-2}k_{O_2}D}{P - x^{-2}k_{O_2}} \\ \frac{Q_{carb}^{MDP,in} M_{H_2}}{M_{carb}} \frac{k_H x B_H}{1 + x B_H} \\ \frac{Q_{carb}^{MDP,in} M_{H_2O}}{M_{carb}} (B_H - \frac{k_H x B_H}{1 + x B_H}) \\ \frac{Q_{carb}^{MDP,in} M_{CO}}{M_{carb}} \frac{k_C x B_C}{1 + x B_C} \\ \frac{Q_{carb}^{MDP,in} M_{CO_2}}{M_{carb}} (B_C - \frac{k_C x B_C}{1 + x B_C}) \end{pmatrix} \quad (5.31)$$

Existence et unicité de la solution

A partir du polynôme $P(x)$ défini par (5.30), on peut montrer l'existence et l'unicité de la solution

$$\forall x \in \mathbb{R} : \beta_0 < 0 \text{ et } \beta_2 > 0 \implies P(0) < 0 \text{ et } \lim_{x \rightarrow \infty} P(x) = +\infty \implies \exists x_0 \in \mathbb{R}^+ \dots P(x_0) = 0$$

On peut écrire alors que le vecteur de concentrations de sortie est une fonction bien définie qui dépend des débits en amont, de la pression et de la température.

La minimisation de l'énergie de Gibbs et donc la détermination de l'équilibre chimique se réduit donc à la résolution d'un polynôme du second degré, dont les coefficients dépendent de la pression, de la température et des quantités initiales de carbone, hydrogène et oxygène.

$$C^{ATR,out} = f_{ATR}(n_{H_2O}^{ATR,in}, n_{air}^{ATR,in}, n_{fuel}^{ATR,in}, P^{ATR}, T_s^{ATR}) \quad (5.32)$$

Avec :

- $C^{ATR,out}$: vecteur de concentration des espèces en sortie de l'ATR.
- $n_{H_2O}^{ATR,in}, n_{fuel}^{ATR,in}, n_{air}^{ATR,in}$: débit d'eau, d'essence et d'air en entrée d'ATR.
- P^{ATR} : pression au niveau de l'ATR.
- T_s^{ATR} : température du catalyseur de l'ATR
- f_{ATR} : fonction qui caractérise la réaction dans l'ATR, cette fonction est représentée par l'équation du 2^{me} degré (5.30).

Remarques

1. Nous avons formulé un problème d'optimisation pour un réacteur de Gibbs type TP (T et P constants ⁶), nous pouvons formuler d'autres critères d'optimisation type HP (H Enthalpie et P Pression constante⁷) ou même des problèmes type SP (S Entropie et P Pression constantes). En effet, il suffit de fixer deux variables d'état pour pouvoir résoudre le problème.
2. Les formulations obtenues par la minimisation de l'énergie de Gibbs peuvent être obtenues en minimisant l'énergie de Helmholtz.

$$F = G - PV \quad (5.33)$$

Avec les notations suivantes :

- F : énergie libre d'Helmholtz.
- G : énergie libre de Gibbs.
- P : pression.
- V : volume.

Bilan thermique On peut distinguer plusieurs modes de comportement du flux thermique : le transport, la conduction, la convection et le rayonnement, ce dernier sera négligé dans notre cas. En écrivant la conservation de la chaleur dans les gaz et le solide pour l'ATR, on obtient le système d'équations suivant :

$$\begin{cases} m_s^{ATR} C_{p_s}^{ATR} \frac{dT_s^{ATR}}{dt} = -h_s^{ATR} \cdot S_s^{ATR} (T_s^{ATR} - T_g^{ATR,out}) + \Delta H^{ATR} + \Delta H^{TGC} \\ \Delta H^{ATR} = \sum_{i \in Ractant} n_i^R \cdot \Delta H_i(T_g^{ATR,in}) - \sum_{i \in Produit} n_i^P \cdot \Delta H_i(T_g^{ATR,out}) - \Pi \end{cases} \quad (5.34)$$

Avec les notations suivantes :

- T_g^{ATR}, T_s^{ATR} : température du gaz et du solide respectivement au niveau ATR.
- $m_s^{ATR} \cdot C_{p_s}^{ATR}$: inertie thermique au niveau ATR.
- h_s^{ATR} : coefficient de convection au niveau ATR.
- S_s^{ATR} : Surface d'échange des gaz avec le solide.
- ΔH^{TGC} : chaleur dégagée par le TGC (brûleur).

⁶Cas de réacteurs isothermes.

⁷Cas de réacteurs adiabatiques.

– Π : pertes thermique au niveau ATR .

A l'instant $t = 0$ (au démarrage), on suppose que les températures des gaz et du solide initiales sont données :

$$T_s^{ATR,0}(t_0) = T_s^{ATR,0} \quad (5.35)$$

Écriture du modèle ATR Le modèle résulte de l'équation statique pour la partie chimique (5.32) qui relie le vecteur concentration en sortie de l'ATR en fonction des débits alimentant le reformeur et des équations du bilan thermique complétées par des conditions initiales adéquates :

$$\begin{aligned} C^{ATR,out} &= f_{ATR}(n_{H_2O}^{ATR,in}, n_{air}^{ATR,in}, n_{fuel}^{ATR,in}, P^{ATR}, T_s^{ATR}) \\ m_s^{ATR} C_{p_s}^{ATR} \frac{dT_s^{ATR}}{dt} &= -h_s^{ATR} \cdot S_s^{ATR} (T_s^{ATR} - T_g^{ATR,out}) + \Delta H^{ATR} + \Delta H^{TGC} \\ \Delta H^{ATR} &= \sum_{i \in \text{Réactant}} n_i^R \cdot \Delta H_i(T_g^{ATR,in}) - \sum_{i \in \text{Produit}} n_i^P \cdot \Delta H_i(T_g^{ATR,out}) - \Pi \\ T_s^{ATR,0}(t_0) &= T_s^{ATR,0} \end{aligned}$$

(5.36)

Définitions Pour le reformeur, on définit les caractéristiques suivantes :

- y : rapport molaire H/C du carburant utilisé,
- $(S/C)_{ATR}$: rapport molaire entre le débit d'eau et le débit de carburant en entrée ATR.
- $(O_2/C)_{ATR}$: rapport molaire entre le débit d'oxygène et le débit de carburant en entrée ATR.
- $(H_2O/C)_{HTS}$: rapport molaire entre le débit d'eau liquide injectée en amont du HTS et le débit de carburant en entrée ATR.
- $(H_2O/C)_{LTS}$: rapport molaire entre le débit d'eau liquide injectée en amont de LTS et le débit de carburant en entrée ATR⁸.

Les caractéristiques fournies par le fournisseur sont résumées dans le tableau suivant :

Caractéristique	Valeur
y	1,88
$(S/C)_{ATR}$	2
$(O_2/C)_{ATR}$	0,39
$(H_2O/C)_{HTS}$	1,49
$(H_2O/C)_{LTS}$	0

Pour les réacteurs, on définit les caractéristiques suivantes :

- r : rapport molaire CO_2/CO obtenu en sortie ATR au point nominal,
- η^{HTS} : conversion du CO dans le réacteur de HTS,
- η^{LTS} : conversion du CO dans le réacteur de LTS,

⁸Dans notre cas $(H_2O/C)_{LTS} = 0$, il n'y a pas d'injection d'eau au niveau du LTS

- R : sélectivité du PROX,
- x : nombre d'atomes de C entrant dans la formule brute du carburant (C_xH_y).

Expression du rendement du reformeur Le rendement du reformeur peut être exprimé en fonction des caractéristiques des réactifs et des rendements des différents étages du reformeur par la formule suivante :

$$\eta^{REF} = \frac{x \cdot (PCI)_{H_2} \left(\frac{y}{2} - 2(O_2/C)^{ATR} \right)}{(PCI)_{Fuel} + \frac{1 + 2r + \eta^{HTS} + \eta^{LTS}(1 - \eta^{HTS}) - R\eta^{PROX}(1 - \eta^{LTS})(1 - \eta^{HTS})}{(1 + r)}} \quad (5.37)$$

$\approx 80\%$

5.2.2 Modélisation du système d'air

Le système d'air joue un rôle important pour le bon conditionnement du système pile à combustible. Il permet :

- d'alimenter le reformeur et le stack en air en vainquant la perte de charge du module de puissance ;
- de réguler la bonne répartition des débits d'air dans les différentes branches (reformeur, cathode, air bleed) ;
- de recycler l'air appauvri en sortie de la pile à combustible ;
- de maintenir le système à un certain niveau de pression.

La modélisation du système d'air dans le cadre du projet respire est développée dans les travaux de thèse de Nicholas ROMANI [21]. On trouvera un modèle du système d'air dans [22]. Ce modèle est obtenu en connectant des modèles élémentaires du turbo-compresseur, des vannes et des différents volumes présents dans le système pile à combustible. Le modèle global ainsi développé est représentatif des non-linéarités et des couplages inhérents aux phénomènes acoustiques dans les fluides compressibles.

5.3 Modélisation du module de traitement thermique (MTT)

5.3.1 Modélisation dynamique d'un échangeur de chaleur

Après avoir fait le recensement et la confrontation des différents modèles existants pour les échangeurs de chaleur, nous proposons un modèle des échangeurs de chaleur qui va nous permettre de reconstituer l'état des fluides en différents points du circuit de refroidissement du groupe motopropulseur. Dans un premier temps (section 5.3.1), nous regroupons les équations de l'échangeur sous la forme d'équations aux dérivées partielles, dans la seconde partie (section 5.3.1.3), on s'intéresse à la synthèse d'un modèle réduit 0D pour élaborer un modèle système adapté pour la commande.

Les échangeurs utilisés dans le circuit de refroidissement sont des échangeurs à plaques illustrés dans les figures 5.5. Les caractéristiques géométriques des échangeurs proviennent des données de la fiche du constructeur Alfa Laval. En fonction du nombre des plaques et des paramètres géométriques, nous avons trois types d'échangeurs dans notre système :

- échangeurs à 34 plaques H(height) EPC, CC et CA
- échangeurs à 34 plaques L(low) CPA
- échangeur à 80 plaques EC

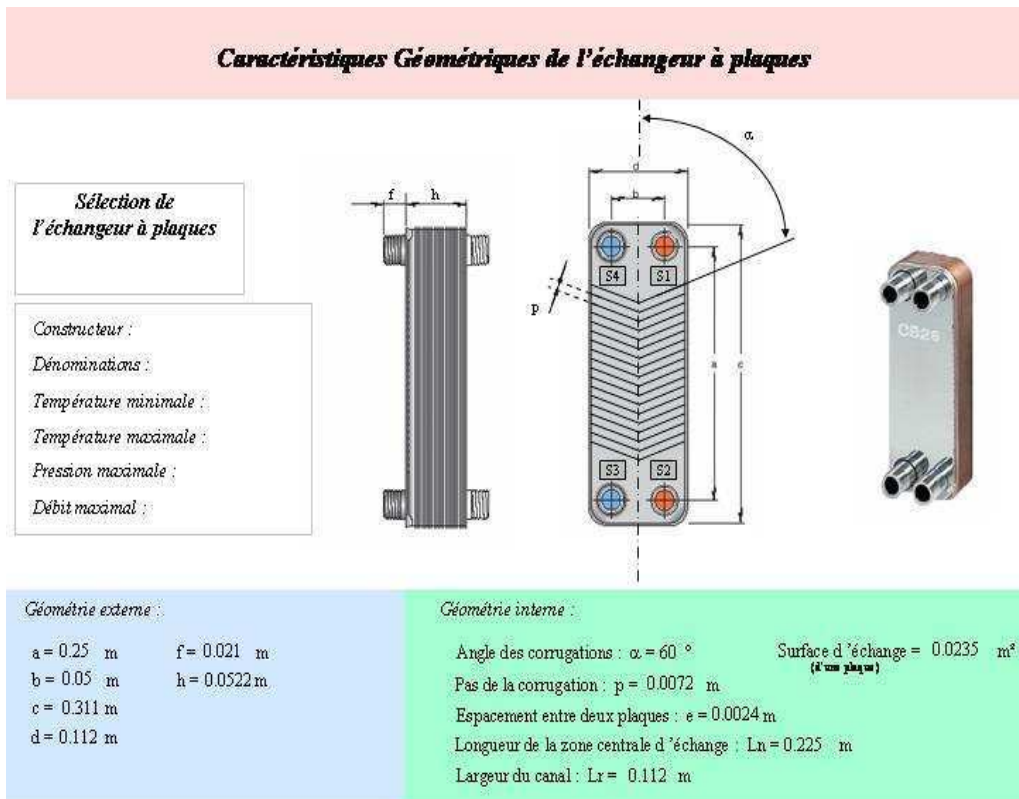


FIG. 5.5 – Géométrie d'un échangeur

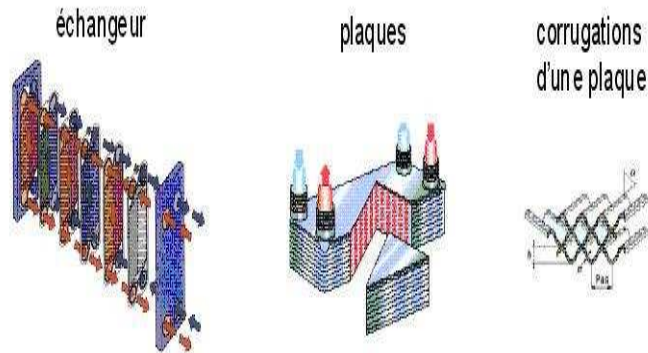


FIG. 5.6 – Structure d'un échangeur

5.3.1.1 État de l'art

La littérature sur la modélisation des échangeurs est abondante. Néanmoins, nous pouvons extraire quelques modèles génériques. Une bonne partie de ces modèles est orientée vers des applications de dimensionnement des échangeurs, ce qui fait que la plupart de ces équations sont faites dans le cas stationnaire. Deux méthodes de dimensionnement d'échangeurs sont connues :

- Méthode DTML : Cette méthode consiste à calculer le flux total échangé à l'intérieur d'un échangeur de chaleur en fonction du coefficient d'échange K et de l'intégrale de la différence des températures de deux fluides. Cette intégrale nous permet de calculer une température moyenne à l'intérieur de l'échangeur ; cette température est appelée DTML.
- Méthode NUT : Cette méthode introduit la notion de l'efficacité de l'échangeur. L'efficacité est égale au rapport du flux thermique réellement échangé par les deux fluides au flux maximal qu'ils peuvent échanger.

Travaux de Anna Stephanopoulou Dans son article [23] Anna s'inspire de la méthode DTML pour écrire les équations dynamiques des échangeurs :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dm_{hex}}{dt} = (W_{in}^{hex} - W_{out}^{hex}) \\ P_{hex} V_{hex} = \frac{m_{hex}}{M_{hex}^{in}} RT_{hex} \\ \frac{dU_{hex}}{dt} = W_{hex}^{in} c_V^{in} (T_{hex}^{in} - T_{ref}) - W_{hex}^{out} c_V^{out} (T_{hex}^{out} - T_{ref}) \pm UA LMTD \end{array} \right. \quad (5.38)$$

$T_{ref} = 273K$ est la température de référence. UA est le coefficient de transfert. $LMTD$ est la température logarithmique moyenne.

$$(LMTD) = \frac{(T_{hot}^{in} - T_{cold}^{in}) + (T_{hot}^{out} - T_{cold}^{out})}{\ln \frac{(T_{hot}^{in} - T_{cold}^{in})}{(T_{hot}^{out} - T_{cold}^{out})}}$$

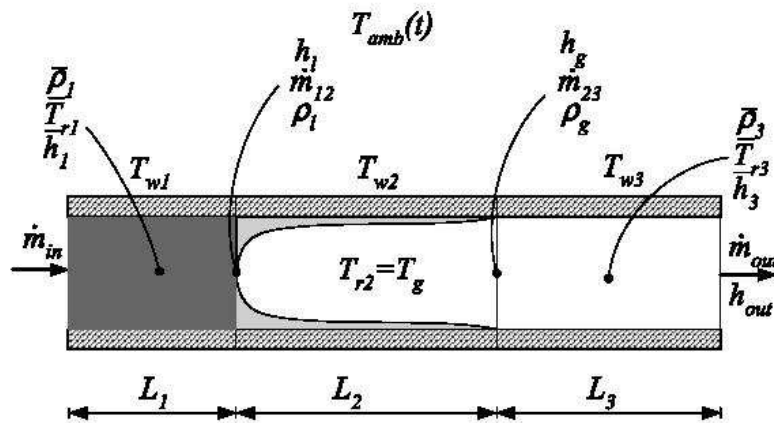
Travaux du programme énergie du CNRS L'équipe de Jean CASTAING-LASVIGNOTTES [24] a utilisé les équations suivantes pour un échangeur avec fluides incompressibles :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial U_c}{\partial t} = \alpha_c A_c (T_p - T_c) + \dot{m}_c L \frac{\partial h_c}{\partial z} \\ \frac{\partial U_f}{\partial t} = \alpha_f A_f (T_p - T_f) + \delta \dot{m}_f L \frac{\partial h_f}{\partial z} \\ \frac{\partial U_p}{\partial t} = \alpha_f A_f (T_f - T_p) + \alpha_c A_c (T_c - T_p) \end{array} \right. \quad (5.39)$$

les indices c et f désignent respectivement le fluide chaud et le fluide froid. δ rend compte du sens de l'écoulement. Ils utilisent ensuite la méthode des volumes finis pour la résolution de ces équations. Pour l'étude de sensibilité des masses respectives des fluides, les auteurs utilisent le second principe de la thermodynamique ce qui permet de suivre l'évolution de la production de l'entropie de l'échangeur pour différentes répartitions des masses des fluides.

$$\begin{cases} \frac{\partial S_c}{\partial t} = \frac{\dot{Q}_{cp}}{T} + \dot{m}_c L \frac{\partial S_c}{\partial z} + \dot{P}_c(S) \\ \frac{\partial S_f}{\partial t} = \frac{\dot{Q}_{fp}}{T} + \delta \dot{m}_f L \frac{\partial S_f}{\partial z} + \dot{P}_f(S) \\ \frac{\partial S_p}{\partial t} = \left(\frac{\dot{Q}_{cp}}{T} + \frac{\dot{Q}_{fp}}{T} \right) + \dot{P}_f(S) \end{cases} \quad (5.40)$$

S est l'entropie et $\dot{P}_f(S)$ est la production de l'entropie. L'analyse de la production de l'entropie rend compte du comportement non stationnaire d'un échangeur thermique soumis à des variations des conditions aux limites. Plus particulièrement, le cas d'un changement de sens de l'écoulement des fluides a été étudié.



Travaux de Jensen J.M et de Tummescheit H. (MODELICA) Les auteurs divisent l'évaporateur en trois zones (voir [25, 26]). La première zone est monophasique, elle représente l'écoulement du fluide sur une longueur L_1 , la deuxième zone décrit l'écoulement diphasique sur une longueur L_2 , la dernière zone représente à nouveau l'écoulement monophasique sur une longueur L_3 .

Après avoir intégré les équations de conservation des masses et d'énergie pour chaque zone, les auteurs utilisent la formule de Leibniz pour intervertir les dérivées par rapport au temps et les intégrales par rapport aux variables de l'espace ce qui donne :

– conservation de la masse :

$$\begin{aligned} A \left\{ (\bar{\rho}_1 - \rho_l) \frac{dL_1}{dt} + L_1 \left(\frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial p} \Big|_h + \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial h_1} \Big|_p \frac{dh_l}{dp} \right) \frac{dp}{dt} \right. \\ \left. + \frac{1}{2} L_1 \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial h_1} \Big|_p \frac{dh_{in}}{dt} \right\} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{12} \end{aligned}$$

– bilan énergétique :

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2}A\{(\bar{\rho}_1(h_{in} + h_l) - 2\rho_l h_l)\frac{dL_1}{dt} \\ & + (\bar{\rho}_1 L_1 + \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial h}|_p)\frac{dh_{in}}{dt} \\ & + L_1\{\bar{\rho}_1\frac{dh_l}{dp} + (h_{in} + h_l) \cdot \\ & (\frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial p}|_h + \frac{1}{2}\frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial h}|_p\frac{dh_l}{dp} - 2)\}\frac{dp}{dt}\} = \dot{m}_{in}h_{in} - \dot{m}_{12}h_l + \pi D_i L_1 \alpha_{i1}(T_{w1} - \bar{T}_{c1}) \end{aligned}$$

Pour la deuxième zone les auteurs introduisent la notion du taux de vide pour le calcul de la masse volumique moyenne du mélange.

$$\begin{aligned} \eta(z) &= \frac{A_l(z)}{A(z)} \\ \bar{\eta} &= \frac{1 + (1/\mu)^{2/3}(2/3 \ln(1/\mu) - 1)}{((1/\mu)^{2/3} - 1)^2} \\ \mu &= \frac{\rho_l}{\rho_g} \\ \bar{\rho} &= \bar{\eta}\rho_l + (1 - \bar{\eta})\rho_g \end{aligned}$$

5.3.1.2 Hypothèses de modélisation

- La chaleur dégagée par friction dans les tubes est négligeable devant les phénomènes de transport et de convection.
- Les débits des fluides sont supposés répartis d'une façon égale entre les plaques de l'échangeur.
- Les transferts thermiques entre l'échangeur et son extérieur sont négligeables.
- Les gaz sont assimilés à des gaz parfaits.
- Composition chimique du mélange gazeux :

Considérons les éléments chimiques suivants : $\{H_2, CO_2, O_2, N_2, H_2O_v\}$ et notons M le vecteur ligne qui contient les masses molaires de ces différents éléments.

$$M = [2 \ 44 \ 32 \ 28 \ 18]$$

Soit $n^{k,i}$ le vecteur des flux molaires des espèces chimiques à l'entrée et à la sortie de l'élément $k \in \{AN, cat, EPC, CPA\}$ et $i \in \{in, out\}$.

$$Q_g^{k,in} = \frac{M \cdot n^{k,in}}{1000} \quad k \in \{EPC, CPA\}$$

Considérons un mélange des 5 éléments introduits dans le paragraphe précédent.

- n_i^k est le $i^{\text{ème}}$ élément du vecteur de la composition molaire n^k
- M_i est le $i^{\text{ème}}$ élément du vecteur des masses molaires M ;
- ρ_i est la masse volumique de l'élément i dans les conditions de température et de pression T et P .

- C_{p_i} est la capacité calorifique de l'élément i à la température T .
- x_i est la fraction molaire de l'élément i dans le mélange.

Pour un mélange gazeux, les propriétés utilisées sont les suivantes :

- Masse volumique du mélange :

$$\rho_{mélange} = \frac{\sum_{i=1}^{i=5} n_i^k M_i}{\sum_{i=1}^{i=5} n_i^k M_i \rho_i}$$

- Capacité calorifique du mélange :

$$C_{p_{mélange}} = \sum_{i=1}^{i=5} x_i C_{p_i}$$

- Viscosité dynamique du mélange (méthode de Wilke [27]) :

$$\mu_{mélange} = \sum_{i=1}^{i=5} \frac{x_i \mu_i}{\sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^5 x_j \Phi_{ij} + x_i}$$

avec

$$\Phi_{ij} = \frac{[1 + (\mu_i/\mu_j)^{1/2} (M_i/M_j)^{1/4}]^2}{[8(1 + M_i/M_j)]^{1/2}}$$

- Conductivité du mélange :

$$\lambda_{mélange} = \sum_{i=1}^{i=5} \frac{x_i \lambda_i}{\sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^5 x_j \Phi_{ij} + x_i}$$

avec

$$\Phi_{ij} = \frac{[1 + (\lambda_i/\lambda_j)^{1/2} (M_i/M_j)^{1/4}]^2}{[8(1 + M_i/M_j)]^{1/2}}$$

- Nous allons considérer un découpage de l'échangeur en éléments notés e_i ($i = 1, \dots, N_g^{pl}$). Chaque élément étant un parallélépipède composé d'une plaque de gaz entourée de deux demi-plaques d'eau glycolée (figure 5.7). Nous allons, ensuite, appliquer les relations mathématiques des équations de conservation sur chaque élément e_i . Enfin, nous proposons un modèle globale de l'échangeur de chaleur.

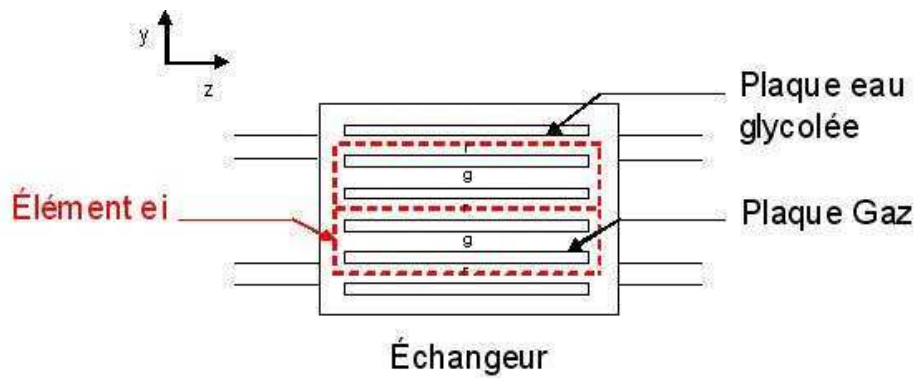


FIG. 5.7 – Distribution des fluides dans l'échangeur

5.3.1.3 Modélisation 1D d'un échangeur

Nous allons écrire les équations du modèle distribué de l'échangeur. Pour cela nous appliquons les différentes lois de conservation pour un écoulement de fluide dans une plaque. Les éléments de base sur lesquels nous appliquons ces lois, sont les éléments représentés sur la figure 5.7 .

Nous allons utiliser les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie pour décrire les phénomènes physico-chimiques intervenant dans le GMP/PAC⁹ L'équation bilan de conservation de la quantité de mouvement pour la vapeur d'eau nous donne :

$$\begin{cases} \rho A \frac{\partial Q_v(z, t)}{\partial t} = -Q_v \frac{\partial Q_v(z, t)}{\partial z} - \frac{\rho_v A g}{\tau} \left| Q_v(z, t) \left(1 - \frac{P_{sat}}{P_v} \right) \right|_+ \\ Q_v(0, t) = Q_v^{in} \end{cases} \quad (5.41)$$

Les différents phénomènes mis en jeu dans l'échangeur :

- Le transport : illustré par le terme $-Q_v \frac{\partial Q_v(z, t)}{\partial z}$
- Un terme source qui représente l'influence de la condensation :

$$Q_{cond} = -\frac{\rho_v A g}{\tau} \left| Q_v(z, t) \left(1 - \frac{P_{sat}}{P_v} \right) \right|_+$$

Nous nous inspirons des travaux dans [24] et [28] pour développer un modèle 1D du bilan énergétique de l'échangeur de chaleur.

La conservation de l'énergie¹⁰ nous donne :

$$\rho \frac{\partial h}{\partial t} + \rho v \frac{\partial h}{\partial z} - \frac{\partial P}{\partial t} = \frac{KS(T_p - T_g)}{V}$$

$$h(0, t) = h^{in}$$

Lorsqu'on applique cette équation pour le liquide de refroidissement, le terme $\frac{\partial P}{\partial t}$ est nul car l'eau glycolée est un fluide incompressible. Lorsqu'on applique cette équation pour le gaz à refroidir, le terme $\frac{\partial P}{\partial t}$ est négligeable devant les autres termes de l'équation compte tenu de la plage de vitesse des gaz du

⁹Les différentes équations de bilan sont décrites dans l'annexe B

¹⁰[Annexe A]

groupe motopropulseur.

L'échangeur est régi par une équation d'état de dimension infinie. Une représentation d'état possible est la suivante ¹¹

$$\begin{aligned}
 \rho A_g \frac{\partial Q_v(z, t)}{\partial t} &= -Q_v \frac{\partial Q_v(z, t)}{\partial z} - \frac{\rho_v A_g}{\tau} \left| Q_v(z, t) \left(1 - \frac{P_{sat}}{P_v} \right) \right|_+ \\
 \rho_g A_g C_{pg} \frac{\partial T_g(z, t)}{\partial t} &= -Q_g C_{pg} \frac{\partial T_g(z, t)}{\partial z} - K_g P_m (T_g(z, t) - T_p(z, t)) + \frac{1}{M_e} \frac{\partial Q_v(z, t)}{\partial z} L_v \\
 \rho_c A_c C_{pc} \frac{\partial T_c(z, t)}{\partial t} &= -Q_c C_{pc} \frac{\partial T_c(z, t)}{\partial z} + K_c P_m (T_p(z, t) - T_c(z, t)) + K_{elm} \frac{Q_c}{Q_c + Q_0} \\
 \rho_p A_p C_{pp} \frac{\partial T_p(z, t)}{\partial t} &= K_g P_m (T_g(z, t) - T_p(z, t)) - K_c P_m (T_p(z, t) - T_c(z, t))
 \end{aligned}
 \tag{5.42}$$

Les conditions aux limites sont :

$$\begin{array}{l|l}
 Q_v(0, t) = Q_v^{in} & Q_v(L, t) = Q_v^{out} \\
 T_g(0, t) = T_g^{in} & T_g(L, t) = T_g^{out} \\
 T_c(L, t) = T_c^{in} & T_c(0, t) = T_c^{out}
 \end{array}$$

- Q_v est le débit massique de la vapeur d'eau dans une plaque de gaz.
- T_g, T_c et T_p représentent les températures de gaz, du liquide de refroidissement (eau glycolée) et des plaques métallique de l'échangeur.
- Le terme $K_{elm} \frac{Q_c}{Q_c + Q_0}$ représente le flux de chaleur échangé entre l'élément e_i de l'échangeur et les éléments contigus e_j $j \in \{i - 1, i + 1\}$
- P_v représente la pression partielle de la vapeur d'eau et P_{sat} représente la pression de saturation, c'est la valeur limite que peut atteindre la pression partielle de la vapeur d'eau dans un mélange gazeux. Au delà de cette pression la vapeur se transforme en eau liquide.

$$\begin{aligned}
 P_{sat} &= \exp\left(a - \frac{b}{T_g - c}\right) \\
 P_v &= \frac{Q_v}{Q_v + Q_{dry}} \frac{M_v}{M_{dry}} P_g
 \end{aligned}$$

¹¹La relation entre la vitesse d'un fluide et son débit est $v_f = \frac{Q_f}{\rho_f A_f}$

L'humidité relative est donnée par la formule : $H_R(z, t) = \frac{P_v(z, t)}{P_{sat}(T_g(z, t))}$. On peut alors écrire :

$$Q_v(z, t) = \frac{M_v}{M_{dry}} Q_{dry}(z, t) \frac{H_R(z, t)}{\frac{P_{dry}}{P_{sat}(T_g(z, t))} - H_R(z, t)} \quad (5.43)$$

- Q_{dry} représente le débit des gaz secs dans l'échangeur. $Q_g = Q_{dry} + Q_v$.
- Le terme $\frac{1}{M_w} \frac{\partial Q_v(z, t)}{\partial z} L_v$ est négligeable devant les autres termes du bilan thermique. Les variables d'états correspondant aux températures ne dépendent alors pas de Q_v . On peut diviser les équations d'état en deux parties : les équations qui représentent la partie thermique et celles qui modélisent la condensation.

5.3.1.4 Proposition d'un modèle 0D de l'échangeur de chaleur

En intégrant l'équation de la conservation de la matière (A.1)¹² nous obtenons :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} &= \frac{Q_f^{in} - Q_f^{out}}{A_f} \\ \bar{\rho} &= \int_0^L \rho dz \end{aligned}$$

Par séparation des échelles du temps, on peut réduire cette équation. Ce qui permet d'écrire :

$$Q_f^{in} = Q_f^{out} = Q_f \quad f \in \{g, c\}$$

En intégrant l'équation (9.24) nous obtenons :

$$\rho_g A_g C_{p_g} \frac{d}{dt} \int_0^L T_g dz = -Q_g C_{p_g} (T_g^{out} - T_g^{in}) - K_g P_m \left(\int_0^L T_g dz - \int_0^L T_p dz \right) - \frac{1}{M_e} (Q_v^{in} - Q_v^{out}) L_v$$

$$\rho_c A_c C_{p_c} \frac{d}{dt} \int_0^L T_c dz = -Q_c C_{p_c} (T_c^{out} - T_c^{in}) + K_c P_m \left(\int_0^L T_p dz - \int_0^L T_c dz \right) + K_{elm} \frac{Q_c}{Q_c + Q_0}$$

$$\rho_p A_p C_{p_p} \frac{d}{dt} \int_0^L T_p dz = K_g P_m \left(\int_0^L T_g dz - \int_0^L T_p dz \right) - K_c P_m \left(\int_0^L T_p dz - \int_0^L T_c dz \right)$$

Le terme $-\frac{1}{M_e} (Q_v^{in} - Q_v^{out}) L_v$ est dans notre cas négligeable devant les autres termes.

$K_{elm} \frac{Q_c}{Q_c + Q_0}$ représente l'échange thermique entre les éléments e_i de l'échangeur. La constante Q_0 n'a pas de signification physique, c'est juste un artefact mathématique pour assurer la stabilité du modèle lorsque le débit Q_c est nul.

Si nous considérons la température T_k^{ei} comme étant la température moyenne dans l'élément e_i pour

¹²Annexe A

$k \in \{g, c, p\}$ nous avons :

$$T_k^{ei} = \frac{1}{L} \int_0^L T_k(z, t) dz \quad k \in \{g, c, p\}$$

Ce qui revient à :

$$\begin{aligned} \rho_g A_g L C_{pg} \frac{dT_g^{ei}}{dt} &= -Q_g^{ei} C_{pg} (T_g^{ei, out} - T_g^{ei, in}) - K_g^{ei} S^{ei} (T_g^{ei} - T_p^{ei}) \\ \rho_c A_c L C_{pc} \frac{dT_c^{ei}}{dt} &= -Q_c^{ei} C_{pc} (T_c^{ei, out} - T_c^{ei, in}) + K_c^{ei} S^{ei} (T_p^{ei} - T_c^{ei}) + K_{elm} \frac{Q_c}{Q_c + Q_0} \\ m^{ei} C_{pp} \frac{dT_p^{ei}}{dt} &= K_g^{ei} S^{ei} (T_g^{ei} - T_p^{ei}) - K_c^{ei} S^{ei} (T_p^{ei} - T_c^{ei}) \end{aligned} \quad (5.44)$$

les expressions de K_g et de K_c sont obtenu grâce aux corrélation de McAdams [29] :

$$\left\{ \begin{array}{l} K_j = \frac{\lambda_j}{D_h} C_j (Re_j)^{\alpha_j} Pr^{\beta_j} \\ Re_j = \frac{D_h}{A_j} Q_j \\ \alpha_g = 0.8, \beta_g = 0.4, \alpha_c = 1, \beta_c = 0.4 \\ C_g = 0.36, C_r = 0.018 \end{array} \right. \quad j \in \{c, g\}$$

Pour amener l'équation (5.44) à une représentation d'état 0D il faut exprimer $T_g^{E, out}$ et $T_c^{E, out}$ en fonction des variables d'états. Pour cela, nous optons pour une approximation des intégrales des températures par la méthode du trapèze.

Nous utilisons ici une approximation en considérant deux points de l'échangeur ¹³.

$$T_g^{ei} = \frac{T_g^{ei, in} + T_g^{ei, out}}{2} \quad T_c^{ei} = \frac{T_c^{ei, in} + T_c^{ei, out}}{2}$$

Finalement notre système s'écrit :

¹³Pour une approximation à n points de l'intégrale voir annexe (B)

$$\begin{aligned}
 \rho_g A_g L C_{p_g} \frac{dT_g^{ei}}{dt} &= 2Q_g^{ei} C_{p_g} (T_g^{ei,in} - T_g^{ei}) - K_g^{ei} S^{ei} (T_g^{ei} - T_p^{ei}) \\
 \rho_c A_c L C_{p_c} \frac{dT_c^{ei}}{dt} &= 2Q_c^{ei} C_{p_c} (T_c^{ei,in} - T_c^{ei}) + K_c^{ei} S^{ei} (T_p^{ei} - T_c^{ei}) + K_{elm} \frac{Q_c}{Q_c + Q_0} \\
 m^{ei} C_{p_p} \frac{dT_p^{ei}}{dt} &= K_g^{ei} S^{ei} (T_g^{ei} - T_p^{ei}) - K_c^{ei} S^{ei} (T_p^{ei} - T_c^{ei}) \\
 \begin{bmatrix} T_g^{ei,out} \\ T_c^{ei,out} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 2 & 0 & 0 \\ 0 & 2 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_g^{ei} \\ T_c^{ei} \\ T_p^{ei} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} T_g^{ei,in} \\ T_c^{ei,in} \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{5.45}$$

Modélisation 0D de la condensation diphasique La condensation dans l'échangeur ne se fait pas tout le temps de manière homogène. En effet, lorsque l'humidité relative du fluide à l'entrée de l'échangeur est faible ($H_R^{in} < 1$), le fluide chaud se refroidit, ensuite, il se condense. Dans le cas où l'humidité relative du fluide à l'entrée de l'échangeur est égale à 1 ($H_R^{in} = 1$), ce dernier commence à se condenser dès l'entrée de l'échangeur. Notons L^* l'abscisse spatiale à partir duquel la condensation commence à avoir lieu. En utilisant la méthode de séparation des échelles du temps, nous pouvons remarquer que la dynamique de l'écoulement de la vapeur dans l'échangeur est beaucoup plus rapide que la propagation de la chaleur. Nous pouvons alors réduire l'équation (5.41) en une équation écrite en régime stationnaire. En combinant les équations (5.41), (5.43) et en tenant compte de la remarque précédente nous obtenons :

$$Q_v(H_R) \frac{\partial Q_v(H_R)}{\partial z} = -\frac{\rho_v A_g}{\tau} Q_v(H_R) \left| 1 - \frac{1}{H_R} \right|_+$$

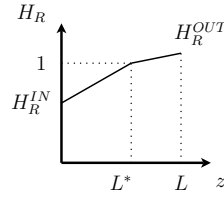
Nous faisons l'hypothèse que l'humidité relative est une fonction spatiale de la variable de z qui peut être décrite par la figure 5.8. Nous obtenons alors la relation :

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{2} [\beta(Q_v(H_R^{in})) - \beta(Q_v(H_R^{out})))] &= \frac{M_v}{M_{dry}} \frac{\rho_v A_g}{\tau} Q_{dry} \\
 & (L - L^*) \frac{H_R^{out} - 1}{\frac{P_g}{P_{sat}} - H}
 \end{aligned} \tag{5.46}$$

avec $\beta(X) = X|X|$.

D'autre part, nous avons :

$$\begin{aligned}
 Q_v &= \frac{1}{L} \int_0^L Q_v(z, t) dz \approx \frac{Q_v^{in} + Q_v^{out}}{2} \\
 &= \frac{1}{L} \int_0^{L^*} Q_v(H_R(z, t)) dz + \int_{L^*}^L Q_v(H_R(z, t)) dz
 \end{aligned} \tag{5.47}$$


 FIG. 5.8 – Humidité relative en fonction de l'abscisse spatial z

A partir des équations (5.46) et (5.47) et de l'hypothèse faite sur H_R dans la figure 5.8, nous pouvons conclure que $L^* = g(H_R^{in}, T_g^{in}, T_g^{out})$.

En pratique, et à partir des essais que nous avons réalisés, nous avons constaté que L dépend essentiellement de H_R^{in} (on pourrait retrouver le même résultat par une étude de sensibilité en comparant $\frac{\partial L^*}{\partial H_R^{in}}$,

$\frac{\partial L^*}{\partial T_g^{in}}$ et $\frac{\partial L^*}{\partial T_g^{out}}$). Nous allons maintenant considérer $L^* = L^*(H_R^{in})$.

Les pressions moyennes de P_{sat} et P_v ont été calculées comme étant les barycentres entre les pressions d'entrée et celles de sortie. Les coefficients de pondération pour le calcul du barycentre sont des fonctions de l'humidité relative des gaz à l'entrée de l'échangeur $\xi = \xi(L^*) \approx \xi(H_R^{in}) = \frac{1}{2(1-\sigma)} |H_R^{in} - \sigma|_+$. σ est un paramètre de calibration. L'intégration de P_v et de P_{sat} donne :

$$P_w^{pond} = \xi P_w^{in} + (1 - \xi) P_w^{out} \quad w \in \{sat, v\}$$

A titre d'exemple, $\xi = 0.5$ signifie que la condensation se fait de manière homogène le long de l'échangeur, et $\xi = 0$ signifie que la condensation se fait vers la fin de ce dernier. Nous approximons le terme de pondération par une fonction linéaire de l'humidité relative à l'entrée de l'échangeur ce qui fait :

$$\begin{aligned} \xi(H_R^{in}) &= \sigma_1(H_R^{in} - \sigma_2) \\ \xi(1) &= \frac{1}{2} \\ \xi(0.2) &= 0 \end{aligned}$$

σ_1 et σ_2 sont identifiés expérimentalement.

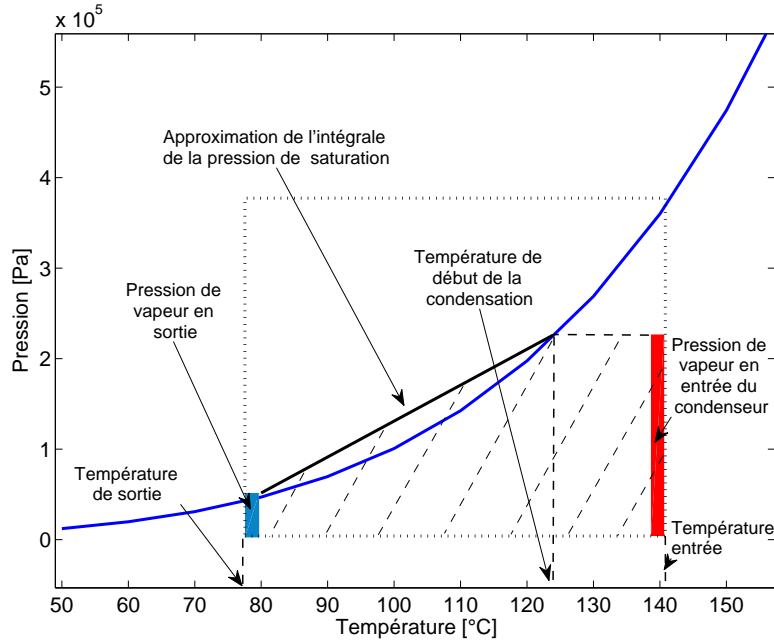


FIG. 5.9 – Pression de saturation en fonction de la température

En intégrant l'équation (5.41) nous obtenons :

$$\rho_v A_g L \frac{dQ_v}{dt} = \frac{1}{2} (Q_v^{in2} - Q_v^{out2}) - \frac{\rho_v A_g L}{\tau} Q_v \left(1 - \frac{P_{sat}^{pond}}{P_v^{pond}}\right) \quad (5.48)$$

Q_v étant le débit massique moyen de la vapeur d'eau dans le gaz : $Q_v = \frac{Q_v^{in} + Q_v^{out}}{2}$

Les pressions P_{sat}^{pond} et P_v^{pond} sont déterminées par :

$$P_w^{pond} = \xi(H_R^{in}) P_w^{in} + (1 - \xi(H_R^{in})) P_w^{out} \quad w \in \{sat, v\}$$

Les pressions du gaz en entrée et en sortie des échangeurs de chaleur sont régulées par le système d'air (voir partie 5.2.2), nous considérons que nous avons accès aux mesures de ces pressions (P_g^{in} et P_g^{out}). En utilisant la fraction massique de la vapeur, nous en déduisons la pression partielle de vapeur en entrée et en sortie de l'échangeur.

$$\begin{aligned} x_v^{in} &= \frac{Q_v^{in} M_g}{Q_g M_v} ; & x_v^{out} &= \frac{Q_v^{out} M_g}{Q_g M_v} \\ P_v^{in} &= x_v^{in} P_g^{in} ; & P_v^{out} &= x_v^{out} P_g^{out} \end{aligned}$$

Cette équation a une dynamique très rapide par rapport à celles du bilan thermique. De ce fait, nous

déterminons Q_v^{out} en faisant l'hypothèse du régime établi :

$$\left(Q_v^{in} - Q_v^{out} \right) \frac{M_g}{Q_g M_v} (\xi Q_v^{in} P_g^{in} + (1 - \xi) Q_v^{out} P_g^{out}) - \frac{\rho_v A_g L}{\tau} \left(\frac{M_g}{Q_g M_v} (\xi Q_v^{in} P_g^{in} + (1 - \xi) Q_v^{out} P_g^{out}) - P_{sat}^{pond} \right) = 0 \quad (5.49)$$

L'équation (5.49) est une équation du second degré en Q_v^{out} . La résolution de cette équation nous permet d'écrire :

$$Q_v^{out} = f_v(Q_v^{in}, P_g^{in}, T_g^{in}, T_g)$$

Écriture Matricielle du modèle 0D d'un échangeur Dans les paragraphes précédents nous avons écrit les équations d'état pour les éléments e_i de l'échangeur. Nous allons maintenant pouvoir exprimer les états du modèle de l'échangeur en fonction des états des éléments.

Analogie électrique

On considère l'analogie suivante :

- $T \iff U(\text{tension})$
- $h^{in} \iff I(\text{courant})$
- $K \iff \text{Transmittance}$
- $\rho ALC_p \iff \text{Capacité}$

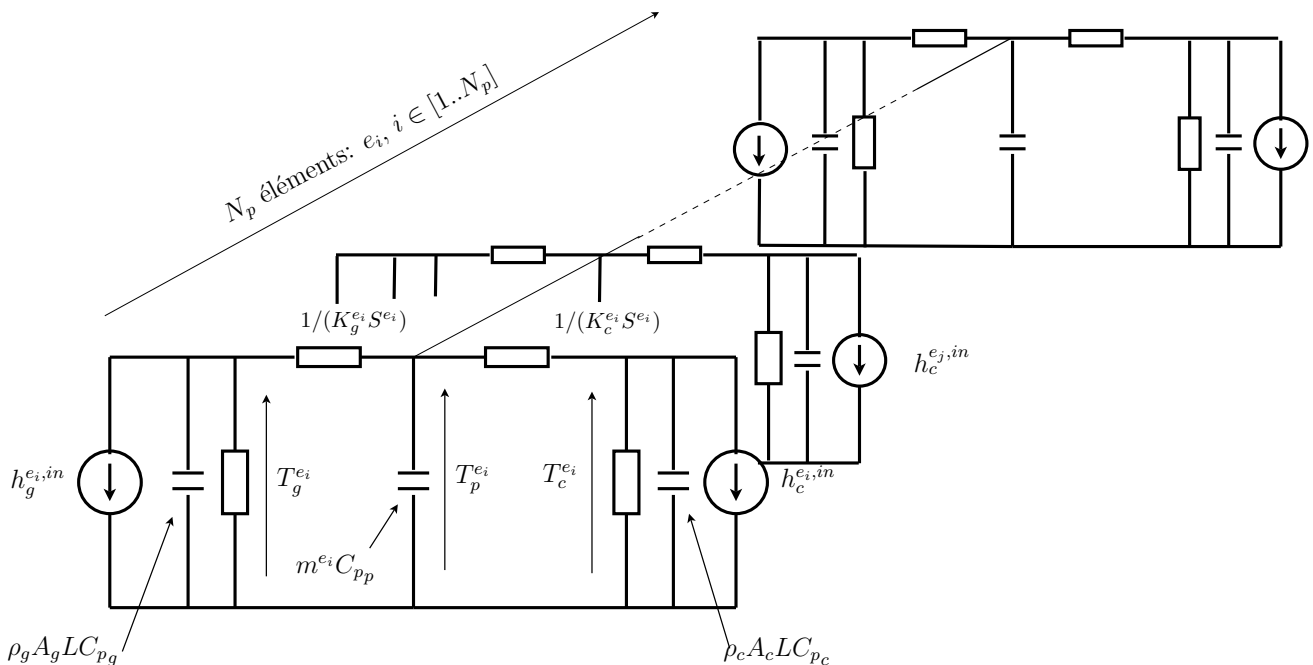


FIG. 5.10 – Analogie électrique du modèle thermique d'un échangeur de chaleur à $2N_p$ plaques

$$\begin{aligned}
 T_g^{out} &= \frac{1}{N_g^{pl}} \sum_{i=1}^{N_g^{pl}} T_g^{ei,out} \\
 T_c^{out} &= \frac{1}{N_c^{pl}} \sum_{i=1}^{N_c^{pl}} T_c^{ei,out} \\
 T_p &= \frac{1}{N^{en}} \sum_{i=1}^{N^{en}} T_p^{ei}
 \end{aligned}$$

En faisant l'hypothèse que les températures des gaz, du liquide de refroidissement et des plaques sont sensiblement identiques pour deux éléments différents de l'échangeur, nous écrivons :

$$\begin{aligned}
 T_g^{out} &= T_g^{ei,out} & i \in [1, N_g^{pl}] \\
 T_c^{out} &= T_c^{ei,out} & i \in [1, N_c^{pl}] \\
 T_p &= T_p^{ei} & i \in [1, N^{en}]
 \end{aligned}$$

La commande du système échangeur de chaleur est le débit d'eau glycolée à l'entrée de l'échangeur. Le coefficient d'échange K_c est fonction de la commande Q_c . Pour linéariser cette fonction, K_c sera mis sous la forme : $K_c = \alpha Q_c$. α est un paramètre à identifier pour chaque échangeur. La représentation matricielle de l'échangeur s'écrit alors :

Équations d'état

$$\boxed{\frac{d\mathbf{T}}{dt} = \mathbf{A}\mathbf{T} + u\mathbf{B}\mathbf{T} + u\mathbf{b} + \mathbf{r}} \quad (5.50)$$

Équations de sortie

$$\boxed{\begin{aligned} \mathbf{T}^{out} &= \mathbf{C}\mathbf{T} - \mathbf{T}^{in} \\ Q_v^{out} &= f_v(Q_v^{in}, P_g^{in}, T_g^{in}, T_g) \end{aligned}}$$

avec

$$\mathbf{T} = \begin{pmatrix} T_g \\ T_c \\ T_p \end{pmatrix} \quad \mathbf{T}^{out} = \begin{pmatrix} T_g^{out} \\ T_c^{out} \end{pmatrix} \quad \mathbf{T}^{in} = \begin{pmatrix} T_g^{in} \\ T_c^{in} \end{pmatrix} \quad u = Q_c$$

$$\mathbf{b} = \frac{1}{N_c^{pl}} \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{2T_c^{in}}{\rho_c A_c L} \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{r} = \frac{1}{N_g^{pl}} \begin{pmatrix} \frac{2Q_g T_g^{in}}{\rho_g A_g L} \\ N_g^{pl} K_{elm} L \frac{Q_c}{Q_c + Q_0} \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} -\frac{2Q_g C_{p_g} + K_g S N_g^{pl}}{N_g^{pl} \rho_g A_g L C_{p_g}} & 0 & \frac{K_g S}{\rho_g A_g L C_{p_g}} \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_g S}{m_s C_{p_s}} & 0 & -\frac{K_g S}{m_s C_{p_s}} \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \frac{1}{N_c^{pt}} \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{2C_{p_c} + \alpha_E S}{\rho_c A_c L C_{p_c}} & \frac{\alpha_E S}{\rho_c A_c L C_{p_c}} \\ 0 & \frac{\alpha_E S}{m_s C_{p_s}} & -\frac{\alpha_E S}{m_s C_{p_s}} \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{C} = \begin{pmatrix} 2 & 0 & 0 \\ 0 & 2 & 0 \end{pmatrix}$$

Dans la représentation (5.50), T est l'état du système, T^{out} est la sortie, u est la commande, v est une perturbation d'entrée, et w est une perturbation de sortie $E \in \{EPC, CPA, CC, CA, EC\}$.

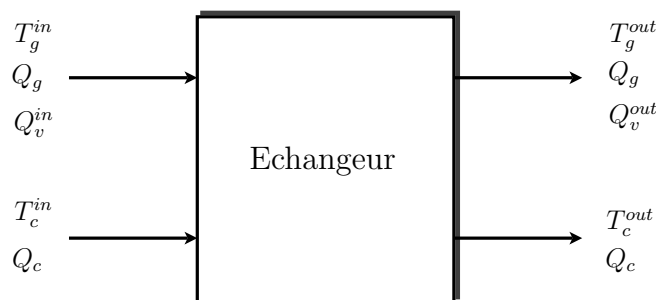


FIG. 5.11 – Modèle d'un échangeur

5.3.2 Modélisation d'un radiateur

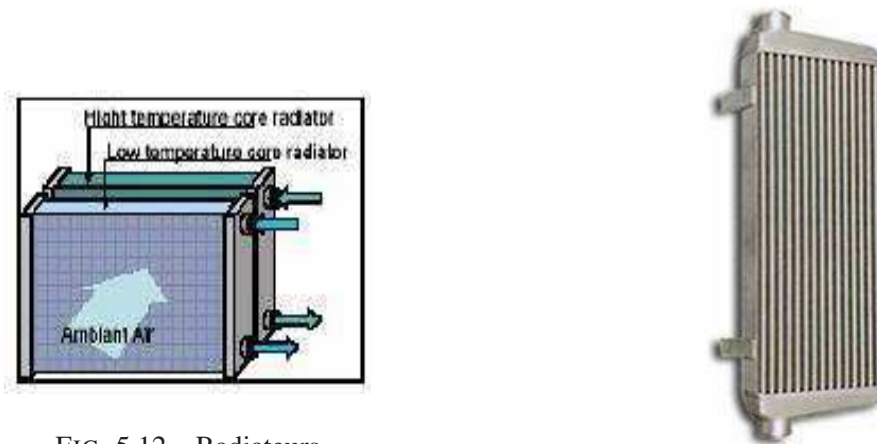


FIG. 5.12 – Radiateurs

Les équations des radiateurs sont déterminées à partir de cartographies expérimentales.

Ces cartographies nous permettent de calculer l'efficacité du radiateur pour des valeurs de débits données, et lorsque la différence entre la température de l'eau et celle de l'air en entrée du radiateur est fixée à 70°C voir [30]. La cartographie permet de déterminer la puissance échangée entre l'eau glycolée et

l'air : $W_{70} = W_{70}(Q_c, Q_a)$. On définit l'efficacité du radiateur par :

$$\epsilon = \frac{\max(T_c^{in} - T_c^{out}, T_a^{in} - T_a^{out})}{T_c^{in} - T_a^{in}}$$

Avec les notations suivantes :

- T_c^{in} et T_c^{out} représentent les températures de l'eau en entrée et en sortie du radiateur respectivement.

- T_a^{in} et T_a^{out} représentent les températures de l'air en entrée et en sortie du radiateur respectivement.

Notons $\Delta T^{in} = T_c^{in} - T_a^{in}$.

L'efficacité ϵ est fonction du débit d'air, du débit d'eau glycolé et de ΔT^{in} : $\epsilon = f(Q_c, Q_a, \Delta T^{in})$. Nous effectuons l'approximation suivante : $\epsilon \approx f(Q_c, Q_a, 70)$. ce qui fait que :

$$\epsilon = \frac{W_{70}}{70} \max\left(\frac{1}{Q_a C_{pa}}, \frac{1}{Q_c C_{pc}}\right)$$

Les équations du bilan thermique appliquées aux volumes d'eau et d'air dans le radiateur nous donnent :

$$\begin{cases} \rho_c V_c C_{pc} \frac{dT_c^{out}}{dt} = Q_c C_{pc} (T_c^{in} - T_c^{out}) - \epsilon Q_c C_{pc} (T_c^{in} - T_a^{out}) \\ \rho_a V_a C_{pa} \frac{dT_a^{out}}{dt} = Q_a C_{pa} (T_a^{in} - T_a^{out}) + \epsilon Q_a C_{pa} (T_c^{in} - T_a^{out}) \end{cases} \quad (5.51)$$

L'équation de sortie est :

$$Y = \begin{bmatrix} T_c \\ T_a \end{bmatrix}$$

Q_a est le débit d'air qui passe par le radiateur, il dépend de la vitesse du véhicule et par conséquent de la puissance électrique fournie par la pile

$$\begin{aligned} Q_a &= 0.54(W^{FC})^{0.39} \\ W^{FC} &= UI \end{aligned}$$

5.3.3 Modélisation des conduites

En appliquant le premier principe de la thermodynamique, nous obtenons :

$$\rho V \frac{dh}{dt} = Q (h^{in} - h^{out})$$

L'équation d'état correspondante est la suivante :

$$\rho V C_p \frac{dT}{dt} = 2Q C_p (T^{in} - T) \quad (5.52)$$

L'équation de sortie est alors :

$$T^{out} = 2T - T^{in}$$

V désigne le volume entre l'échangeur de couplage et la pile.

Chapitre 6

Modélisation du GMP avec pile à combustible et reformeur embarqué

Ce chapitre contient des modèles des différents composants du groupe motopropulseur avec pile à combustible. On trouvera la modélisation du stock d'eau (facteur à optimiser pour améliorer l'autonomie du véhicule) ainsi que quelques références sur la modélisation des moteurs électriques. Nous présentons également une synthèse du modèle du groupe motopropulseur ainsi qu'une validation expérimentale des différents modèles développés.

6.1 Modélisation du convertisseur de puissance (CP) : le moteur électrique

Le moteur électrique utilisé dans cette application est une machine synchrone à aimants permanents à fers trapézoïdales. Cette machine est choisie pour son faible coût et également pour la simplicité de sa commande. Cette machine est alimentée par un onduleur de tension commandé en courant (onde rectangulaire) [31]. La figure 6.1 représente un schéma électrique possible de la commande de la machine. L'alimentation de cette machine est réalisée par la pile à combustible à travers un onduleur de tension.

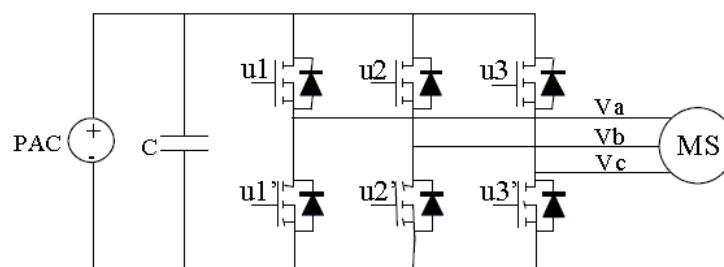


FIG. 6.1 – Ensemble pile onduleur machine électrique

La modélisation et la commande de la machine électrique peuvent être trouvées dans plusieurs références, on cite pour l'exemple le correcteur RST dans [32] et les travaux de Aalborg University [33]

6.2 Modélisation du stock d'eau

Le reformeur consomme l'eau liquide pour produire de l'hydrogène alors que la pile à combustible consomme l'hydrogène et produit de l'eau sous forme liquide et sous forme vapeur. Une partie de l'eau liquide produite par la pile à combustible est confinée au niveau de la membrane de la pile afin d'assurer l'humidification de la membrane, la deuxième partie est recirculée vers le stock d'eau (voir figures 1.7, 1.1 et 4.8). L'eau liquide est récupérée grâce aux échangeurs de chaleur qui se situent en amont et en aval de la pile. Supposons que le carburant consommé est $C_xH_yO_z$ et notons S_C le rapport entre le débit massique de l'eau et celui du carbone. Le débit d'eau consommé par le reformeur est donné par :

$$Q_e^{FPS,in} = \frac{x}{(PCI)_{fuel}} S_C \frac{(PCI)_{H_2}}{\eta^{FPS}} R^{AN} N_{cell} \frac{I}{2F}$$

où R^{AN} représente la stoechiométrie anodique (l'inverse de la quantité d'hydrogène utilisée par la pile), F est le nombre de Faraday et η^{FPS} représente l'efficacité du reformeur. Pour chaque échangeur appartenant à l'ensemble $E_{cond} = \{CPA, EPC, CA, CC\}$ nous avons $Q_e^{E,out} = Q_v^{E,in} - Q_v^{E,out}$ $E \in E_{cond}$. La quantité d'eau cumulée dans le réservoir est donnée par :

$$\begin{aligned} \frac{dSO_e}{dt} &= Q_e^{FC,out} + \sum_{E \in \{E_{cond}\}} Q_e^{E,out} - Q_e^{FPS,in} \\ &= g_e(Q_v^{CPA,in}, \dots, Q_v^{CC,in}, T_g^{CPA,in}, \dots, T_g^{CC,in}, \\ &\quad T_g^{CPA}, \dots, T_g^{CC}, P_g^{CPA}, \dots, P_g^{CC}, I) \end{aligned} \quad (6.1)$$

- $Q_e^{FC,out}$ est la quantité d'eau liquide qu'on extrait à partir de l'eau stockée au niveau de la pile :

$$Q_e^{FC,out} = \alpha_e Q_e^{FC}$$

α_e est un coefficient entre 0 et 1 qui représente le pourcentage d'eau liquide extrait à partir de l'eau stockée au niveau de la pile. Le débit d'eau dans la pile Q_e^{FC} est donné par l'équation (5.9).

- Le courant électrique est fonction du débit de carburant consommé par le reformeur $Q_{carb}^{MDP,in}$. En effet, d'après l'équation (5.5) le courant I s'exprime en fonction du débit d'hydrogène en entrée de l'anode ($Q_{H_2}^{AN,in}$) :

$$I = \frac{2F Q_{H_2}^{AN,in}}{N_{cell} R^{AN} M_{H_2}}$$

or $Q_{H_2}^{AN,in}$ s'écrit en fonction du rendement du reformeur et du débit de carburant consommé par le module de puissance :

$$Q_{H_2}^{AN,in} = \frac{Q_{carb}^{MDP,in} (PCI)_{fuel}}{\eta^{REF} (PCI)_{H_2}}$$

finalement la relation entre le courant et de débit de carburant s'écrit comme suit :

$$I = \frac{(PCI)_{carb} 2F}{(PCI)_{H_2} N_{cell} R^{AN} M_{H_2} \eta^{REF}} Q_{carb}^{MDP,in} \quad (6.2)$$

- Le débit de vapeur en entrée de l'échangeur prés-anodique (CPA) correspond au débit de vapeur en sortie du reformeur.

$$Q_v^{CPA,in} = n_{H_2O}^P M_v$$

$n_{H_2O}^P$ est exprimé dans la partie modélisation du reformeur : équation (5.31). $n_{H_2O}^P$ dépend du débit de carburant consommé, de ses caractéristiques physico-chimiques, des paramètres géométriques et des propriétés physiques du reformeur¹. En conclusion, on peut écrire :

$$Q_v^{CPA,in} = c^{REF} Q_{carb}^{MDP,in} \quad (6.3)$$

c^{REF} est un paramètre qui est fonction des caractéristiques physico-chimiques du carburant, des paramètres géométriques et des propriétés physiques du reformeur.

- Le débit de vapeur en entrée de l'échangeur prés-cathodique (EPC) correspond au débit de vapeur en sortie du turbo-compresseur du système d'air. Il s'exprime en fonction de l'humidité atmosphérique, et du débit de carburant.

$$Q_v^{EPC,in} = c^{ATM} Q_{carb}^{MDP,in} \quad (6.4)$$

- Le débit en entrée du condenseur anodique (CA) correspond au débit de vapeur sortie pile (anode). D'après l'équation (5.6)

$$Q_v^{CA,in}(I, T_s^{FC}) = M_v n_{sec}^{AN,out}(I) \frac{P_{sat}(T_s^{FC})}{P_{AN} - P_{sat}(T_s^{FC})}$$

or I est fonction de $Q_{carb}^{MDP,in}$ (équation (6.2)). Ce qui revient à :

$$Q_v^{CA,in}(I, T_s^{FC}) = M_v n_{sec}^{AN,out}(Q_{carb}^{MDP,in}) \frac{P_{sat}(T_s^{FC})}{P_{AN} - P_{sat}(T_s^{FC})} \quad (6.5)$$

La pression de saturation P_{sat} s'exprime en fonction de la température grâce à la formule d'Antoine.

- Le débit en entrée du condenseur cathodique (CC) correspond au débit de vapeur sortie pile (cathode). D'après l'équation (5.8)

$$Q_v^{CC,in}(I, T_s^{FC}) = M_v n_{sec}^{CAT,out}(I) \frac{P_{sat}(T_s^{FC})}{P_{CAT} - P_{sat}(T_s^{FC})}$$

Ce qui revient à :

$$Q_v^{CC,in}(I, T_s^{FC}) = M_v n_{sec}^{CAT,out}(Q_{carb}^{MDP,in}) \frac{P_{sat}(T_s^{FC})}{P_{AN} - P_{sat}(T_s^{FC})} \quad (6.6)$$

- Nous avons $T_g^{CC,in} \approx T_s^{FC}$ et $T_g^{CA,in} \approx T_s^{FC}$.
- Les températures $T_g^{CPA,in}$ et $T_g^{EPC,in}$ sont régulées à des valeurs fixes et peuvent être considérées comme paramètres du modèle du stock d'eau.

¹La température du reformeur est régulé par un système spécifique (brûleur)

- Nous adoptons les notations suivantes : $T_g^C = (T_g^{CPA}, T_g^{EPC}, T_g^{CA}, T_g^{CC})^T$.
- Les différentes pressions sont régulées par le système d'air.

D'après les équations (6.3), (6.4), (6.5) et (6.6), les débits $Q_v^{CPA,in}$, $Q_v^{EPC,in}$, $Q_v^{CA,in}$ et $Q_v^{CC,in}$ sont fonctions de la température de la pile T_s^{FC} et du débit de carburant consommé par le reformeur ($Q_{carb}^{MDP,in}$). Les températures $T_g^{CA,in}$ et $T_g^{CC,in}$ sont égaux à T_s^{FC} et les températures $T_g^{CPA,in}$ et $T_g^{EPC,in}$ sont régulées et considérées comme étant des paramètres de notre système. L'équation d'état du stock d'eau s'écrit alors :

$$\boxed{\frac{dSO_e}{dt} = f_e(Q_{carb}^{MDP,in}, T_s^{FC}, T_g^C)} \quad (6.7)$$

6.3 Synthèse du modèle du GMP/PAC

Le modèle global de la thermique du groupe motopropulseur (GMP/PAC) résulte du regroupement des équations d'état développées pour chacun des éléments dans les paragraphes précédents. Les équations de fermeture sont déterminées à partir de l'architecture actionneurs/capteurs du système. Dans la représentation d'état (voir équations (7.1) et (7.2)), le premier indice supérieur désigne le nom du composant. Par exemple T^{EPC} désigne le vecteur d'état de l'échangeur EPC. RHTBy désigne l'ensemble composé du radiateur RHT et de son circuit de bypass et RBTBy désigne l'ensemble composé du radiateur RBT et de son circuit de Bypass.

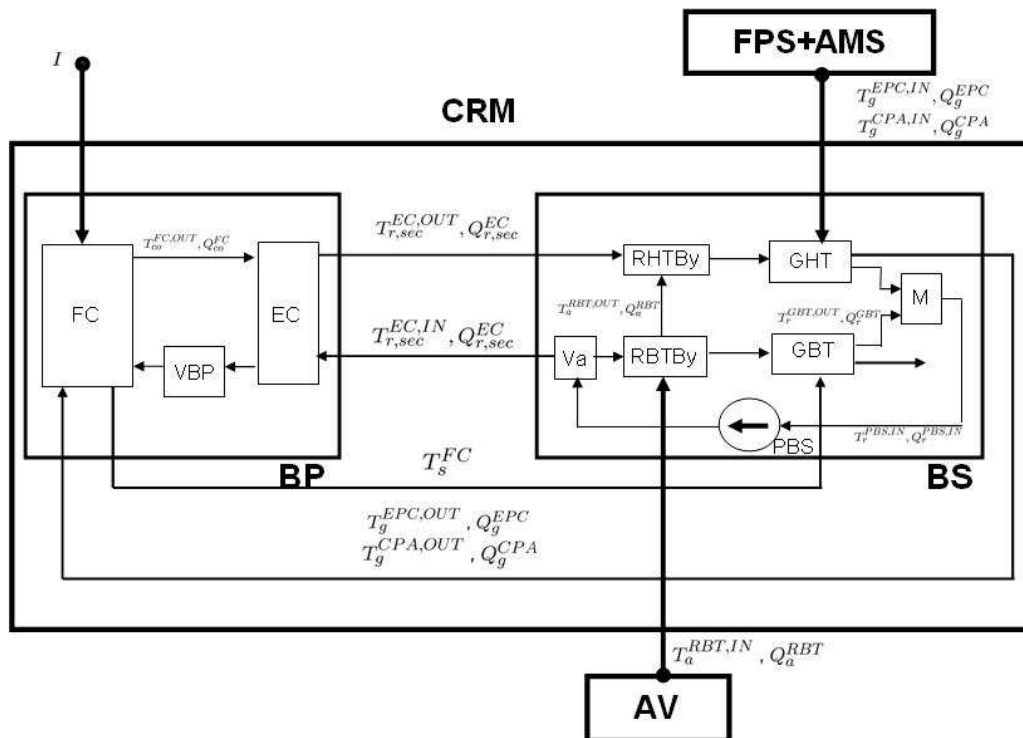


FIG. 6.2 – Décomposition en blocs du circuit de refroidissement du groupe motopropulseur

Notons E_{echg} l'ensemble des échangeurs de chaleur du circuit de refroidissement :

$$E_{echg} = \{CPA, EPC, CA, CC, EC\}.$$

La représentation d'état globale du GMP/PAC est donnée par :

Equations d'état :

$$\begin{aligned}
 \dot{T}^E &= A^E T^E + Q_c^E B^E T^E + Q_c^E b^E + v^E & E \in E_{echg} \\
 \dot{T}_c^{R,out} &= \frac{1}{\rho_c V_c^R} (Q_c^R (T_c^{R,in} - T_c^{R,out}) - \epsilon^R Q_c^R (T_c^{R,in} - T_a^{R,out})) \\
 \dot{T}_a^{R,out} &= \frac{1}{\rho_a V_a^R} (Q_a (T_a^{R,in} - T_a^{R,out}) + \epsilon^R Q_a (T_c^{R,in} - T_a^{R,out})) \\
 &R \in \{RHT, RBT\} \\
 \dot{T}^{VBP} &= \frac{2Q}{\rho V C_p} (T^{VBP,in} - T^{VBP}) \\
 \dot{T}_s^{FC} &= \frac{1}{m_s C_{p_s}} (W_{g,s}^{CAT} + W_{g,s}^{AN} + W_{e,s} + W_{c,s}) \\
 \dot{T}_c^{FC,out} &= -v_c \frac{(T_c^{FC,in} - T_c^{FC,out})}{L_c} + \frac{N_{cell} N_{can} K_c A_c}{\rho_c C_{p_c} V_c} (T_s^{FC} - T_c^{FC,out}) \\
 \dot{SO}_e &= f_e(Q_{carb}^{MDP,in}, T_s^{FC}, T_g^C)
 \end{aligned} \tag{6.8}$$

Equations de sortie :

$$y = \begin{pmatrix} T_s^{FC} \\ T_g^{GHT,out} \\ C \\ U \\ SO_e \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T_s^{FC} \\ \frac{1}{2}(T_g^{CPA} + T_g^{EPC}) \\ f_N(I, R^{AN}, R^{CAT}, D_{il}) \\ f_U(T_s^{FC}, I, P, C, \Theta) \\ SO_e \end{pmatrix} \tag{6.9}$$

avec :

$$T^E = \begin{bmatrix} T_g^E \\ T_c^E \\ T_p^E \end{bmatrix}, \quad T^{E,out} = \begin{bmatrix} T_g^{E,out} \\ T_c^{E,out} \end{bmatrix} \quad E \in E_{echg}$$

Les équations de fermeture sont données par :

Relations statiques du groupe haute température GHT

$$\begin{aligned} Q_c^{EPC} &= \alpha^{EPC} Q_c^{RHTBY} & T_c^{EPC,in} &= T_{c,sec}^{RHTBY,out} \\ Q_c^{CPA} &= \alpha^{CPA} Q_c^{RHTBY} & T_c^{CPA,in} &= T_{c,sec}^{RHTBY,out} \end{aligned}$$

Relations statiques du groupe basse température GBT

$$\begin{aligned} T_c^{CC,in} &= T_{c,sec}^{RHTBY,out} & Q_c^{CC} &= \alpha^{CC} Q_c^{RBTBY} \\ T_c^{CA,in} &= T_{c,sec}^{RHTBY,out} & Q_c^{CA} &= \alpha^{CA} Q_c^{RBTBY} \\ T_c^{ES,in} &= T_{c,sec}^{RHTBY,out} & Q_c^{ES} &= \alpha^{ES} Q_c^{RBTBY} \\ T_g^{CC,in} &= T_s^{FC} \\ T_g^{CA,in} &= T_s^{FC} \end{aligned}$$

Relations statiques au niveau des radiateurs

$$\begin{aligned} Q_{c,sec}^{RHT} &= \alpha^{RHT} Q_{c,sec}^{EC} & Q_{c,sec}^{RBT} &= (1 - \alpha^{EC}) Q_{c,sec}^{PBS} \\ T_{c,sec}^{RHTBY,in} &= T_{c,sec}^{EC,out} & T_a^{RHT,in} &= T_a^{RBT,out} \\ T_{c,sec}^{RBTBY,in} &= T_{c,sec}^{PBS,out} \end{aligned}$$

Relations statiques au niveau de la pompe de la boucle secondaire PBS

$$\begin{aligned} T_{c,sec}^{PBS,out} &= T_c^{PBS,in} \\ Q_{c,sec}^{PBS,in} &= \sum_{i \in I_{comp}} Q_c^i \\ T_{c,sec}^{PBS,in} &= \frac{\sum_{i \in I_{comp}} Q_c^i T_c^{i,out}}{\sum_{i \in I_{comp}} Q_c^i} & I_{comp} &= \{EPC, CPA, CC, CA, ES\} \end{aligned}$$

Relations statiques au niveau de l'échangeur de couplage EC

$$\begin{aligned} Q_{c,sec}^{EC} &= \alpha^{EC} Q_{c,sec}^{PBS} & Q_{c,pri}^{EC} &= Q_{c,pri}^{PBP} \\ T_{c,sec}^{EC,in} &= T_{c,sec}^{PBS,out} & T_{c,pri}^{EC,in} &= T_{c,pri}^{FC,out} \end{aligned}$$

Relations statiques de la boucle primaire BP

$$\begin{aligned} Q &= Q_{c,pri}^{PBP} & Q_c^{FC} &= Q_{c,pri}^{PBP} \\ T^{VBP,in} &= T_{c,pri}^{EC,out} & T_c^{FC,in} &= T^{VBP,out} \end{aligned}$$

Relations statiques de fermeture de la boucle secondaire BS

$$\begin{aligned}\alpha^{EPC} + \alpha^{CPA} &= 1 \\ \alpha^{CC} + \alpha^{CA} + \alpha^{ES} &= 1\end{aligned}$$

Les perturbations :

I	: courant consommé par la machine électrique, image du couple résistant aux roues et du courant consommé par le GMP
Q_a	: débit d'air pour le refroidissement des radiateurs (lié à l'hydrodynamique du véhicule)
$T_a^{RBT,in}$: température ambiante de l'air
P^{ATM}	: pression atmosphérique (système d'air)

Les variables de commande :

$Q_{c,sec}^{PBS,out}$: débit de sortie de la pompe
α^k	: fraction du débit qui circule dans l'échangeur k $k \in E_{echg}$
α^{RHT}	: fraction du débit qui circule dans le RHT
α^{RBT}	: fraction du débit qui circule dans le RBT

Modèle du GMP/PAC

Le modèle du GMP/PAC peut être représenté par le schéma suivant :

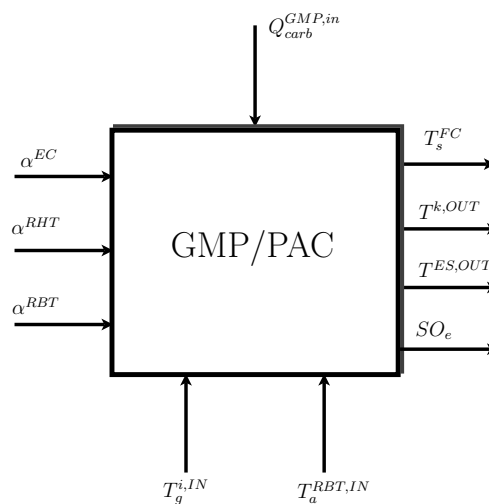


FIG. 6.3 – Modèle du TMP

6.4 Identification et validation

Les essais utilisés pour l'identification ou la validation sont réalisés dans les cadres des projets RESPIRE présenté dans la partie I.

6.4.1 Pile à combustible

6.4.1.1 Validation du modèle électrique de la pile

Une courbe de polarisation est la plus courante représentation statique des performances d'une pile. La validité du modèle électrochimique sur une large plage de température est essentielle pour une application véhicule. En effet, bien que la pile soit régulée à une température nominale de 80°C, à terme, il sera impératif que la pile fonctionne aussi à basse température, notamment pendant la phase de démarrage du véhicule.

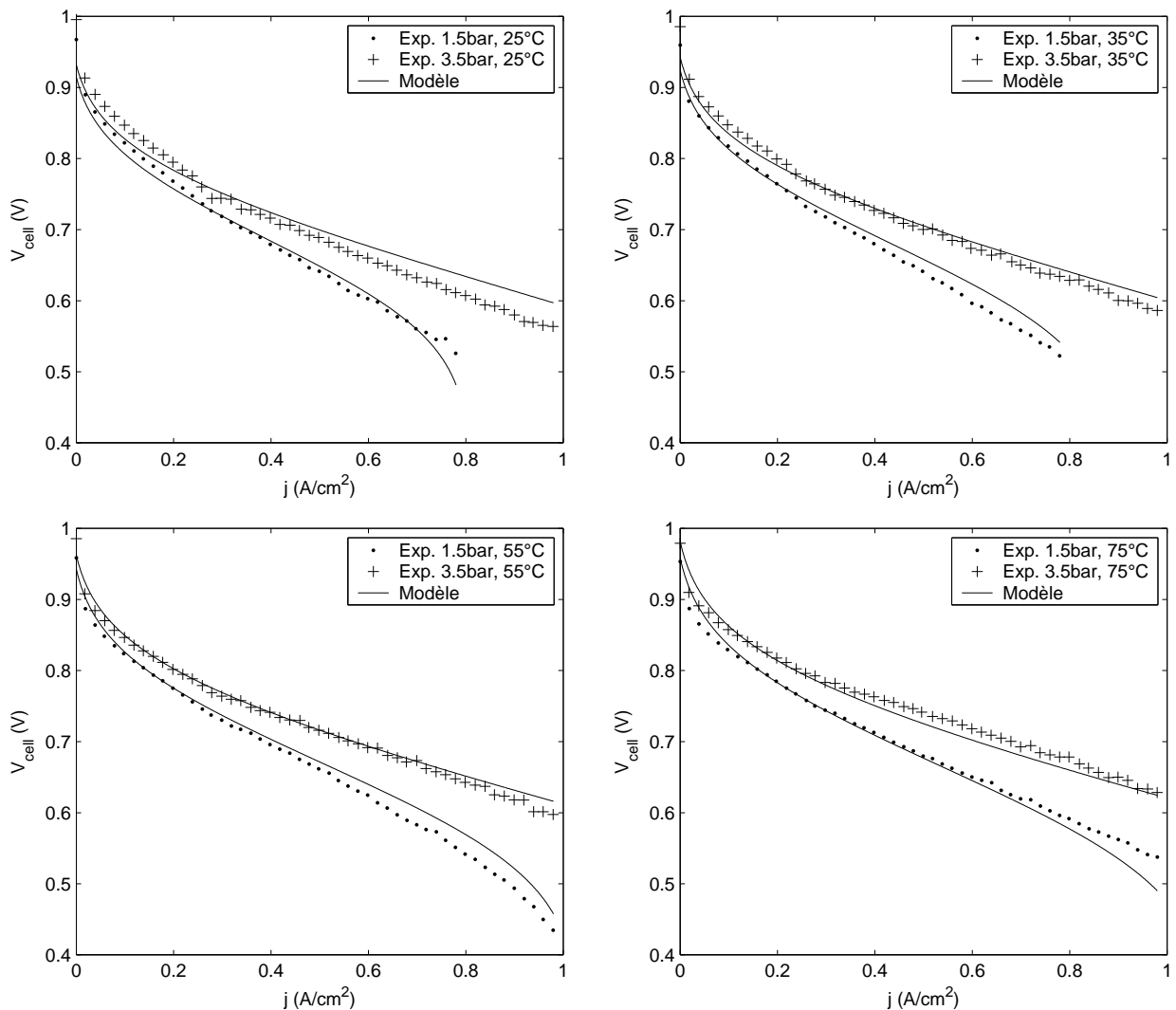


FIG. 6.4 – Résultats des essais et validation du modèle.

Les essais illustrés par la figure 6.4 ont été réalisés sur un petit stack de 15kW alimenté par un reformât très pauvre en CO. Cette pile est constituée de 30 cellules. Sa surface d'activation est de 312.5 cm². On constate d'après les résultats de la figure 6.4 que la température de la pile est un facteur très influent sur une courbe de polarisation. En effet, il apparaît que les performances de la pile sont nettement dégradées à basses températures et en particulier à faible pression où on note à 25°C un abaissement significatif de la limite de diffusion par rapport à la courbe réalisée à 75°C. Pour une application véhicule, il faudra donc veiller à chauffer la pile lors d'un démarrage, afin d'atteindre aussi vite que possible la température nominale de fonctionnement.

6.4.1.2 Validation du modèle thermodynamique de la pile

Pour la validation du modèle thermodynamique, nous ne disposons que d'un seul type d'essai exploitable qui est la montée en température de la pile.

Montée en température de la pile La montée en température d'une pile lors du démarrage est une phase critique qu'il faut chercher à optimiser en vue d'une application véhicule, le modèle doit donc être prédictif pendant cette période.

Par ailleurs, en fonctionnement nominal la pile utilisée pour l'essai est régulée très précisément à une température de 80°C. Se faisant en boucle ouverte, le démarrage est alors une phase intéressante pour valider notre modèle.

- **Conditions des essais :**

Sur ce banc d'essais, la montée en température se fait principalement par l'augmentation de la température du liquide de refroidissement à l'entrée de la pile T_{ref}^{in} , associée à la chaleur dégagée par la pile lors du passage du courant. Pour ces essais, on associe la température de la pile à la mesure de la température du liquide de refroidissement à la sortie de la pile T_{ref}^{out} .

- **Analyse des essais :**

Comme le montre les figures 6.5 et 6.6, la montée en température de la pile du banc RESPIRE dure environ 1500 secondes. La température T_{ref}^{in} monte très progressivement, si bien qu'il est difficile d'évaluer l'inertie de la pile. Enfin, la connection de la charge apporte un gain de chaleur non négligeable.

- **Validité du modèle :**

Le modèle montre une corrélation acceptable avec les mesures.

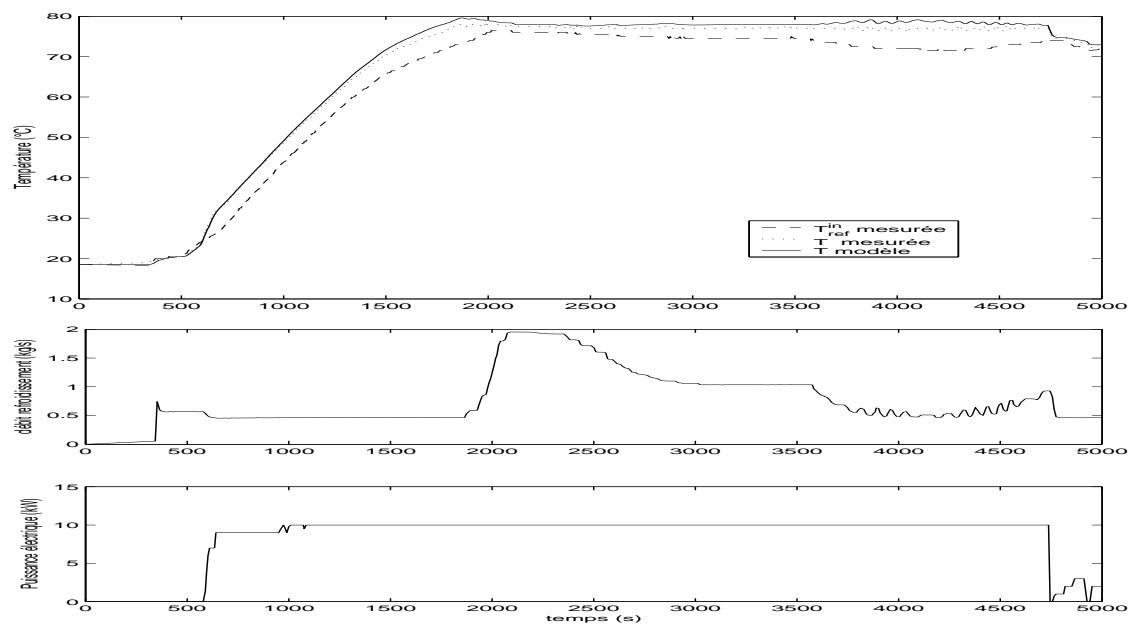


FIG. 6.5 – Montée en température de pile 1

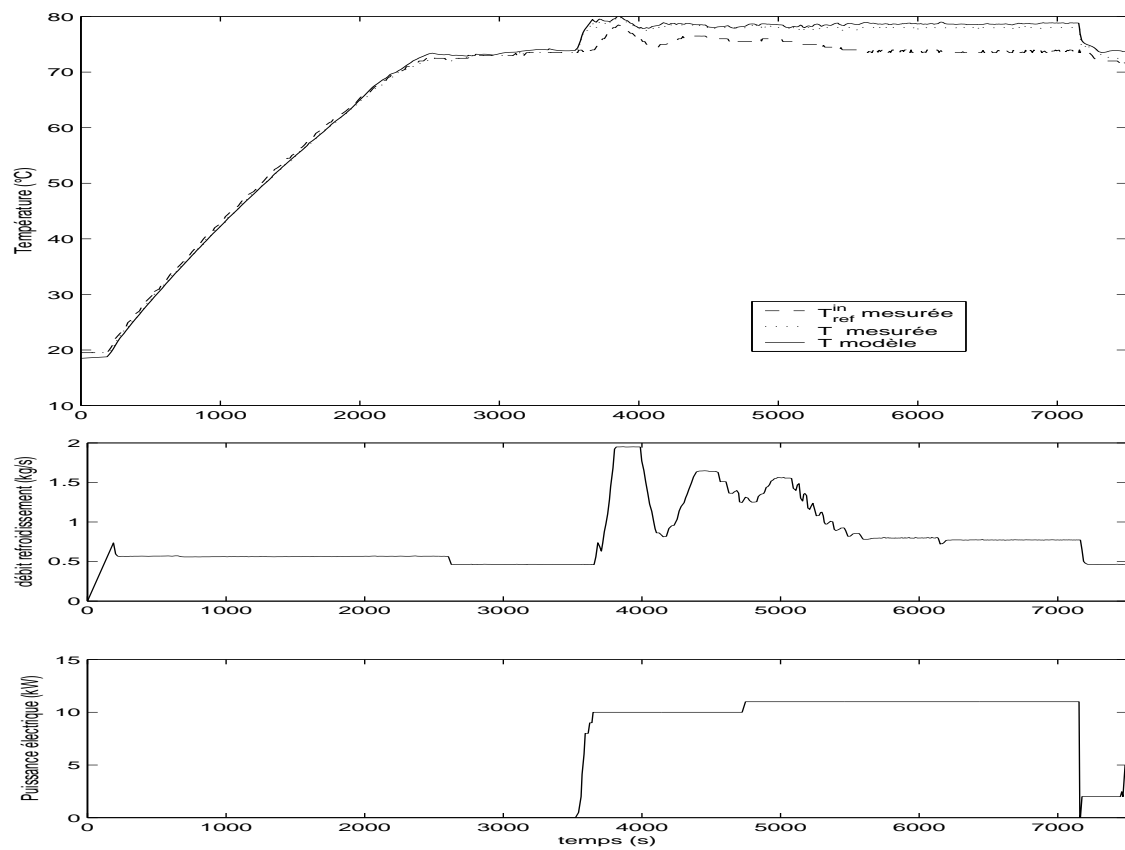


FIG. 6.6 – Montée en température de pile 2

6.4.2 Échangeur de chaleur

6.4.2.1 Identification

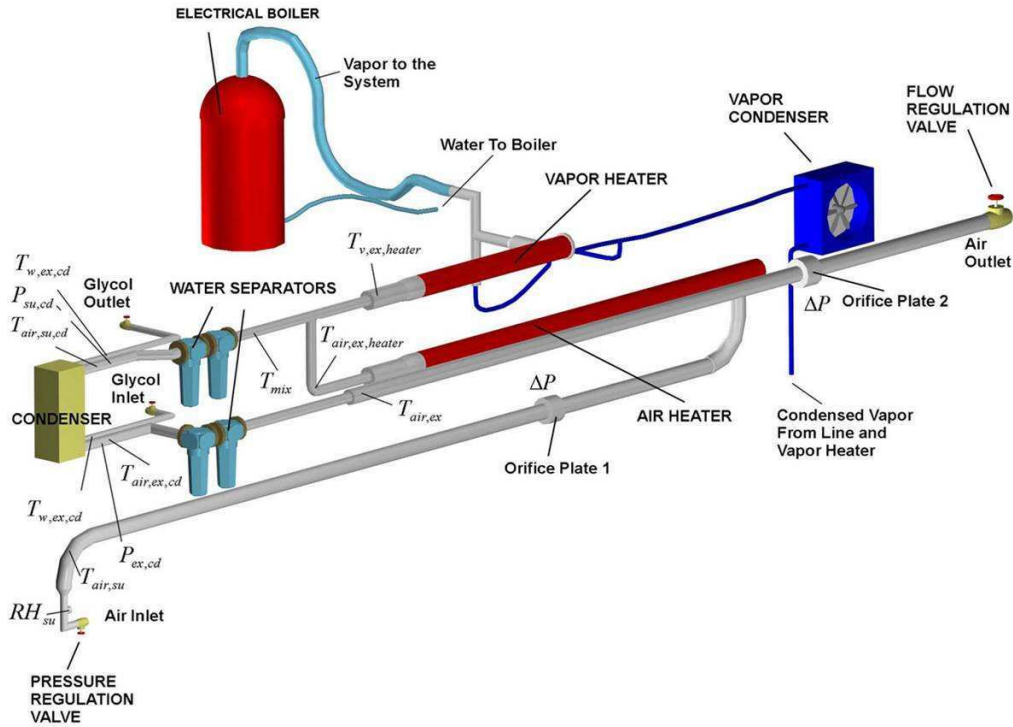


FIG. 6.7 – Installation d’un banc d’essais à l’université de Liège.

Quatre séries d’essais ont été réalisées à l’université de Liège sur des échangeurs à plaques Alpha Laval. Ces essais ont permis d’identifier les paramètres du modèle et de valider les différentes hypothèses qui étaient prises en compte. Les paramètres qui ont été renseignés en utilisant l’identification sont :

- Les coefficients des échanges entre les fluides et la partie solide de l’échangeur
- Le terme de pondération ξ dans la modélisation de la condensation

- Le coefficient K_{elm} du terme $K_{elm} \frac{Q_c}{Q_c + 0.01}$

Le vecteur des paramètres à identifier est donné par :

$$V_{par} = \begin{bmatrix} K_g \\ K_c \\ \xi \\ K_{elm} \end{bmatrix}.$$

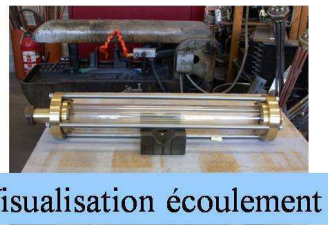
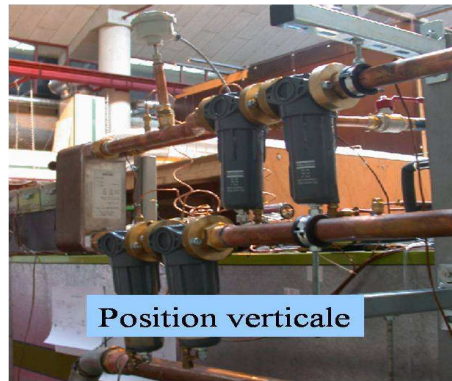
L’identification consiste à trouver ce vecteur des paramètres qui vérifie le critère des moindres carrés :

$$J = \min_{p \in V_{par}} \left(\sum_{i,j} (T_{i,j}^{mes} - T_{i,j}^{mdl}(V_{par}))^2 + (Q_{i,j,e}^{mes} - Q_{i,j,e}^{mdl}(V_{par}))^2 \right)$$

avec

- . $T_{i,j}^{mes}$ est la température mesurée à l'instant i suite à l'essai j
- . $T_{i,j}^{mdl}(V_{par})$ est la température que donne le modèle à l'instant i suite aux conditions de l'essai j
- . $Q_{i,j,e}^{mes}$ est le débit d'eau condensée mesuré à l'instant i suite à l'essai j
- . $Q_{i,j,e}^{mdl}(V_{par})$ est le débit d'eau condensée que donne le modèle à l'instant i suite à l'essai j

6.4.2.2 Validation



Nous allons présenter maintenant deux essais significatifs pour valider le modèle de l'échangeur. Dans le premier essai, on fait des échelons de température de l'eau glycolée à l'entrée de l'échangeur, alors que dans le deuxième essai, on fait des échelons de débit.

– Expérience 1 :

Dans cet essai, la température du gaz à l'entrée de l'échangeur est fixée à $90^{\circ}C$ et sa pression est maintenue constante à 3 bars. L'humidité relative à l'entrée est égale à 100%. On fixe le débit du fluide de refroidissement à $0.4Kg/s$ et on applique des échelons de température sur l'eau glycolée entre $50^{\circ}C$ et $80^{\circ}C$ et entre $80^{\circ}C$ et $50^{\circ}C$. Les figures 6.8 et 6.9 représentent les températures de sorties des gaz et du liquide de refroidissement du modèle comparées aux résultats de l'expérience.

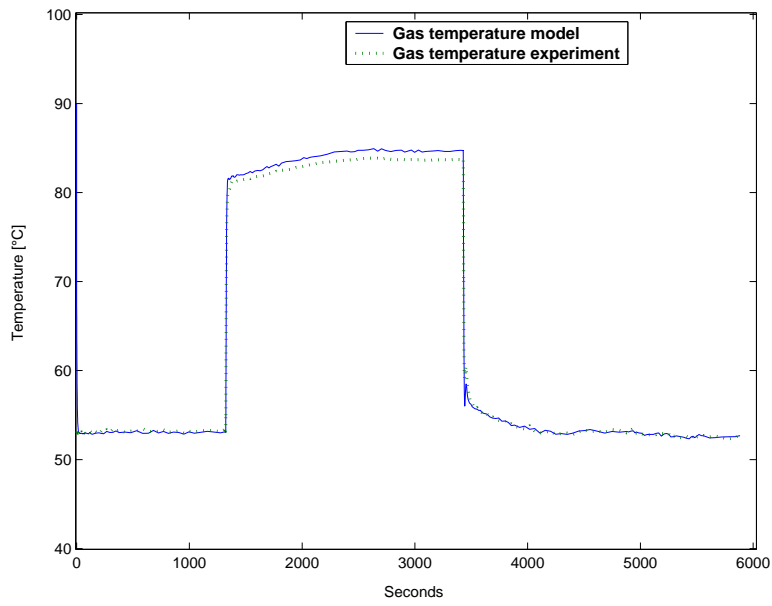


FIG. 6.8 – Corrélation de la température des gaz

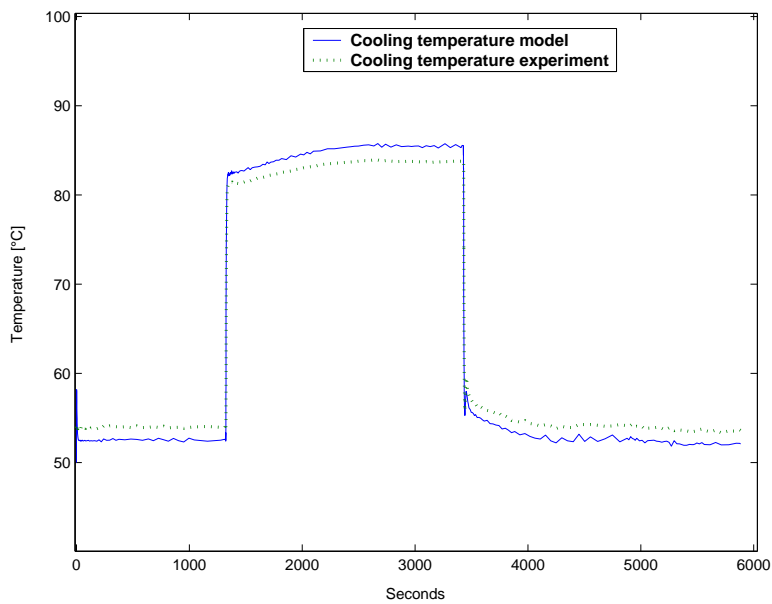


FIG. 6.9 – Corrélation de la température du liquide de refroidissement

L'échelon montant est appliqué à l'instant $t=1320s$. Un zoom autour de cet instant nous permet de valider les dynamiques du modèle.

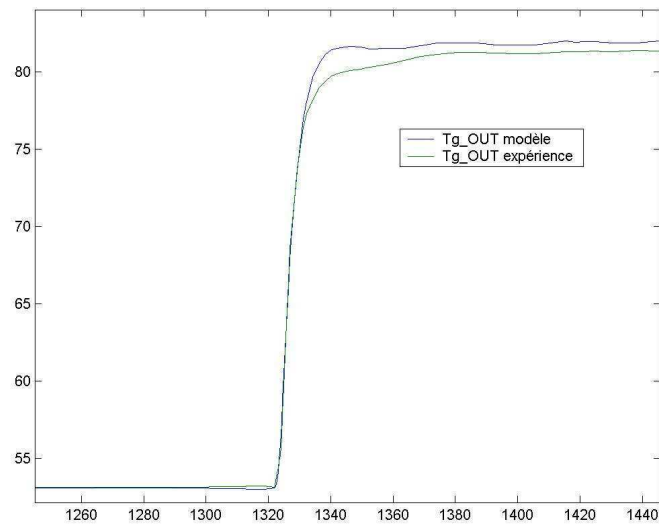


FIG. 6.10 – Dynamique de la température des gaz

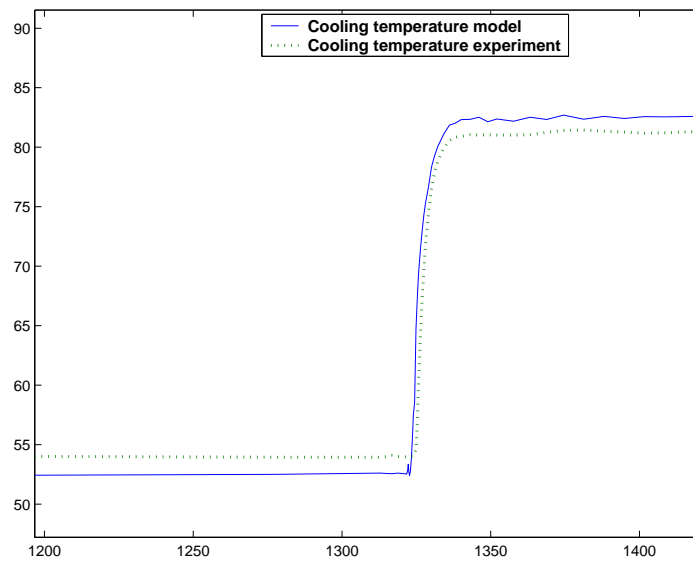


FIG. 6.11 – Corrélation de la température du liquide de refroidissement

La figure 6.13 représente la corrélation du débit d'eau condensée à la sortie de l'échangeur.

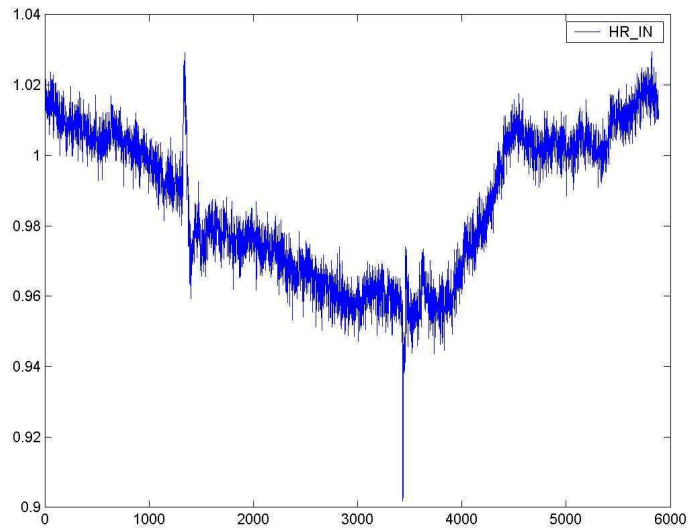


FIG. 6.12 – Humidité relative à l'entrée de l'échangeur

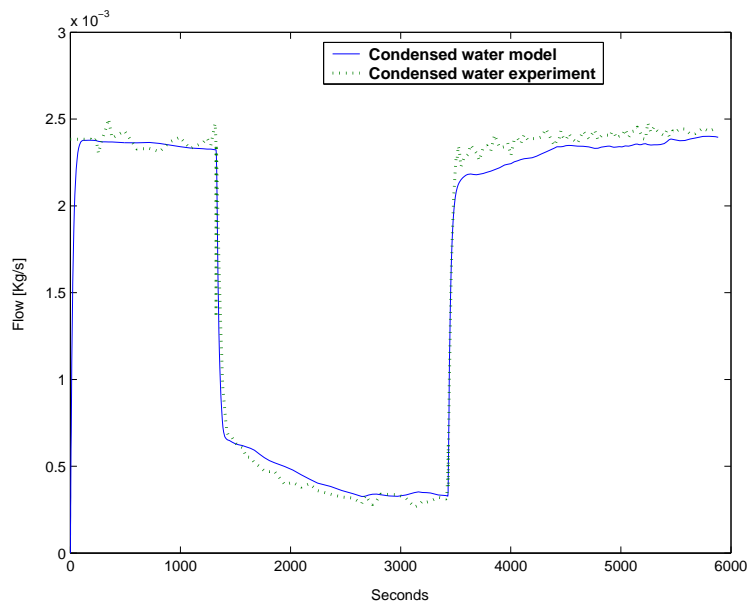


FIG. 6.13 – Débit de l'eau condensée en sortie de l'échangeur pour $H_R^{in} = 100\%$

– Expérience 2 :

Dans cet essai, la température du gaz à l'entrée de l'échangeur est fixée à 135° et sa pression est maintenue constante à 3 bar. L'humidité relative à l'entrée est égale à 0.2%. On fixe la température d'entrée de l'eau glycolée à 50° et on fait des échelons de débit entre 0.1kg/s et 0.4kg/s et entre 0.4kg/s et 0.1kg/s .

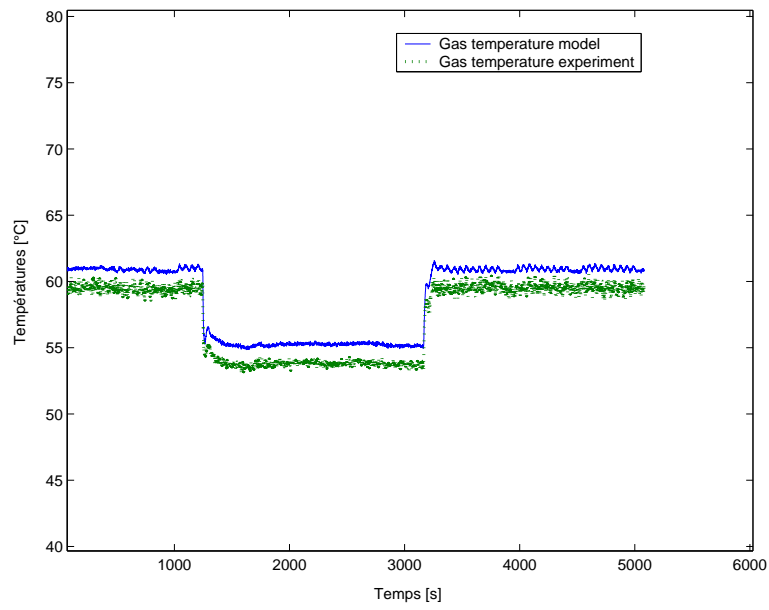


FIG. 6.14 – Corrélation de la température des gaz

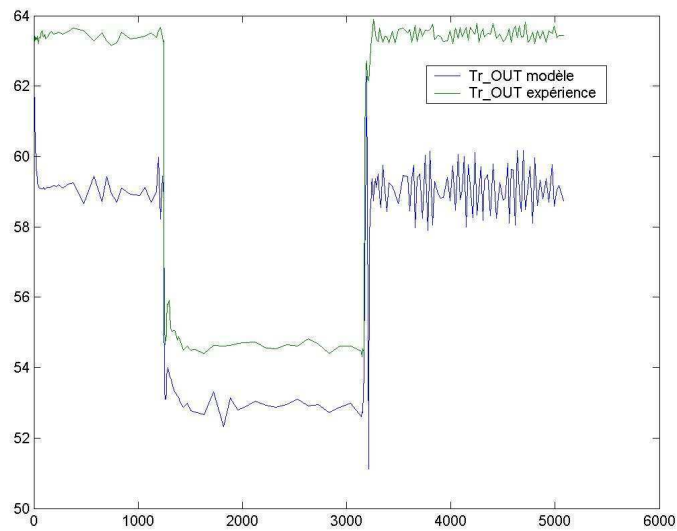


FIG. 6.15 – Température de l'eau

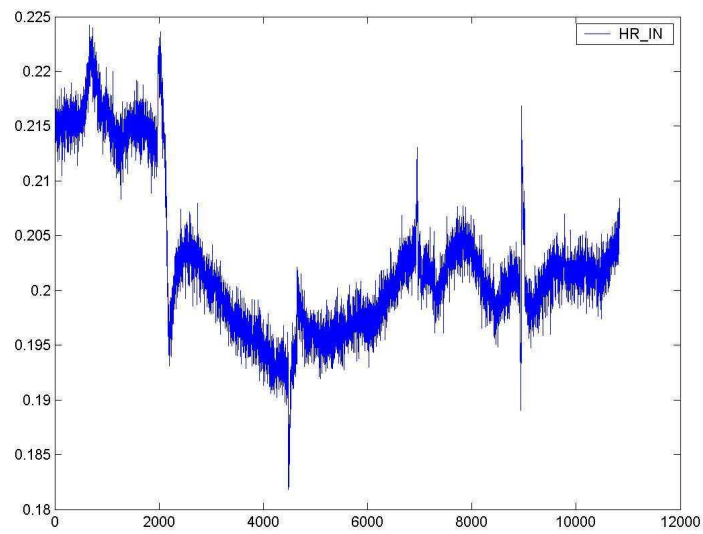


FIG. 6.16 – Humidité relative à l'entrée de l'échangeur

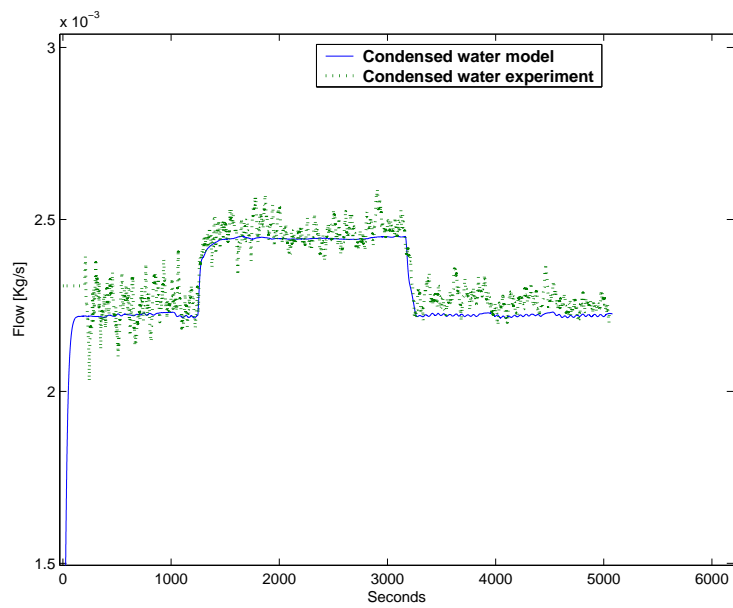


FIG. 6.17 – Débit de l'eau condensée en sortie de l'échangeur pour $H_R^{in} = 20\%$

6.5 Conclusion

Dans les chapitres 5 et 6, on peut retenir les points suivants :

- Nous avons développé des modèles des différents composants du GMP/PAC. Ces modèles sont obtenus à partir des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie et à partir des équations d'état des fluides (relation des gaz parfait, équations d'incompressibilité,...). Ces modèles sont à bases, pour la plupart, d'équations aux dérivées partielles. Ils prennent en compte différents phénomènes physico-chimiques : la diffusion, le transport des gaz, les réactions chimiques, les changements d'état des gaz et les réactions électrochimiques. Nous avons développé également des versions simplifiées et réduites des modèles en utilisant différentes techniques de réduction (analyse dimensionnelle, intégration spatiale des équations 1D, collocation orthogonale, séparation des échelles du temps). En particulier, nous avons développé des modèles de la pile à combustible, des échangeurs de chaleur, des radiateurs et du reformeur.
- Nous avons proposé une solution au problème de la modélisation de la quantité d'eau condensée, qui représente un des points délicats de la modélisation des échangeurs. Cette solution est facile à implémenter (nombre réduit d'états pour déterminer la quantité d'eau condensée). En plus, elle peut être transposée pour les composants du groupe motopropulseur qui font intervenir le phénomène de condensation diphasique (pile, reformeur...).
- Les résultats des essais sur les échangeurs corrélent bien avec le modèle, ce qui permet de valider l'approche de modélisation suivie et de vérifier les différentes hypothèses prises en compte.
- La technique qui consiste à intégrer les équations du modèle à paramètres distribués permet de garder le sens physique des équations. Elle nous a permis d'aboutir à des bons résultats avec une dimension réduite du vecteur d'état.
- Le travail de modélisation et de réduction de modèle constitue le support des algorithmes de régulation des différentes températures du groupe motopropulseur avec pile à combustible. Ceci permet d'optimiser l'algorithme de contrôle, de le rendre robuste vis à vis des incertitudes et de gagner en temps de mise au point des lois de commande.

Chapitre 7

Module de commande et de diagnostic (MCD)

Ce chapitre concerne le module de commande et de diagnostic du système pile à combustibles étudié. Nous reprenons le problème d'optimisation formalisé dans la première partie. Nous proposons ensuite une loi de commande du groupe motopropulseur. On trouvera ainsi le développement d'algorithmes de commande pour la thermique de la pile à combustible, pour les échangeurs de chaleur ainsi que des lois de surveillance et de diagnostic du bilan d'eau. Nous terminons ce chapitre par des résultats de validation en simulation des lois de commande et de diagnostic.

7.1 Rappel modélisation du système pile à combustible

Une architecture est proposée pour le circuit de refroidissement. Dans cette architecture on peut distinguer deux boucles.

- La boucle primaire (BP) : Elle contient la pile, une pompe et un échangeur de chaleur. Elle permet de réguler la température de la pile.
- La boucle secondaire (BS) : Elle contient une pompe, deux radiateurs et quatre échangeurs de chaleur. Elle permet de conditionner la température des gaz à l'entrée de la pile et de récupérer l'eau sous forme liquide en vue de l'utiliser pour la procédure de reformage de l'hydrogène.

Nous avons vu dans la partie modélisation que le modèle du GMP peut s'écrire :

Equations d'état :

$$\begin{aligned}
 \dot{T}^E &= A^E T^E + Q_c^E B^E T^E + Q_c^E b^E + v^E \quad E \in E_{echg} \\
 \dot{T}_c^{R,out} &= \frac{1}{\rho_c V_c^R} (Q_c^R (T_c^{R,in} - T_c^{R,out}) - \epsilon^R Q_c^R (T_c^{R,in} - T_a^{R,out})) \\
 \dot{T}_a^{R,out} &= \frac{1}{\rho_a V_a^R} (Q_a (T_a^{R,in} - T_a^{R,out}) + \epsilon^R Q_a (T_c^{R,in} - T_a^{R,out})) \\
 \dot{T}^{VBP} &= \frac{2Q}{\rho V C_p} (T^{VBP,in} - T^{VBP}) \\
 \dot{T}_s^{FC} &= \frac{1}{m_s C_{p_s}} (W_{g,s}^{CAT} + W_{g,s}^{AN} + W_{e,s} + W_{c,s}) \\
 \dot{T}_c^{FC,out} &= -v_c \frac{(T_c^{FC,in} - T_c^{FC,out})}{L_c} + \frac{N_{cell} N_{can} K_c A_c}{\rho_c C_{p_c} V_c} (T_s^{FC} - T_c^{FC,out}) \\
 \dot{SO}_e &= f_e(Q_{carb}^{MDP,in}, T_s^{FC}, T_g^C)
 \end{aligned} \tag{7.1}$$

Equations de sortie :

$$y = \begin{pmatrix} T_s^{FC} \\ T_g^{GHT,out} \\ C \\ U \\ SO_e \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T_s^{FC} \\ \frac{1}{2}(T_g^{CPA} + T_g^{EPC}) \\ f_N(I, R^{AN}, R^{CAT}, D_{il}) \\ f_U(T_s, I, P, C, \Theta) \\ SO_e \end{pmatrix} \tag{7.2}$$

avec :

$$T^E = \begin{bmatrix} T_g^E \\ T_c^E \\ T_p^E \end{bmatrix}, \quad T^{E,out} = \begin{bmatrix} T_g^{E,out} \\ T_c^{E,out} \end{bmatrix} \quad E \in E_{echg}$$

Les perturbations :

I	: courant consommé par la machine électrique, image du couple résistant aux roues et du courant consommé par le GMP
Q_a	: débit d'air pour le refroidissement des radiateurs (lié à l'hydrodynamique du véhicule)
$T_a^{RBT,in}$: température ambiante de l'air
P^{ATM}	: pression atmosphérique (système d'air)

Les variables de commande :

$Q_{c,sec}^{PBS,out}$: débit de sortie de la pompe
α^k	: fraction du débit qui circule dans l'échangeur $k \in \{EPC, CC, CA, EC\}$
α^{RHT}	: fraction du débit qui circule dans le RHT
α^{RBT}	: fraction du débit qui circule dans le RBT

7.2 Application pour le dimensionnement

Nouvelle architecture actionneurs du circuit de refroidissement

L'architecture des actionneurs (cf la partie modélisation) présente un fort couplage entre la boucle primaire et la boucle secondaire. De ce fait, l'asservissement des gaz en entrée de la pile à la même température que la pile est difficile à réaliser. En plus, et suite aux différentes simulations réalisées, nous constatons que la commandabilité du TMP avec l'architecture actuelle des actionneurs est insuffisante. En effet, il existe plusieurs cas où le radiateur RHT n'arrive pas à dissiper le surplus d'énergie apporté par la boucle primaire.

Solution proposée

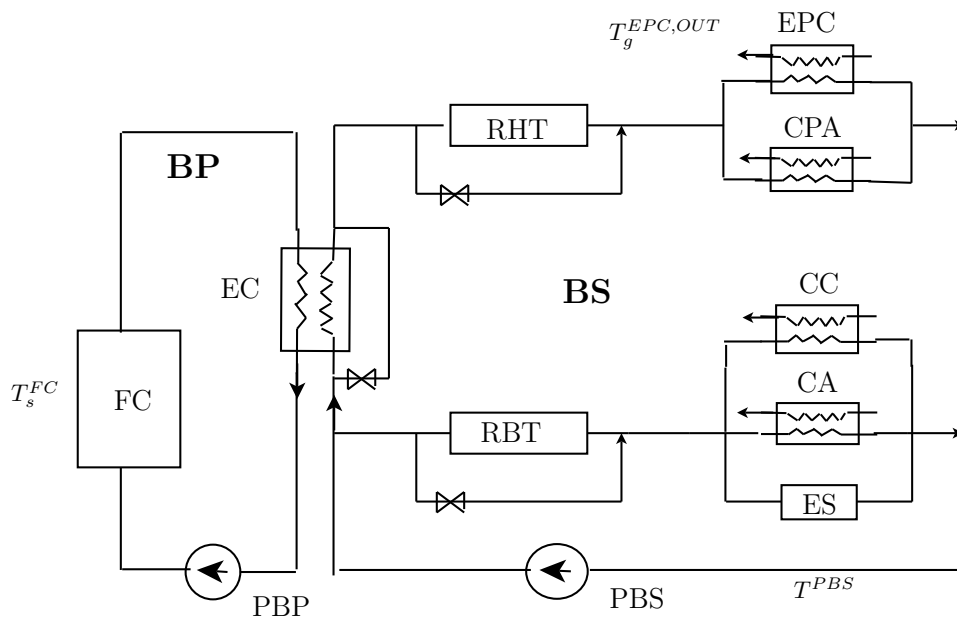


FIG. 7.1 – Nouvelle architecture actionneurs du circuit de refroidissement

La solution proposée pour résoudre le problème décrit précédemment consiste à ajouter une vanne

de bypass de l'échangeur de couplage (EC).

La nouvelle architecture actionneurs du CRM est illustrée par la figure 7.1.

Avantages de la nouvelle architecture :

- Découplage entre la boucle primaire et la boucle secondaire. Pour illustrer ce découplage nous avons réalisé la simulation figures 7.2. Dans cette simulation, on fixe le débit de la pompe secondaire et on fait varier le pourcentage de bypass de l'échangeur de couplage entre 10% et 90%.
- La température de l'eau glycolée à l'entrée du radiateur RHT est plus basse puisque une partie du débit qui passe dans le groupe haute température n'est pas chauffée par l'échangeur de couplage. Ceci rend les températures des gaz à l'entrée de la pile plus faciles à contrôler. On exploite ainsi une plage plus large de bypass du radiateur RHT.

La figure 7.2 nous montrent que lorsqu'on applique un échelon sur le bypass de l'échangeur de couplage, la température de la pile varie entre $55^{\circ}C$ et $120^{\circ}C$ ¹. Les températures des gaz subissent de légères variations transitoires puis se rétablissent pour retrouver les valeurs qui précèdent l'instant de l'application de l'échelon.

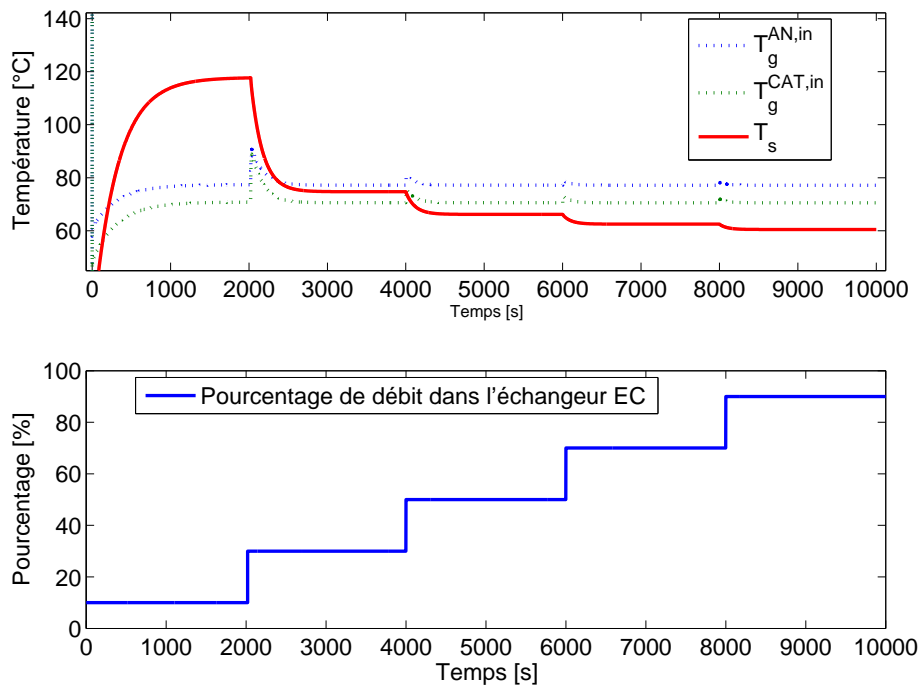


FIG. 7.2 – Commandabilité de la température de la pile dans le du découplage BP-BS

¹Une température de $120^{\circ}C$ est destructrice pour la pile à combustible que nous utilisons. En simulation, nous allons jusqu'à la température de $120^{\circ}C$ car l'évolution technologique tendent à rehausser les températures maximales supportées par les piles à combustibles de type PEMFC (ce qui permet d'améliorer le rendement de la pile).

7.3 Applications pour la commande

7.3.1 Optimisation du rendement du GMP/PAC sous contraintes

Le but de la commande est de maximiser le rendement du groupe motopropulseur afin de réduire la consommation du carburant tout en maximisant l'autonomie du système. Pour cela, nous allons reprendre les résultats du paragraphe (3.3).

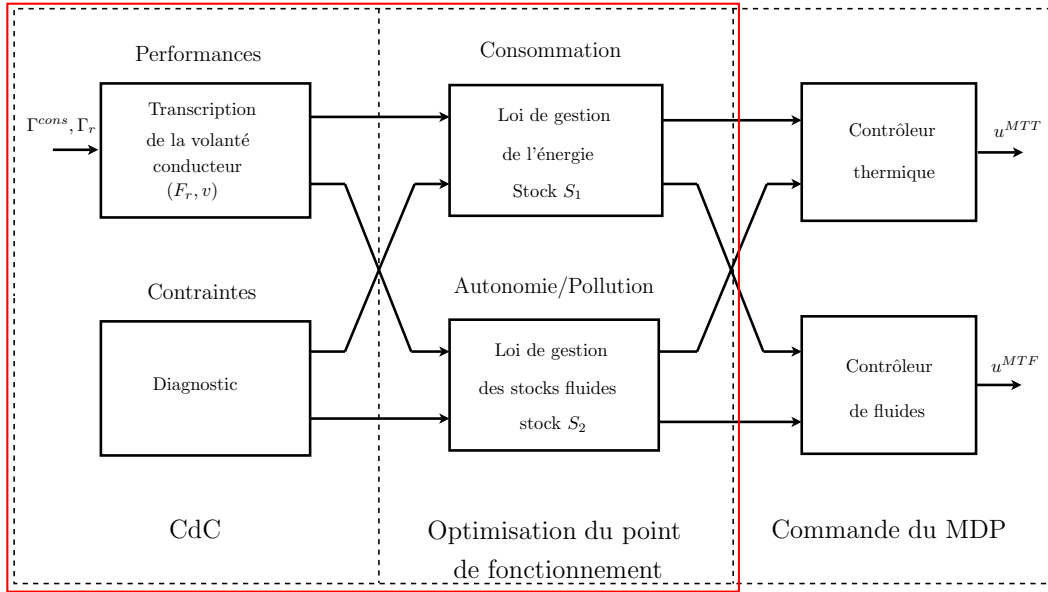


FIG. 7.3 – Commande du module de puissance (MDP)

7.3.1.1 Position du problème d'optimisation

Tout d'abord nous faisons quelques remarques et nous rappelons quelques notations :

- Posons $u_1 = Q_{carb}^{MDP,in}$.
- Dans le cas du système avec pile à combustible, la richesse $\Phi^{GMP,in} = (R_A R_C D_i)$ est fixée par le fournisseur de la pile.
- Le débit des polluants est très faible : $Q_P \approx 0$.
- S_2 dans ce cas est égale à la quantité d'eau stockée dans le réservoir du reformeur SO_e .
- Posons Υ_e la fonction suivante :

$$\Upsilon_e(SO_e, \alpha_2^S) = |\alpha_2^S|_+ |SO_e^{high} - SO_e|_+ - |\alpha_2^S|_- |SO_e - SO_e^{low}|_+$$

α_2^S est un paramètre de mise au point. Lorsque ce que α_2^S augmente, la vitesse de charge et de décharge du stock d'eau du GMP/PAC augmente.

- La condition $Q_e^{FC} \geq S_e^{FC}$ avec $S_e^{FC} \geq 0$ permet d'assurer qu'on n'a pas un problème d'assèchement de la membrane de la pile.
- On rappelle que $T_g^C = (T_g^{CPA}, T_g^{EPC}, T_g^{CA}, T_g^{CC})^T$.
- Nous ne traitons pas les problèmes liés à la gestion de la batterie, nous supposons dans le cadre de cette étude que l'énergie produite par le module de puissance est directement utilisée pour le déplacement du véhicule.

L'optimisation du rendement du GMP/PAC sous contraintes d'autonomie en eau s'écrit alors :

$$\begin{aligned}
 J_0 &= \max_{v'} \int_{t_0}^{t_f} f_0(T_s^{FC}, u_1) dt \\
 \dot{SO}_e &= \Upsilon_e(SO_e, \alpha_2^S) \\
 f_e(u_1, T_s^{FC}, T_g^C) - \Upsilon_e(SO_e, \alpha_2^S) &= 0 \\
 f_0(T_s^{FC}, u_1, \alpha^C) u_1 &= \frac{\eta^{CP} W_r}{(PCI)_{carb}} \\
 Q_e^{FC}(u_1, T_s^{FC}) &\geq S_e^{FC} \\
 333 &\leq T_s^{FC} \leq 373 \\
 T_g^{C, \min}(T_s^{FC}, SO_e) &\leq T_g^C \leq T_g^{C, \max}(T_s^{FC}, SO_e)
 \end{aligned} \tag{7.3}$$

- La fonction f_0 est donné par :

$$f_0(T_s^{FC}, u_1, \alpha^C) = \left[\frac{U(T_s^{FC}, u_1) 2F}{R_A(PCI)_{H_2}} \right] \eta^{MTF} \eta^{MTT}$$

- La fonction f_e est décrite dans le paragraphe 6.2.
- Les éléments du vecteur T_g^C sont bornés par les éléments des vecteur $T_g^{C, \min}$ et $T_g^{C, \max}$:

$$T_g^{C, \min} = \begin{pmatrix} T_g^{CPA, \min}(T_s^{FC}, SO_e) \\ T_g^{EPC, \max}(T_s^{FC}, SO_e) \\ 303 \\ 303 \end{pmatrix} \quad \text{et} \quad T_g^{C, \max} = \begin{pmatrix} T_g^{CPA, \max}(T_s^{FC}, SO_e) \\ T_g^{EPC, \max}(T_s^{FC}, SO_e) \\ 373 \\ 373 \end{pmatrix}$$

Les fonctions $T_g^{CPA, \min}$, $T_g^{EPC, \min}$, $T_g^{CPA, \max}$ et $T_g^{EPC, \max}$ sont données par :

Si $SO_e > SO_e^{mid}$

$$T_g^{CPA,min} = \frac{T_s^{FC} + T_g^{CPA,in}}{2} - p_0 \quad ; \quad T_g^{CPA,max} = \frac{T_s^{FC} + T_g^{CPA,in}}{2} + p_0$$

$$T_g^{EPC,min} = \frac{T_s^{FC} + T_g^{EPC,in}}{2} - p_0 \quad ; \quad T_g^{EPC,max} = \frac{T_s^{FC} + T_g^{EPC,in}}{2} + p_0$$

sinon

$$T_g^{CPA,min} = 303 \quad ; \quad T_g^{CPA,max} = 373$$

$$T_g^{EPC,min} = 303 \quad ; \quad T_g^{EPC,max} = 373$$

Les contraintes $|2T_g^{CPA} - T_g^{CPA,in} - T_s^{FC}| \leq 2p_0$ et $|2T_g^{EPC} - T_g^{EPC,in} - T_s^{FC}| \leq 2p_0$ sont des contraintes technologiques qui traduisent le fait que les températures des gaz en entrées de la pile ($T_g^{CPA,out} = 2T_g^C - T_g^{CPA,in}$ et $T_g^{EPC,out} = 2T_g^C - T_g^{EPC,in}$) doivent être proches de la température T_s^{FC} de la pile. Le non respect de ces contraintes accélère le vieillissement de la pile. Nous ne permettons les violations de ces contraintes que dans le cas où le bilan d'eau commence à devenir critique : c'est à dire lorsque $SO_e < SO_e^{mid}$ avec $SO_e^{low} < SO_e^{mid} < SO_e^{high}$.

- Le vecteur de commande v' donné dans l'expression (11.8) est :

$$v' = (T_s^{FC}, T_g^C, u_1)$$

Ce vecteur représente les variables de commande à déterminer qui sont : u_1 , T_s^{FC} et T_g^C .

7.3.1.2 Expression de la volonté du conducteur

L'expression de la volonté du conducteur est exprimée par la relation

$$f_0(T_s^{FC}, u_1, \alpha^C) u_1 = \frac{\eta^{CP} W_r}{(PCI)_{carb}} \quad (7.4)$$

Le courant de la pile est compris entre I^{min} et $I^{max} = 150A$. Par ce fait, nous nous positionnons en dehors de la zone des pertes par diffusion (voir la partie qui décrit le modèle électrique de la pile 5.1.1.2. Nous ne traitons pas les pertes de tension liées au CO .

L'équation (7.4) traduit le fait que la puissance désirée par le conducteur W_r est égale à la puissance fournie par le GMP² :

$$W^{MDP,out}(T_s^{FC}, I) = U(T_s^{FC}, I)I = W_r$$

La figure 7.5 trace les variations de la fonction $W^{MDP,out}$ en fonction de I ($I \in [0..150]$) pour différentes valeurs de T_s^{FC} ($T_s^{FC} \in [60C..110C]$). On remarque que la fonction $W^{MDP,out}$ est monotone en fonction de I . On en déduit que l'équation $W^{MDP,out}(T_s^{FC}, I) = W_r$ admet une solution I^{bf} qui est

²en absence de chargement/déchargement de la batterie

fonction de T_s^{FC} et de W_r . Or d'après la relation (6.2), I est proportionnelle à u_1 . On déduit l'existence d'une fonction ϕ_u tel que :

$$u_1^{bf} = \phi_u(T_s^{FC}, W_r) \quad (7.5)$$

est solution de l'équation (7.4).

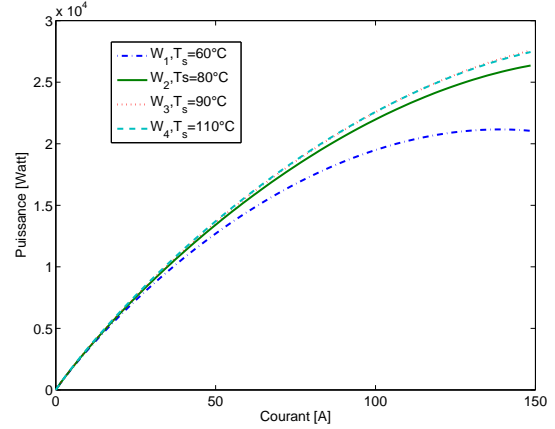
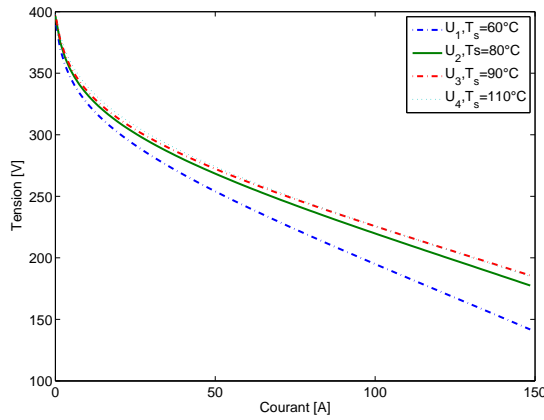


FIG. 7.4 – Influence de la température sur la tension de la pile
 FIG. 7.5 – Influence de la température sur la puissance fournie par la pile

7.3.1.3 Contraintes sur le bilan d'eau

La contrainte sur le bilan d'eau est traduite par l'égalité :

$$f_e(u_1^{com}, T_s^{FC}, T_g^C) - \Upsilon_e(SO_e, \alpha_2^S) = 0$$

f_e est introduite dans le paragraphe 6.2. Nous avons

$$\begin{aligned} f_e &= Q_e^{FC,out}(T_s^{FC}, u_1^{bf}) - Q_e^{FPS,in}(u_1^{bf}) + \sum_{E \in E_{cond}} (Q_v^{E,in} - Q_v^{E,out}) \\ &= g_1(T_s^{FC}, u_1^{bf}) + \sum_{E \in E_{cond}} Q_e^{E,out}(T_s^{FC}, u_1^{bf}, T_g^E) \end{aligned}$$

La figure 7.6 illustre l'influence de la pression et de la température sur la quantité d'eau condensée ($Q_e^{E,out}$) au niveau d'un échangeur de chaleur $E \in E_{cond} = \{CPA, EPC, CA, CC\}$.

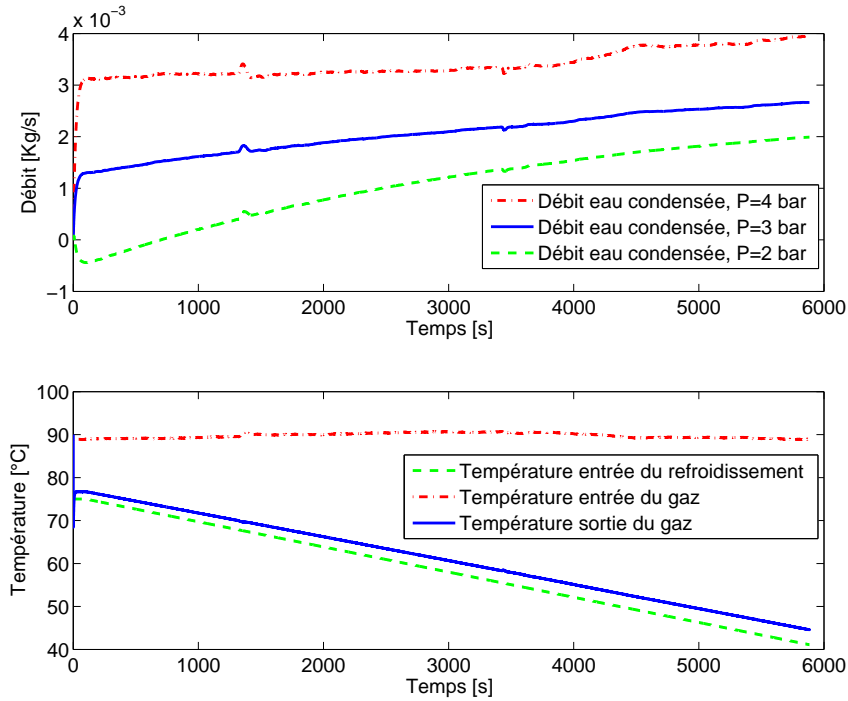


FIG. 7.6 – Influence de la température et de la pression sur la quantité d'eau condensée

Nous remarquons que la fonction $Q_e^{E,out}(T_s^{FC}, u_1, T_g^E)$ est monotone en fonction de $T_g^E = \frac{T_g^{E,in} + T_g^{E,out}}{2}$, $E \in E_{cond}$. On déduit que pour $SO_e, \alpha_2^S, u_1^{bf}$ et T_s^{FC} donnés, l'égalité

$$\sum_{E \in E_{cond}} Q_e^{E,out}(T_s^{FC}, u_1, T_g^E) = \Upsilon_e(SO_e, \alpha_2^S) - g_1(T_s^{FC}, u_1^{bf})$$

admet une solution $T_g^{C,bf}$:

$$T_g^{C,bf} = \begin{pmatrix} T_g^{CPA,bf} \\ T_g^{EPC,bf} \\ T_g^{CA,bf} \\ T_g^{CC,bf} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \phi_T^{CPA}(SO_e, \alpha_2^S, u_1^{bf}, T_s^{FC}) \\ \phi_T^{EPC}(SO_e, \alpha_2^S, u_1^{bf}, T_s^{FC}) \\ \phi_T^{CA}(SO_e, \alpha_2^S, u_1^{bf}, T_s^{FC}) \\ \phi_T^{CC}(SO_e, \alpha_2^S, u_1^{bf}, T_s^{FC}) \end{pmatrix}$$

Pour améliorer le bilan d'eau, il faut condenser plus d'eau donc il faut baisser la température des gaz au niveau des échangeurs³, voir figure 7.6. Lorsqu'on fait baisser les températures gaz en aval et en amont de la pile $T_g^{CA,out}$, $T_g^{CC,out}$, $T_g^{CPA,out}$ et $T_g^{EPC,out}$ on favorise la condensation de l'eau ce qui

³La pression est fixée par le système d'air de façon à répondre au cahier de charge imposé par le fournisseur de la pile à combustible.

permet d'améliorer le bilan d'eau. Vu le couplage entre ces différentes températures, pour faire baisser $T_g^{CPA,out}$ et $T_g^{CC,out}$, il suffit de faire baisser les températures $T_g^{CPA,out}$ et $T_g^{EPC,out}$.

Les températures $T_g^{CPA,in}$ et $T_g^{EPC,in}$ sont fortement couplées⁴. En effet, le débit du liquide de refroidissement à la sortie du radiateur haute température est partagé entre les deux échangeurs de chaleur CPA et EPC. Pour contrôler les valeurs de ces deux température nous utilisons leurs température moyenne :

$$T_g^{GHT} = \frac{T_g^{CPA,out} + T_g^{EPC,out}}{2}.$$

7.3.1.4 Optimisation du rendement

Dans les deux paragraphes précédents, nous avons déterminé l'expression de u_1 et de T_g^C . Nous utilisons le degré de liberté qui reste du vecteur de commande $v' = (T_s^{FC}, T_g^C, u_1)$ c'est à dire la température de la pile T_s^{FC} afin d'optimiser le rendement de la pile.

La figure 7.7 nous montre le rendement du module de puissance avec régulation thermique de la température de la pile à $80^\circ C$ et sans régulation thermique⁵.

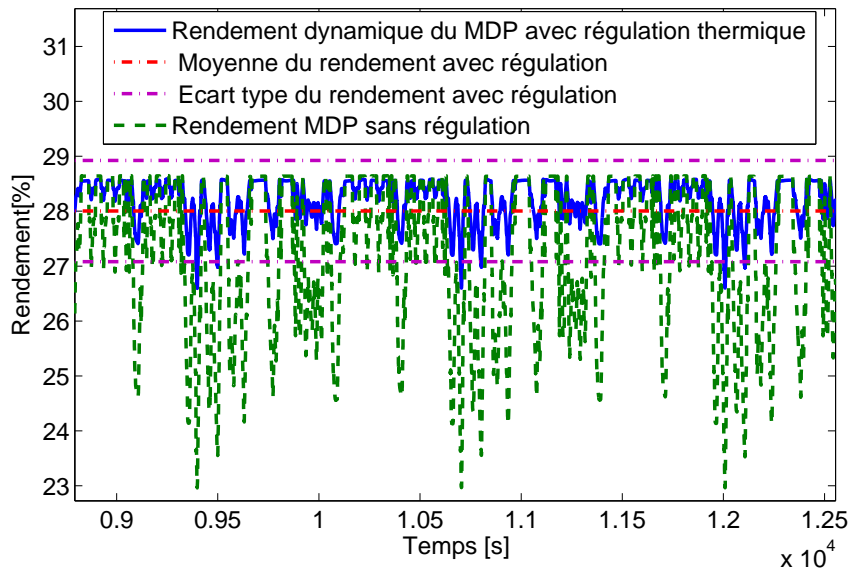


FIG. 7.7 – Influence de la régulation thermique sur le rendement du module de puissance

7.3.2 Contrôle du module de puissance

Le but de cette partie est de développer la loi de commande qui permet de réguler la température de

la pile T_s^{FC} ainsi que la température $T_g^{GHT} = \frac{T_g^{CPA,out} + T_g^{EPC,out}}{2}$.

⁴Pour vérifier les différents couplages, on calcule la covariation $cov(T_g^{CPA,out}, T_g^{EPC,out})$, $cov(T_g^{CPA,out}, T_g^{CC,out})$ et $cov(T_g^{EPC,out}, T_g^{CC,out})$

⁵La répartition des débits de refroidissement entre les différents valves est fixée

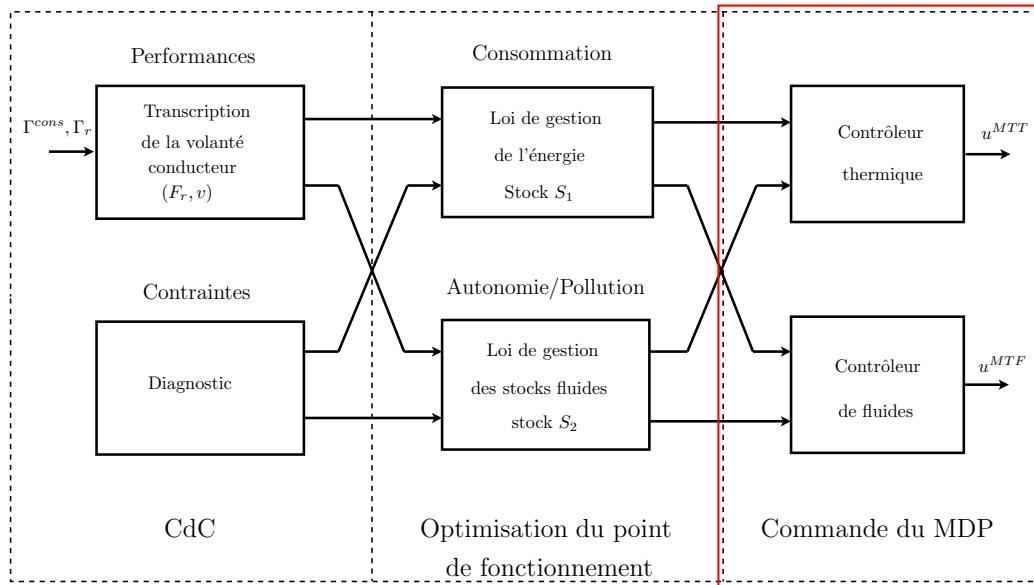


FIG. 7.8 – Commande du module de puissance (MDP)

7.3.3 Cahier des charges

Afin de respecter les contraintes technologique et ceux présentés par le paragraphe 7.3.1 la commande du circuit de refroidissement doit répondre à trois objectifs :

- Objectif 1 : Protection de la Pile.
 - La température de la partie solide de la pile ne doit pas dépasser $100^\circ C$.
 - La valeur absolue de la différence entre la température des gaz en entrée de la pile et celle de la pile doit être inférieure à $10^\circ C$.

$$|T_g^{FC,in} - T_s^{FC}| \leq 10$$

- Objectif 2 : Assurer et optimiser le bon fonctionnement de la pile.
 - La température de la pile T_s^{FC} doit être asservie à une consigne T_1^{cons} avec une précision est de $1^\circ C$. La consigne T_1^{cons} peut varier entre $60^\circ C$ et $100^\circ C$.
 - Les températures des gaz en entrée de la pile doivent être asservies à la température d'eau en sortie pile avec une précision en statique inférieure à $5^\circ C$.

- Objectif 3 : Assurer le bilan d'eau.

Cet objectif devient prioritaire lorsque le volume d'eau stocké descend au dessous d'un seuil limite SO_e^{heigh} . SO_e^{heigh} est une variable de calibration.

La deuxième contrainte liée au bilan d'eau réside dans le faite que la pile doit contenir toujours de l'eau liquide afin d'éviter le problème d'assèchement de la membrane⁶. Ceci revient à la contrainte :

$$Q_e^{FC} > S_e^{FC}$$

S_e^{FC} étant u seuil positif qui est déterminé par calibration.

⁶Cette contrainte est liée à la technologie de la pile à combustible. Elle est susceptible de disparaître avec l'avancement technologique.

7.3.3.1 Régulation modulaire de la thermique du module de puissance

La nouvelle architecture d'actionneurs, présentée dans la section précédente, permet d'améliorer la commandabilité du système Pile et de découpler les deux boucles du système de refroidissement : la boucle primaire (BP) et la boucle secondaire (BS). On peut, désormais, développer un correcteur pour réguler la température de la pile qui n'est pas perturbée par la boucle secondaire.

La stratégie de la commande du circuit de refroidissement (MTT) peut être illustrée par la figure (7.9).

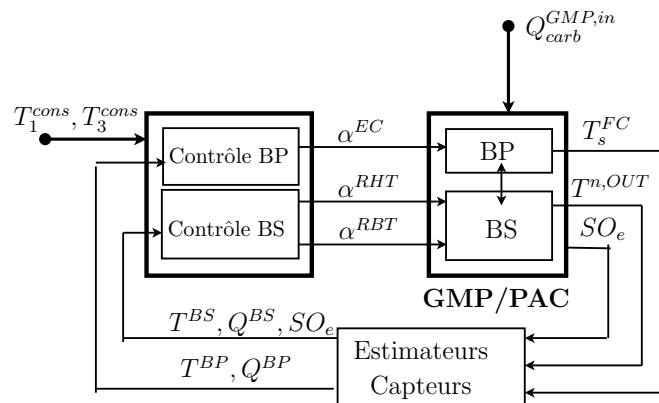


FIG. 7.9 – Illustration de la stratégie de la commande du CRM

Le contrôle du circuit de refroidissement, présenté figure 7.9, est un contrôle modulaire. Ce contrôle présente l'avantage d'être facilement transposé à un système à architecture différente. Ainsi, si un changement est fait sur l'une de deux boucles, il suffit de modifier le contrôleur correspondant.

7.3.3.2 Commande de la boucle primaire

La boucle primaire représente la boucle prioritaire pour l'algorithme de contrôle. Cette boucle a une dynamique plus lente que celle de la boucle secondaire. Pour contrôler la BP nous utilisons des contrôleurs en cascades. Le débit de la pompe de la boucle primaire est fixé à sa valeur maximale ce qui permet un faible écart entre la température du liquide de refroidissement à l'entrée et à la sortie de la pile.

Une première loi de commande (contrôleur 1 sur la figure 7.10) prend en entrée la température de la pile T_s^{FC} et calcule une température de consigne T_2^{cons} que doit avoir le liquide de refroidissement en entrée de pile pour que la température de celle-ci atteigne une valeur de fonctionnement optimale (température de consigne T_1^{cons}).

Une deuxième loi de commande (contrôleur 2 sur la figure 7.10) est calculée grâce à une modélisation mathématique de l'échangeur EC. Cette loi de commande prend en entrées la température de la pile T_s^{FC} ainsi que la température de consigne T_2^{cons} calculée par le premier contrôleur ; en sortie elle renvoie la valeur du débit de liquide de refroidissement à l'entrée de l'échangeur EC côté boucle secondaire. Ce débit Q_c^{EC} permet de réguler la température à la consigne calculée par le premier contrôleur. Le dispositif physique permettant d'agir sur ce débit est la vanne bypass de l'échangeur EC, figure 7.1. $T_{c,sec}^{EC,in}$ (

figure (7.10)) représente la température du liquide de refroidissement à l'intérieur de l'échangeur EC côté boucle secondaire ; cette variable entre dans le calcul de la deuxième loi de commande.

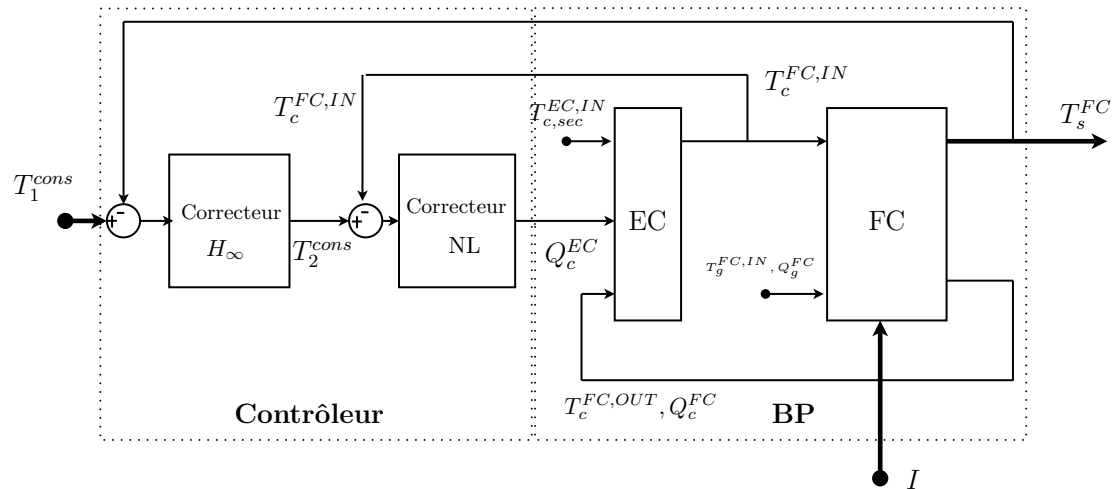


FIG. 7.10 – Illustration de la stratégie de la commande de la BP

Pour l'asservissement de la température de la pile nous avons fait le choix d'un correcteur de type H_∞ . Les raisons pour lesquels nous avons choisi ce type de correcteur sont :

- les incertitudes de modélisation dues au manque d'information sur la géométrie de la pile.
- le besoin d'avoir une loi de commande bornée qui répond aux contraintes physiques imposées par la boucle primaire.
- la présence des retards purs dans la boucle, ce qui nous amène à développer un correcteur avec la plus grande marge de phase possible.

Régulation de la thermique pile

Cahier des charges Le but de la régulation de la thermique de la pile est d'asservir la température T_s^{FC} à la température cible T_1^{cons} , notons r cette température consigne. r varie entre $65^\circ C$ et $88^\circ C$. La précision de cette régulation doit être inférieure à $1^\circ C$. La température de commande $T_c^{FC,in}$ doit être inférieure à $100^\circ C$. Le correcteur à développer doit rejeter les perturbations d'entrées représentées sur la figure (7.12) par le terme δu . Il doit être robuste vis à vis des incertitudes de modélisation. Nous allons donc concevoir un correcteur avec la contrainte d'avoir une marge de module⁷ suffisamment grande pour être robuste aux incertitudes et aux déphasages introduits par les retards.

La variable de commande du système est la température de l'eau à l'entrée de la pile $T_c^{FC,in}$.

⁷La marge de module est la distance minimale entre le gain du système en boucle fermée et le point critique -1 (diagramme de Nyquist)

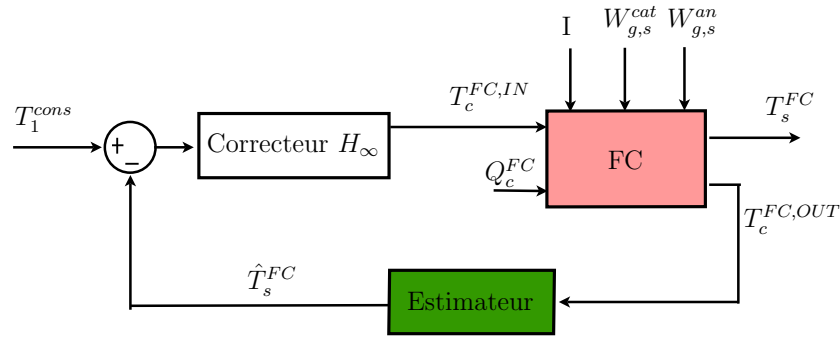


FIG. 7.11 – Correcteur H_∞ de la thermique de la pile

Pour contrôler le système décrit par l'équation (5.19), nous considérons la température du liquide de refroidissement à l'entrée de la pile $T_c^{FC,in}$ comme étant la variable de commande. Les termes $W_{g,s}^{cat}$, $W_{g,s}^{an}$ et $W_{e,s}$ seront considérés comme étant des perturbations d'entrée que le correcteur doit rejeter. Nous utilisons la méthode de "minimisation de sensibilités mixtes" pour faire la synthèse d'un correcteur H_∞ . Considérons le système augmenté de la figure 7.12

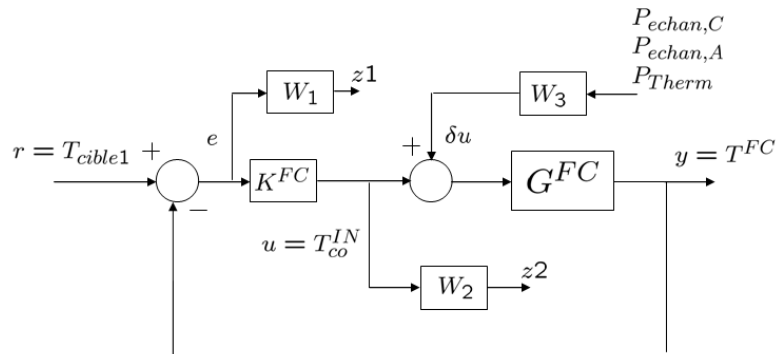


FIG. 7.12 – Schéma de la méthode de minimisation des sensibilités mixtes

Notons $m_{eq}^{FC} C_{peq}^{FC} = m_s C_p^{FC} + \rho_c C_{pc} V_c$

$$G^{FC}(s) = \frac{Q_c C_{pc}}{\left(m_{eq}^{FC} C_{peq}^{FC}\right) s + Q_c C_{pc}}$$

Les filtres W_1 , W_2 et W_3 sont déterminés de façon à répondre aux différents points du cahier des charges. Pour cela, nous allons considérer le système augmenté correspondant au schéma de la figure 7.12 . Le schéma de la figure 7.12 est équivalent à celui de la figure 7.13

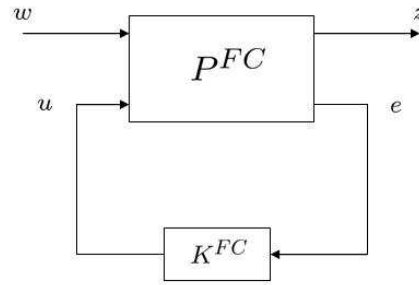


FIG. 7.13 – Système augmenté

$$\text{Avec } z = \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix}, \quad w = \begin{bmatrix} r \\ W_{g,s}^{cat} + W_{g,s}^{an} + W_{e,s} \end{bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} z \\ e \end{bmatrix} = P^{FC} \begin{bmatrix} w \\ u \end{bmatrix}$$

$$P^{FC} = \begin{bmatrix} W_1 & W_1 G^{FC} W_3 & -W_1 G^{FC} \\ 0 & 0 & W_2 \\ I & G^{FC} W_3 & -G^{FC} \end{bmatrix}$$

Nous allons maintenant introduire les fonctions de sensibilité.

Fonctions de sensibilité

– La grandeur à réguler :

$$y = T_s^{FC} = G^{FC}(s) S_s(s) [\delta u] + T_s(s) [r]$$

$$S_s(s) = (I + G^{FC}(s) K^{FC})^{-1} \quad \text{Fonction de sensibilité}$$

$$T_s(s) = (I + G^{FC}(s) K^{FC})^{-1} G^{FC}(s) K^{FC} \quad \text{Fonction de sensibilité complémentaire}$$

– L'erreur :

$$e = T_s^{FC} - T_1^{cons} = S_s(s) [r] - S_s(s) G^{FC}(s) [\delta u]$$

– La commande :

$$u = T_s^{FC,in} = K^{FC} S_s(s) [r] - K^{FC} S_s(s) G^{FC}(s) [\delta u]$$

On calcule aisément la matrice de transfert entre w et e du système bouclé, qui est appelée Transformation Fractionneur Linéaire (LFT) inférieure :

$$T_{wz} = F_l(P^{FC}, K^{FC}) = \begin{bmatrix} W_1 S_s & W_1 S_s G^{FC} W_3 \\ W_2 K^{FC} S_s & W_2 K^{FC} S_s G^{FC} W_3 \end{bmatrix}$$

La synthèse H_∞ du correcteur est définie par le problème suivant :

Problème H_∞ standard : $P(s)$ et γ étant donnés, déterminer K^{FC} qui stabilise le système bouclé de la figure 7.13, et assure $\|F_l(P^{FC}, K^{FC})\|_\infty < \gamma^8$.

⁸Pour toute matrice $G(s)$ appartenant à l'ensemble des matrices de transfert correspondant à un système stable, on définit une norme appelée norme H_∞ et notée $\|G(s)\|_\infty$, de la manière suivante : $\|G(s)\|_\infty = \sup_{\omega \in R} \bar{\sigma}(G(j\omega))$.

Les correcteurs assurant la plus petite valeur de γ possible seront dits "optimaux".
L'algorithme de Glover-Doyle [34] nous donne un correcteur K^{FC} stabilisant tel que

$$\left\| \begin{array}{cc} W_1 S_s & W_1 S_s G^{FC} W_3 \\ W_2 K^{FC} S_s & W_2 K^{FC} S_s G^{FC} W_3 \end{array} \right\|_{\infty} \leq \gamma_{min}$$

ce qui implique :

$$\begin{aligned} \|W_1 S_s\|_{\infty} < \gamma_{min} & \quad ; \quad \|W_2 K^{FC} S_s\|_{\infty} < \gamma_{min} \\ \|W_1 S_s G^{FC} W_3\|_{\infty} < \gamma_{min} & \quad ; \quad \|W_2 K^{FC} S_s G^{FC} W_3\|_{\infty} < \gamma_{min} \end{aligned}$$

Les filtres W_1 , W_2 et W_3 pondèrent fréquemment les fonctions de sensibilité S_s , K^{FC} , $S_s G^{FC}$ et $K^{FC} S_s G^{FC}$. Ces filtres sont déterminés à partir du cahier des charges de la synthèse.

- Choix de W_1 (erreur de position, marge de module, bande passante) :
Pour avoir une marge de module $\phi \geq \delta$, la norme infinie de S_s doit être inférieure à $\frac{1}{\delta}$.
L'erreur de position e_p n'est autre que la limite de $S_s(s)$ lorsque $s \rightarrow 0$.
Pour avoir une bande passante ω_c du système, la condition $\bar{\sigma}\{S_s(j\omega)\} < 0.293 \quad \forall \omega \leq \omega_c$.

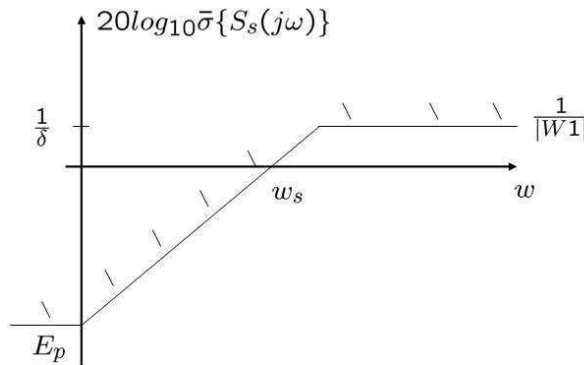
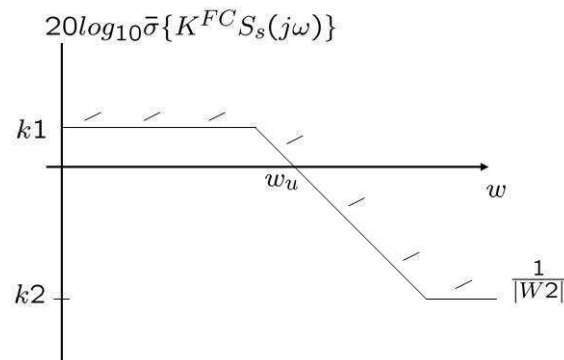


FIG. 7.14 – Gabarit sur la fonction de sensibilité S_s

Le gabarit choisi pour notre cas s'écrit $W_1(s) = \frac{\delta s + \omega_s}{s + E_p \omega_s}$

- Choix de W_2 (modération de la commande) :
En raison des saturations, il faut imposer des limites à la commande. Cela peut se faire en observant que $u = K^{FC} S_s[r]$.
Par exemple :

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}\{K^{FC} S_s(j\omega)\} & \leq \frac{1}{|W_2(j\omega)|} \quad \forall \omega \\ W_2(s) & = \frac{1}{k_1} \frac{k_1 s + \omega_u}{k_2 s + \omega_u} \end{aligned}$$

FIG. 7.15 – Gabarit sur la fonction de sensibilité $K^{FC} S_s$

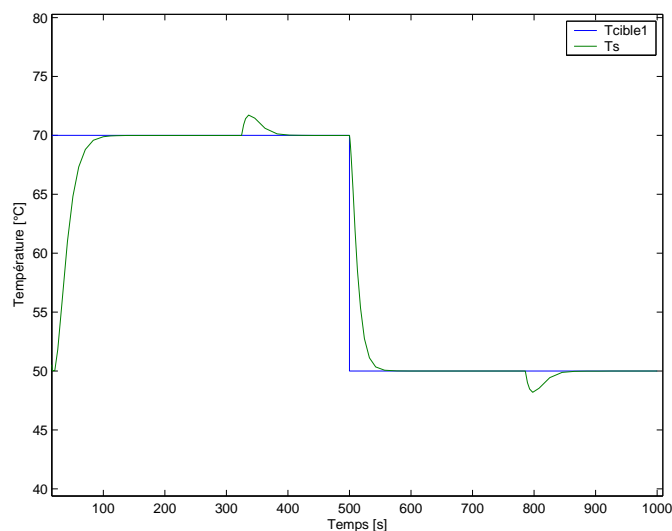
- Choix de W_3 (rejet des perturbations d'entrée) :

$$\bar{\sigma}\{K^{FC} S_s(j\omega) G^{FC}\} \leq \frac{1}{|W_3(j\omega)|} \quad \forall \omega$$

Avec $|W_3(j\omega)|$ grand dans les hautes fréquences.

Par exemple $W_3(j\omega) = \frac{s^2}{\omega_r^2}$.

Le correcteur obtenu par la synthèse H_∞ répond au cahier des charges et permet d'avoir une marge de module satisfaisante. Le correcteur développé en utilisant la toolbox `mu_analyse` de matlab est de dimension 3.

FIG. 7.16 – Température de la pile asservie à T_1^{cons}

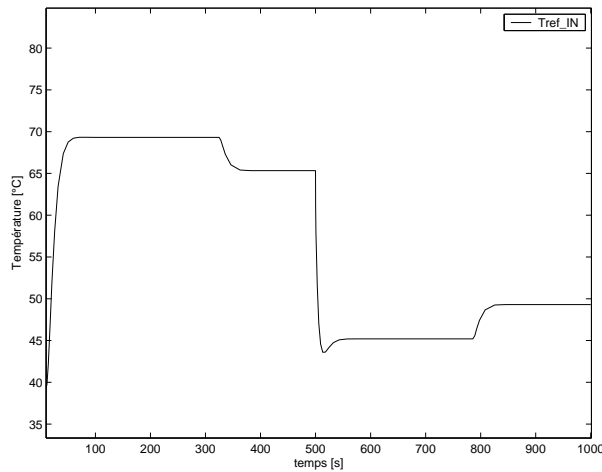


FIG. 7.17 – Température de l’eau de refroidissement à l’entrée de la pile

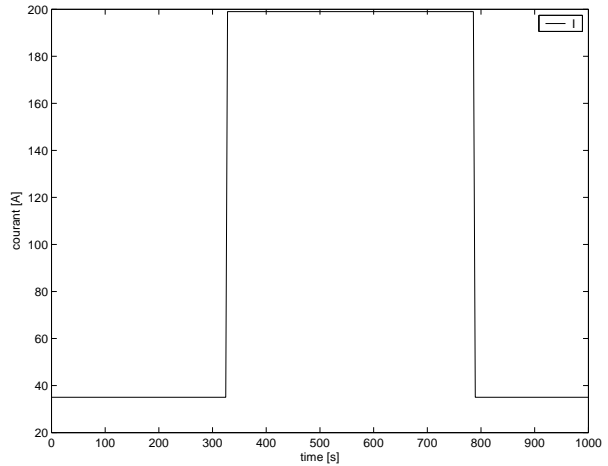


FIG. 7.18 – Le courant produit par la pile

Régulation de l’échangeur EC

La représentation d’état de l’échangeur que nous allons utiliser pour développer la loi de commande est celle proposée dans le chapitre modélisation 0D d’un échangeur.

équations d’état

$$\dot{T} = AT + uBT + ub + r$$

équations de sortie

$$T^{out} = CT - T^{in}$$

avec

$$T = \begin{bmatrix} T_g \\ T_c \\ T_p \end{bmatrix} \quad T^{out} = \begin{bmatrix} T_g^{out} \\ T_c^{out} \end{bmatrix} \quad u = Q_c$$

Pour alléger les expressions manipulées, nous écrivons les différents éléments qui interviennent dans la modélisation de l’échangeur de la façon suivante :

$$A = \begin{pmatrix} a_{11} & 0 & a_{13} \\ 0 & 0 & 0 \\ a_{31} & 0 & a_{33} \end{pmatrix} \quad B = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_{22} & b_{23} \\ 0 & b_{32} & b_{33} \end{pmatrix} \quad b = \begin{pmatrix} 0 \\ b_2 \\ 0 \end{pmatrix} \quad r = \begin{pmatrix} r_1 \\ r_2 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Nous noterons aussi $x = (x_1, x_2, x_3)^T$ pour T^E et nous allons donc étudier le système

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + u(Bx + b) + r \\ y &= Cx + w \end{aligned} \tag{7.6}$$

Dans ce qui suit, on suppose que l’on connaît parfaitement les vecteurs v et w .

Cahier des charges

Le but du contrôle de l'échangeur est d'asservir la température des gaz en sortie à une température cible donnée T_2^{cons} . Pour cela, nous considérons que le débit du liquide de refroidissement en entrée de l'échangeur est une variable de commande. Cette dernière doit assurer une erreur statique nulle ainsi qu'un débit de commande qui varie entre $0Kg/s$ et $1Kg/s$. Le dépassement doit être le plus faible possible avec un temps de réponse n'excédant pas les $100s$.

En premier temps, nous supposons que tous les états de l'échangeur sont observables, nous allons développer une loi de commande non-linéaire de l'échangeur de chaleur en nous inspirant des travaux de Jean Paul Gauthier sur la commande des systèmes bilinéaires [35]. Nous allons par la suite développer un observateur d'état en nous inspirant des travaux sur le développement d'un observateur d'un bioréacteur [36].

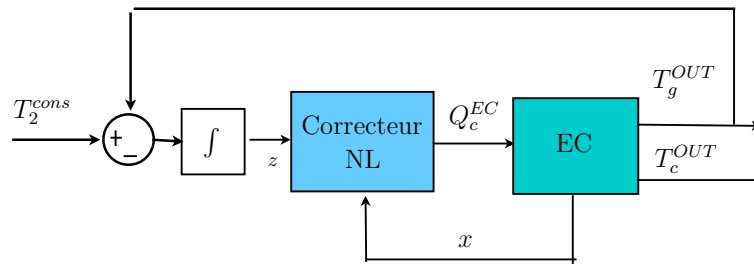


FIG. 7.19 – Commande de l'échangeur avec action intégrale

Les points singuliers

Nous allons voir d'abord quels sont les points singuliers potentiels. On cherche les points x^e pour lesquels il existe une valeur u^e du contrôle pour laquelle on a $Ax^e + u^e(Bx^e + b) + r = 0$, c'est à dire :

$$\begin{cases} a_{11}x_1 + a_{13}x_3^e + r_1 = 0 \\ u^e(b_{22}x_2^e + b_{23}x_3^e + b_2) + r_2 = 0 \\ a_{13}x_1^e + a_{33}x_3^e + u^e(b_{32}x_2^e + b_{33}x_3^e) = 0 \end{cases} \quad (7.7)$$

Si on fait $u^e = 0$ dans ces équations, le système se réduit à seulement 2 équations qui sont

$$\begin{cases} a_{11}x_1 + a_{13}x_3^e + r_1 = 0 \\ a_{13}x_1^e + a_{33}x_3^e = 0 \end{cases}$$

qui admettent une unique solution. On peut donc voir ce qui se passe si $u = 0$: dans ce cas la deuxième équation dans (7.6) devient $\dot{x}_2 = 0$, les deux autres équations ne contiennent que les variables x_1 et x_3 donc le système (7.6) peut s'écrire

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_3 \end{pmatrix} = \tilde{A} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_3 \end{pmatrix} \\ \dot{x}_2 = 0$$

Comme les valeurs propres de la matrice \tilde{A} sont strictement négatives, l'état évolue donc vers une position d'équilibre (avec une vitesse exponentielle).

Le cas qui nous intéresse est celui où on peut fixer arbitrairement notre température de consigne ; si $u^e \neq 0$, le système (7.7) est considéré comme un système d'inconnues x_1^e , x_2^e et x_3^e , son déterminant est

$$(u^e)^2 a_{11}(b_{22}b_{33} - b_{23}b_{32}) + u^e b_{22}(a_{11}a_{33} - a_{13}a_{31})$$

qui est toujours négatif, par conséquent, le système (7.7) admet une unique solution. Le choix de u^e fixe donc le point d'équilibre. Inversement, se fixer le point d'équilibre (on peut fixer arbitrairement l'une des trois coordonnées x_1^e , x_2^e ou x_3^e) fixe la valeur de u^e .

Pour étudier notre système au voisinage du point d'équilibre choisi, il est commode d'effectuer le changement de variable $\bar{x} = x - x^e$, $\bar{u} = u - u^e$, de sorte que notre équilibre se trouve ramené en origine. Sous l'effet de ce changement de variable, le système (7.6) se réécrit :

$$\dot{\bar{x}} = (A + u^e B)\bar{x} + \bar{u}(B\bar{x} + Bx^e + b) \quad (7.8)$$

Stabilisation

On peut remarquer que la matrice $A + u^e B$ est presque symétrique, en fait le calcul

$$\begin{pmatrix} \lambda_1 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_2 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_3 \end{pmatrix} (A + u^e B) \begin{pmatrix} 1/\lambda_1 & 0 & 0 \\ 0 & 1/\lambda_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1/\lambda_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{11} & 0 & (\lambda_1/\lambda_3)a_{13} \\ 0 & u^e b_{22} & (\lambda_2/\lambda_3)u^e b_{23} \\ (\lambda_3/\lambda_1)a_{31} & (\lambda_3/\lambda_1)u^e b_{23} & a_{33} + u^e b_{33} \end{pmatrix}$$

montre que la matrice $A + u^e B$ est semblable à une matrice symétrique : il suffit de choisir

$$\lambda_1 = \sqrt{\frac{a_{31}}{a_{13}}} \quad \lambda_2 = \sqrt{\frac{b_{32}}{b_{23}}} \quad \lambda_3 = 1$$

Nous notons \tilde{A} cette matrice symétrique :

$$\tilde{A} = \begin{pmatrix} a_{11} & 0 & \sqrt{a_{31}a_{13}} \\ 0 & u^e b_{22} & u^e \sqrt{b_{32}b_{23}} \\ \sqrt{a_{31}a_{13}} & u^e \sqrt{b_{32}b_{23}} & a_{33} + u^e b_{33} \end{pmatrix}$$

Il est facile de voir que cette matrice \tilde{A} est définie négative (calculer les 3 déterminants principaux), on voit donc que, une fois une consigne choisie, la dérive du système est asymptotiquement stable. Une fonction de Lyapunov candidate pour le système (7.8) sera donc $\bar{x}^T Q \bar{x}$ avec $Q = -L^2(A + u^e B)$ (L est la matrice diagonale d'éléments diagonaux λ_1 , λ_2 et λ_3). On peut aussi rajouter un feedback en prenant $\bar{u}(\bar{x}) = -\bar{x}^T Q (B\bar{x} + Bx^e + b)$ et on peut rendre ce feedback aussi petit que l'on veut en divisant cette expression par $1 + K\|\bar{x}\|^2$.

Action intégrale

Nous allons voir qu'il n'est pas beaucoup plus difficile d'ajouter une action intégrale en utilisant le même principe qui nous a permis d'obtenir un feedback statique. Dans l'équation (7.8), les variables observées sont $y_1 = 2\bar{x}_1 + w_1$ et $y_2 = 2\bar{x}_2 + w_2$. Nous introduisons l'intégrale de l'erreur de régulation $z = \int (y_1 - T_2^{cons}) dt$, avec ces nouvelles variables, on obtient le système augmenté :

$$\begin{pmatrix} \dot{\bar{x}} \\ \dot{z} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A + u^e B & 0 \\ D & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \bar{x} \\ z \end{pmatrix} + \bar{u} \left[\begin{pmatrix} B & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \bar{x} \\ z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} Bx^e \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} b \\ 0 \end{pmatrix} \right] \quad (7.9)$$

où D est la matrice $D = \begin{pmatrix} 2 & 0 & 0 \end{pmatrix}$

Le linéarisé de ce système au voisinage du point d'équilibre $(\bar{x}, z) = (0, 0)$ et $u = 0$ est représenté par la paire

$$\tilde{A} = \begin{pmatrix} A_e & 0 \\ D & 0 \end{pmatrix} \quad \tilde{B} = \begin{pmatrix} \tilde{b} \\ 0 \end{pmatrix}$$

où on a noté $A_e = A + u^e B$ et $\tilde{b} = Bx^e + b$.

La figure 7.19 nous montre la structure de la loi de commande utilisée. Nous cherchons à déterminer la commande $\bar{u}(\bar{x}, z)$ qui permet de stabiliser le système augmenté (7.9).

La partie non contrôlée de ce système est représentée par une matrice qui n'a plus toutes ses valeurs propres strictement négatives, néanmoins elle est dissipative pour le produit scalaire dont la matrice est

$$P = \begin{pmatrix} L^2 + (A_e^T)^{-1} D^T D A_e^{-1} & -(A_e^T)^{-1} D^T \\ -D A_e^{-1} & 1 \end{pmatrix}$$

avec L est la matrice $\text{diag}(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3)$. Nous avons en effet :

$$\begin{aligned} (\bar{x}^T, z) P \begin{pmatrix} \bar{x} \\ z \end{pmatrix} &= \bar{x}^T L^2 A_e \bar{x} \\ &= (L\bar{x})^T L A_e L^{-1} (L\bar{x}) \leq 0 \end{aligned}$$

Considérons la fonction de Lyapunov quadratique définie par la matrice P

$$V(\bar{x}, z) = (\bar{x}^T, z) P \begin{pmatrix} \bar{x} \\ z \end{pmatrix}$$

et prenons pour feedback l'opposé de la dérivée de V le long du champ de vecteurs contrôlé :

$$\bar{u}_S(\bar{x}, z) = -(\bar{x}^T P_{11} + z P_{21})(B\bar{x} + Bx^e + b)$$

où $P_{11} = L^2 + (A_e^T)^{-1} D^T D A_e^{-1}$ et $P_{21} = -D A_e^{-1}$. Avec ce feedback, la dérivée de la fonction V le long des trajectoires du système (7.9) est

$$\dot{V}(\bar{x}, z) = (L\bar{x})^T L A_e L^{-1} (L^{-1}\bar{x}) - [(\bar{x}^T P_{11} + z P_{21})(B\bar{x} + Bx^e + b)]^2.$$

La fonction \dot{V} , somme de deux expressions négatives, s'annule si et seulement si $\bar{x} = 0$ et $z P_{21}(Bx^e + b) = 0$, ce qui équivaut à $(\bar{x}, z) = (0, 0)$ si $P_{21}(Bx^e + b) \neq 0$; dans ce cas le point d'équilibre $(0, 0)$ est asymptotiquement stable et même localement exponentiellement stable. Naturellement, le feedback stabilisateur peut être rendu arbitrairement petit en divisant u_s par $1 + K(\|\bar{x}\|^2 + z^2)$.

Résultats et analyses

Si le modèle décrit parfaitement le comportement de l'échangeur, la loi de commande $u = u_e$ permet d'avoir une erreur statique nulle. En réalité, un biais réside entre les variables modélisées et les valeurs réelles associées, ceci peut être dû au vieillissement des composants ou bien à la modification des caractéristiques du système modélisé. En plus, l'échangeur commandé par la loi $u = u_e$ présente des transitoires avec des dynamiques variables (aspect bilinéaire du système).

L'ajout de l'action intégrale permet de pallier à ce problème et d'avoir une convergence exponentielle vers la réponse désirée, tel qu'il est illustré dans la figure 7.20.

Les figures 7.20 et 7.21, montre une comparaison entre la commande bilinéaire et la commande à base de PI. Nous pouvons remarquer que la commande bilinéaire s'adapte avec le point de fonctionnement du système alors que les performances de la commande PI classique se dégradent lorsqu'on s'éloigne du point autour du quel le réglage des gains K_P et K_I a été fait ⁹

⁹La méthode utilisée pour le réglage du PI est la méthode de Nicole-Ziegler

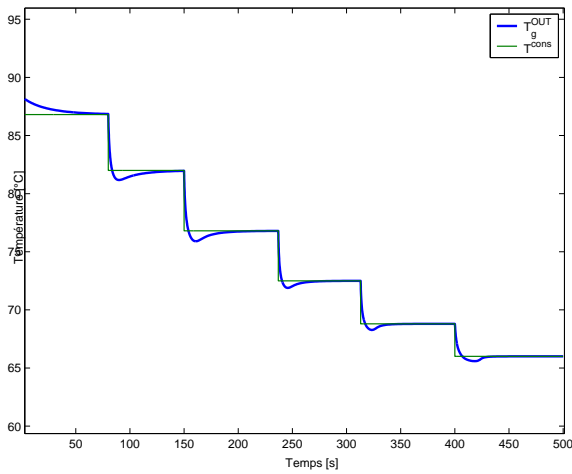


FIG. 7.20 – Température des gaz en sortie de l'échangeur, commande nonlinéaire

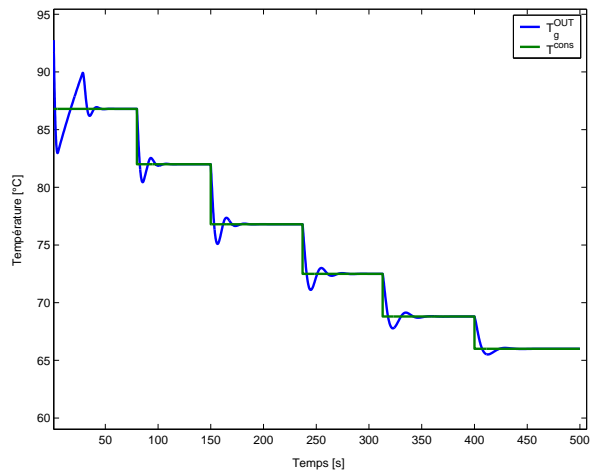


FIG. 7.21 – Température des gaz en sortie de l'échangeur, commande PI

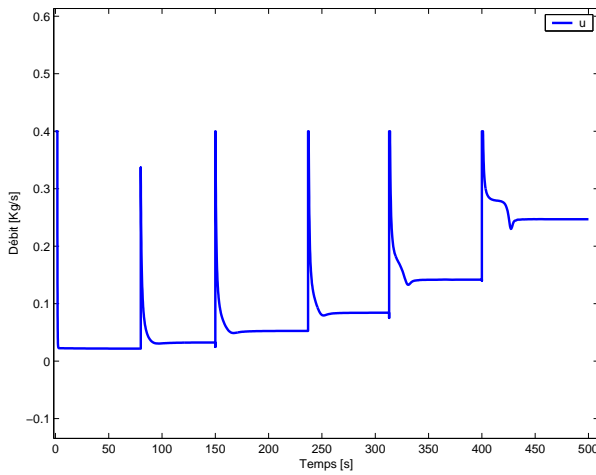


FIG. 7.22 – Débit de l'eau glycolée

$$u = u_e - \frac{1}{1 + K(\|\bar{x}^2\| + z^2)} \dots$$

$$(\bar{x}^T P_{11} + z P_{21})(B\bar{x} + Bx^e + b)$$

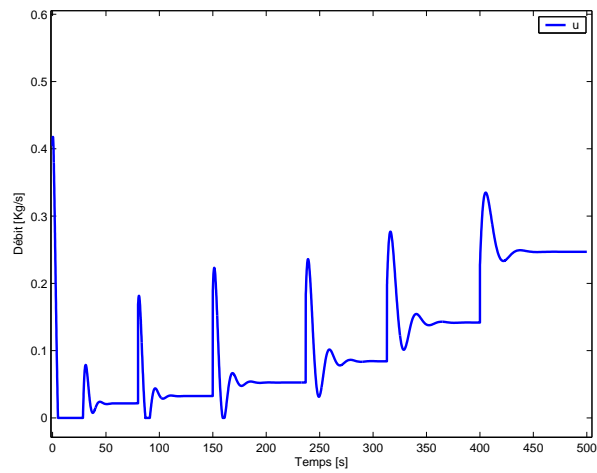


FIG. 7.23 – Débit de l'eau glycolée
Commande PI

Observateur

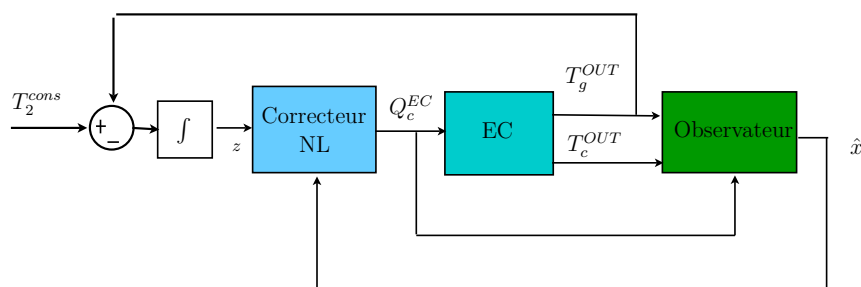


FIG. 7.24 – Commande de l'échangeur avec action intégrale

L'une des trois températures n'étant pas mesurée, nous allons concevoir un observateur ; pour cela bien que nous ayons affaire à un système avec 2 sorties, nous allons nous inspirer de la technique utilisée par J.-P.Gauthier et al pour leur observateur mono-sortie. Considérons le système :

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + u(Bx + b) + r & x \in \mathbf{R}_+^3 \\ y &= \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} x \end{aligned} \quad (7.10)$$

Supposons que l'état x_2 est mesuré et considérons le changement de variable suivant :

$$\begin{aligned} z_1 &= x_1 \\ z_2 &= a_{11}x_1 + a_{13}x_3 + r_1 \\ z_3 &= x_2 \end{aligned}$$

Le système (7.10) se réécrit alors :

$$\begin{aligned} \dot{\hat{z}}_1 &= \hat{z}_2 - 2\theta(\hat{z}_1 - z_1) \\ \dot{\hat{z}}_2 &= (a_{13}a_{31} - a_{33}a_{11})\hat{z}_1 + (a_{11} + a_{33})\hat{z}_2 - a_{33}v_1 + u(-a_{11}b_{33}\hat{z}_1 + b_{33}\hat{z}_2 + a_{13}b_{32}z_3 - b_{33}v_1) \\ &\quad - \theta^2(\hat{z}_1 - z_1) \\ \dot{\hat{z}}_3 &= u\left(-\frac{a_{11}b_{23}}{a_{13}}z_1 + \frac{b_{23}}{a_{13}}\hat{z}_2 + b_{22}z_3 - \frac{b_{23}}{a_{13}}v_1 + b_2\right) - \theta^5(\hat{z}_3 - z_3) \end{aligned} \quad (7.11)$$

Nous posons $\epsilon_i = \hat{z}_i - z_i$, l'équation d'erreur s'écrit alors :

$$\begin{aligned} \dot{\epsilon}_1 &= \epsilon_2 - 2\theta\epsilon_1 \\ \dot{\epsilon}_2 &= (a_{13}a_{31} - a_{33}a_{11} - \theta^2)\epsilon_1 + (a_{11} + a_{33})\epsilon_2 + u(-a_{11}b_{33}\epsilon_1 + b_{33}\epsilon_2) \\ \dot{\epsilon}_3 &= u\frac{b_{23}}{a_{13}}\epsilon_2 - \theta^5\epsilon_3 \end{aligned}$$

Nous allons démontrer que, si θ et α sont choisis assez grands (en valeur absolue), l'erreur converge exponentiellement vers 0 (à condition, bien sûr, que le contrôle u soit borné). Pour cela, nous allons

considérer la fonction de Lyapunov :

$$\begin{aligned}
 V(\epsilon) &= \epsilon' S_{\infty}(\theta) \epsilon \\
 &= \underbrace{\frac{1}{\theta} \epsilon_1^2 - \frac{2}{\theta^2} \epsilon_1 \epsilon_2 + \frac{2}{\theta^3} \epsilon_2^2}_{V_1(\epsilon_1, \epsilon_2)} + \frac{1}{\theta^5} \epsilon_3^2
 \end{aligned}$$

La dérivée de la fonction V le long des trajectoires du système (7.11) est égale à :

$$\begin{aligned}
 \dot{V}(\epsilon) &= \dot{V}_1(\epsilon_1, \epsilon_2) + 2u \frac{b_{23}}{a_{31}} \epsilon_2 \epsilon_3 - 2\theta^5 \epsilon_3^2 \\
 &\leq -\theta V_1(\epsilon_1, \epsilon_2) / 2 + 2u \frac{b_{23}}{a_{31}} \epsilon_2 \epsilon_3 - 2\theta^5 \epsilon_3^2
 \end{aligned}$$

La matrice de cette expression considérée comme une forme quadratique en ϵ_1 , ϵ_2 et ϵ_3 est :

$$\begin{pmatrix} -\frac{1}{2} & \frac{1}{2\theta} & 0 \\ \frac{1}{2\theta} & \frac{1}{\theta^2} & \frac{b_{23}u}{a_{31}} \\ 0 & \frac{b_{23}u}{a_{31}} & -2\theta^5 \end{pmatrix}$$

et il est facile de voir que les déterminants principaux de l'opposé de cette matrice sont tous strictement positifs si θ est choisi assez grand. Les figures 7.25 et 7.26 représentent les résultats que donne cet estimateur pour deux valeurs différentes de θ . Dans les deux cas les paramètres de l'estimateur sont légèrement différents de ceux du modèle.

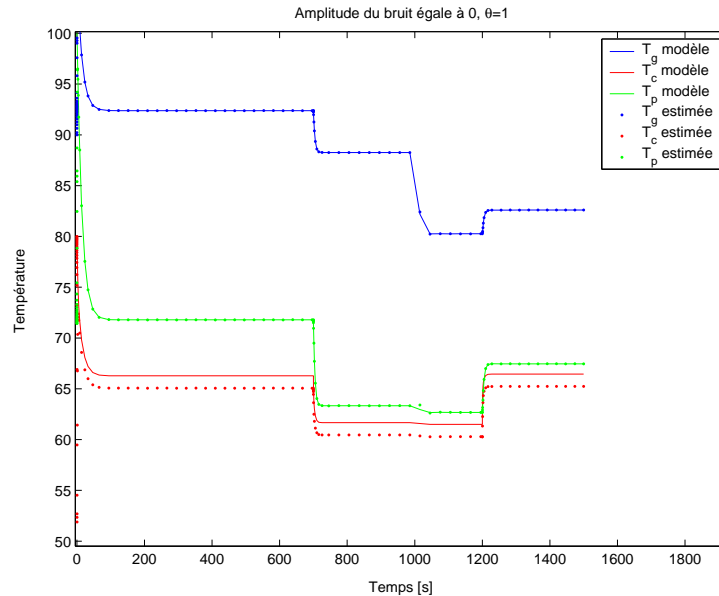
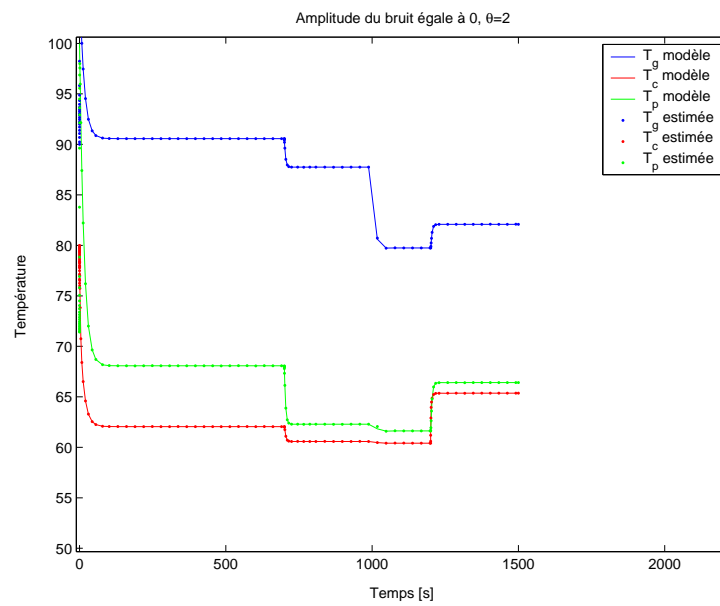
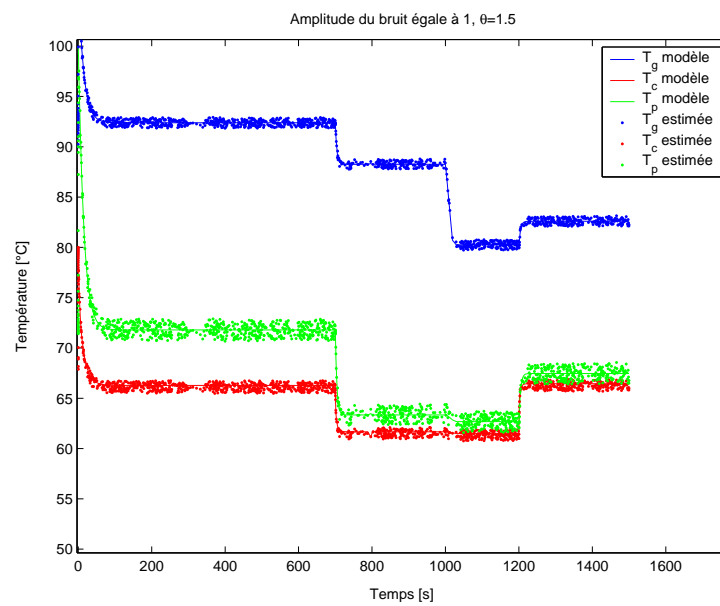


FIG. 7.25 – Reconstitution des états du modèle de l'échangeur, $\theta = 1$

FIG. 7.26 – Reconstitution des états du modèle de l'échangeur, $\theta = 2$ FIG. 7.27 – Reconstitution des états du modèle de l'échangeur en présence de bruit de mesure, $\theta = 1,5$

Les entrées sont le débit d'eau glycolée et les températures à l'entrée de l'échangeur (figures 7.28 et 7.29).

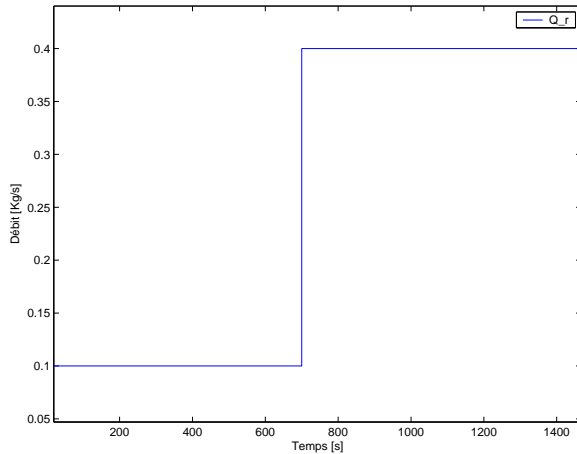


FIG. 7.28 – Le débit d’eau glycolée à l’entrée de l’échangeur

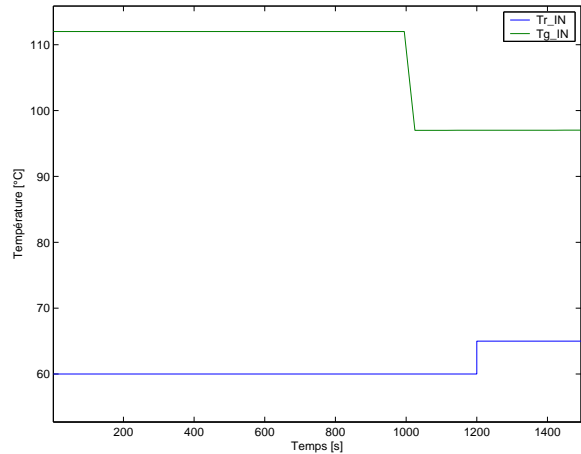


FIG. 7.29 – Les températures à l’entrée de l’échangeur

Principe de séparation

Les techniques exposées dans ce paragraphe viennent des travaux de J.P Gauthier et I.Kupka [35]. On remarque que la paire (A, C) est observable, nous pouvons donc trouver une matrice K telle que la matrice $A - KC$ est asymptotiquement stable et une matrice P symétrique définie positive telle que

$$(A - KC)^T P + P(A - KC) = -Id$$

Le système dynamique auxiliaire suivant

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + u(B\hat{x} + b) - K(C\hat{x} - y) \quad (7.12)$$

est alors un observateur qui converge exponentiellement pourvu que le contrôle u soit assez petit. L’équation d’erreur s’écrit en effet :

$$\dot{e} = (A - KC)e + uBe \quad (7.13)$$

si on considère la fonction de Lyapunov $V(e) = e^T P e$, on obtient

$$\begin{aligned} \dot{V}(e) &= -e^T e + 2ue^T P B e \\ &\leq -e^T e + 2m \|P\| \|B\| e^T e \end{aligned}$$

où m est un majorant de $|u|$, il existe donc $a > 0$ tel que

$$\dot{V}(e) \leq -ae^T e$$

si m est choisi assez petit.

Dans le paragraphe 7.3.3.2, nous avons trouvé un feedback qui stabilise asymptotiquement le système (7.8). Notons $u_s(x)$ ce feedback (rappelons qu’il peut être choisi arbitrairement petit), nous allons voir que $u_s(\hat{x})$ stabilise encore le système (7.8). Plus précisément, le système :

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}} &= A\hat{x} + u_s(\hat{x})(B\hat{x} + b) - KCe \\ \dot{e} &= (A - KC)e + u_s(\hat{x})Be \end{cases} \quad (7.14)$$

est globalement asymptotiquement stable (si $|u_s|$ est choisi assez petit).
Pour le voir, on commence par calculer $\hat{x}^T \dot{\hat{x}}$:

$$\begin{aligned}\hat{x}^T \dot{\hat{x}} &= \underbrace{\hat{x}^T A \hat{x} + u_s(\hat{x}) \hat{x}^T (B \hat{x} + b)}_{\leq 0} - \hat{x}^T K C e \\ &\leq -\hat{x}^T K C e \\ &\leq M \|\hat{x}\| \|e\|\end{aligned}$$

d'où, en notons $N(t) = \|\hat{x}(t)\|^2$

$$\frac{1}{2} \frac{\dot{N}(t)}{\sqrt{N(t)}} \leq M \|e(t)\|$$

donc

$$\sqrt{N(t)} - \sqrt{N(0)} \leq M \int_0^t \|e(s)\| ds$$

ce qui prouve que $\hat{x}(t)$ est borné puisque $e(t)$ tend exponentiellement vers 0. Ensuite, on démontre que le système (7.3.3.2) est localement asymptotiquement stable en considérant la fonction $V(\hat{x}, e)$ qui est semi-définie positive par rapport aux variables \hat{x} et e . Le calcul de \dot{V} a déjà été fait et on obtient :

$$\dot{V}(\hat{x}, e) \leq -ae^T e$$

si $|u|$ est choisi assez petit. Donc $\dot{V} \leq 0$ et l'ensemble $\{(\hat{x}, e) | \dot{V}(\hat{x}, e) = 0\}$ est l'ensemble des couples $(\hat{x}, 0)$ mais le système (7.3.3.2) restreint à cet ensemble s'écrit

$$\dot{\hat{x}} = A \hat{x} + u_s(\hat{x})(B \hat{x} + b)$$

qui est asymptotiquement stable, un résultat de Kalitine [37] permet de conclure à la locale asymptotique stabilité de (7.3.3.2). De plus comme les trajectoires des ce système sont toutes bornées, la stabilité asymptotique est en fait globale.

Simulation de la loi de commande avec observateur

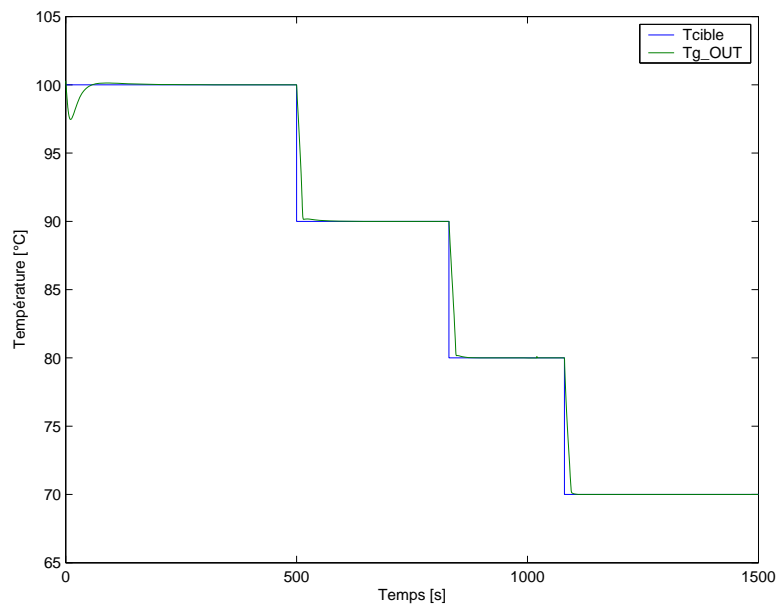


FIG. 7.30 – Température régulée des Gaz

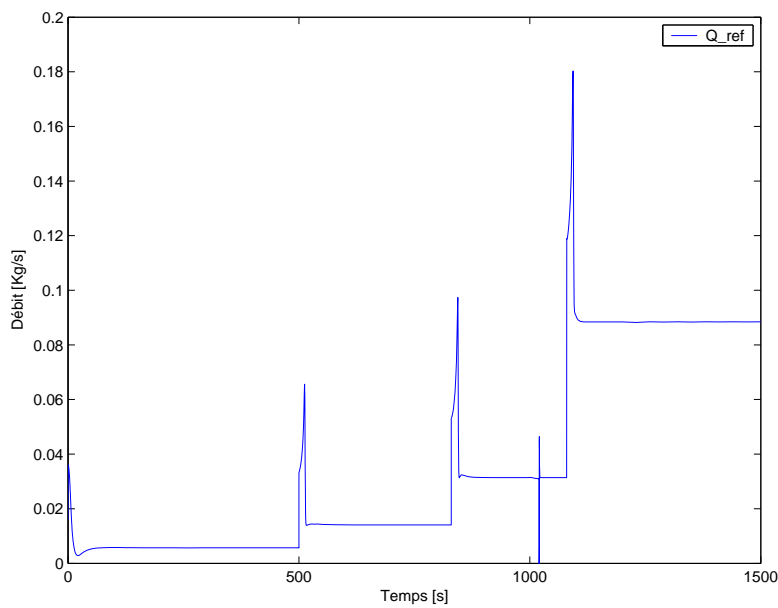


FIG. 7.31 – Débit de refroidissement $u_s(\hat{x})$

Principe de séparation et action intégrale

Dans ce cas, nous avons le système :

$$\begin{cases} \dot{\bar{x}} &= A\bar{x} + u(B\bar{x} + Bx^e + b) \\ \dot{z} &= D\bar{x} \end{cases}$$

la matrice d'observation est

$$\tilde{C} = \begin{pmatrix} 2 & 0 & 0 \\ 0 & 2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

et il n'est pas difficile de voir que la paire (\tilde{A}, \tilde{C}) est observable, on peut donc appliquer la technique exposée dans le paragraphe précédent.

7.3.3.3 Commande de la boucle secondaire

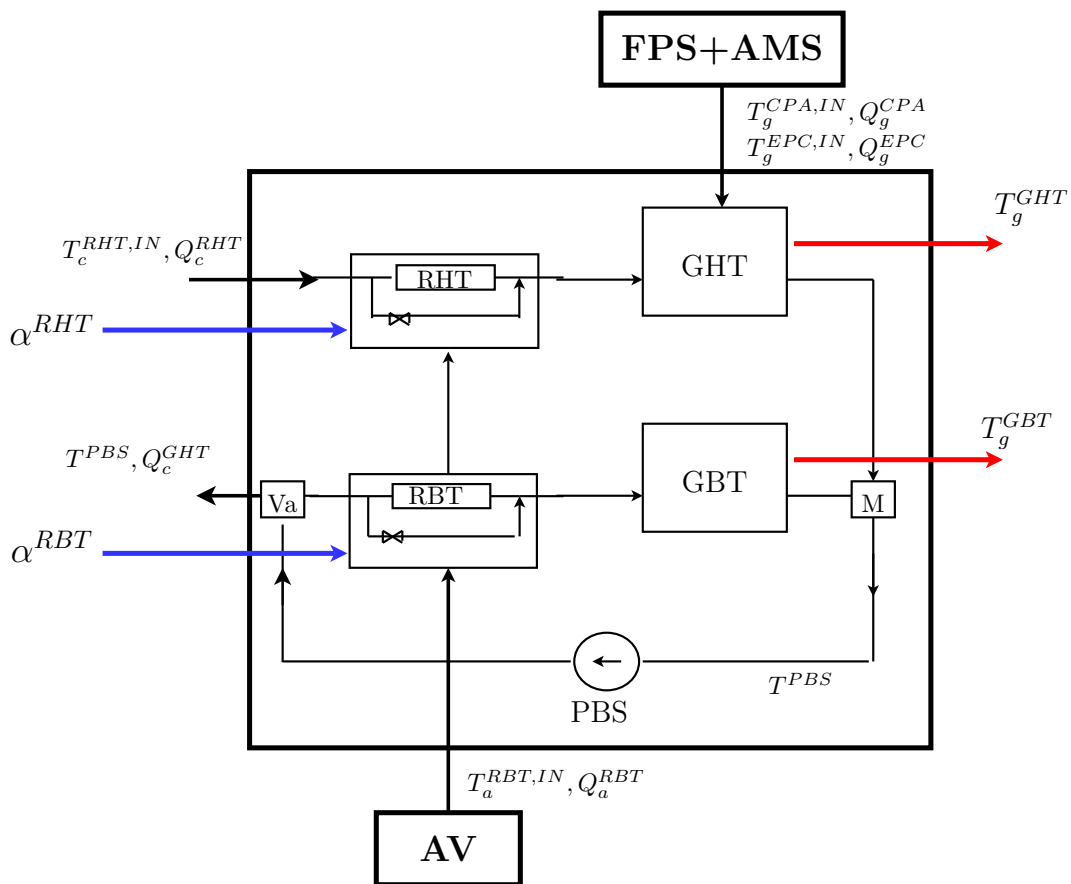


FIG. 7.32 – Entrées-sorties de la boucle secondaire

La loi de commande de la boucle secondaire doit répondre à deux points importants du cahier des charges du contrôle du circuit de refroidissement.

La première contrainte consiste à asservir les températures des gaz à l'entrée de la pile. La deuxième contrainte consiste à assurer un bilan d'eau positif.

Pour développer la loi de commande en tenant compte de ces deux contraintes nous allons exploiter l'aspect symétrique de la boucle secondaire. En effet, cette dernière peut être classée, selon le niveau de température en deux groupes :

- Le groupe haute température (GHT) composée des échangeurs en amont de la pile.
- Le groupe basse température (GBT) composé de la machine électrique et des échangeurs en aval de la pile.

Pour contrôler les températures d’entrée de la pile nous allons considérer le groupe haute température et pour assurer la contrainte imposée par le bilan d’eau nous allons contrôler les températures du groupe basse température figure 7.32 .

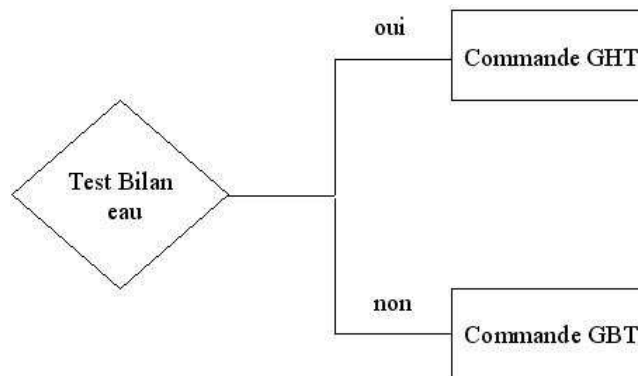


FIG. 7.33 – Contrôle de la boucle secondaire

Nous allons maintenant nous intéresser à la commande du groupe haute température (GHT). La commande du groupe basse température (GBT) se fait de la même manière.

Stratégie de la commande

Le débit de la pompe de la boucle secondaire est fixé à son débit max $Q^{PBS} = 2\text{Kg/s}$. Ce débit sera, par la suite distribué entre les deux branches de la boucle secondaire : GHT et GBT.

Dans la branche haute température, le débit de refroidissement est réparti entre les échangeurs EPC et CPA. Ce qui fait que nous ne pouvons pas contrôler les températures en sortie de ces échangeurs indépendamment. Deux solutions sont envisageables :

- Ajouter des vannes pour contrôler le débit de chaque échangeur.
- Contrôler la température moyenne entre la température sortie de l’échangeur EPC et celle de l’échangeur CPA.

La deuxième solution est celle que nous avons retenue, car elle donne de bons résultats en simulation, en plus elle permet d’économiser le nombre d’actionneurs.

Pour contrôler les températures des gaz en sortie, nous allons jouer sur le bypass du radiateur RHT. La stratégie de commande consiste à asservir la température $T_g^{GHT} = \frac{T_g^{EPC} + T_g^{CPA}}{2}$ à la même température que la pile, ce qui permet de répondre au deuxième point du deuxième objectif de la commande du CRM.

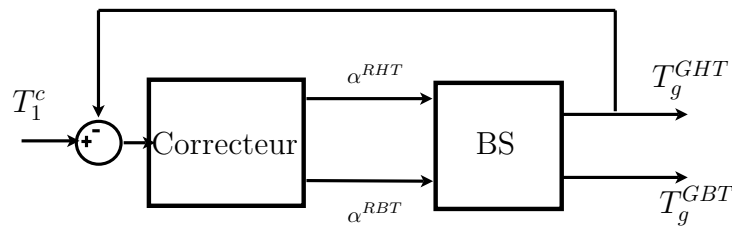


FIG. 7.34 – Contrôle de la boucle secondaire

Méthode 1 : Commande PI

Pour cette méthode un correcteur PI est utilisé. La variable de commande est le pourcentage d'ouverture du bypass du radiateur RHT. Celui ci est fixé par défaut à 0% ce qui fait qu'on exploite au maximum la source froide qui est l'air ambiant. Si le bypass du radiateur RHT ne suffit pas pour assurer la contrainte du deuxième objectif ($\alpha^{RHT} \leq 0$), nous augmentons le bypass du radiateur RBT voir figure 7.35.

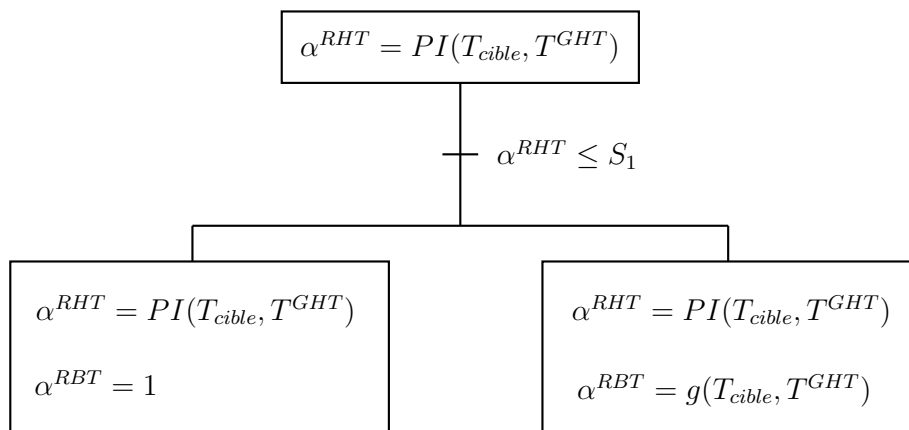


FIG. 7.35 – Contrôle de la boucle secondaire

Méthode 2 : Commande multivariable

Dans cette méthode, on utilise une identification de la matrice de transfert entre la variable de sortie T_g^{GHT} et les entrées du système α^{RHT} et α^{RBT} .

$$T_g^{GHT} = [G^{RHT}(s) \quad G^{RBT}(s)] \begin{bmatrix} \alpha^{RHT} \\ \alpha^{RBT} \end{bmatrix}$$

Lorsqu'on passe à la représentation d'état, notre système s'écrit :

$$\dot{x} = Ax + Bu \tag{7.15}$$

Les fonctions $G^{RHT}(s)$ et $G^{RBT}(s)$ sont identifiées par des fonctions de transfert du premier ordre. La représentation d'état équivalente à ces deux fonctions de transfert nous donne deux états non mesurés x_1

et x_2 . Nous allons considérer le système (7.15) augmenté par une action intégrale. Ce qui nous rajoute un état supplémentaire x_3 . Cet état correspond à l'intégrale de l'erreur entre la sortie T_g^{GHT} et la consigne T_1^{cons} , figure 7.34.

La loi de commande s'écrit $u = Lx$, x est l'état du système. L'équation de Hamilton-Jacobi-Bellman¹⁰ nous permet de déterminer la matrice L optimale tel que le retour d'état $u = Lx$ minimise la fonction coût :

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{t_f} [x^T Q x + u^T R u] dt$$

Remarques

- L'ajout de l'action intégrale permet d'éliminer l'erreur statique.
- Les états x_1 et x_2 sont estimés à l'aide d'un observateur de Lunberger.

7.4 Validation en simulation des lois de commande

7.4.1 Régulation Thermique du module de puissance

Afin de tester la loi de commande de la boucle primaire, nous avons imposé au système pile un profil d'utilisation avec des perturbations :

Type de profil : Durée de la simulation 10000s.

- Des échelons de courant variant entre 70A et 200A.
- La température de l'air est fixé à 20°.
- Le débit de la pompe secondaire est fixé à 2.7 Kg/s.
- Le débit de la pompe primaire est fixé à 2.7 Kg/s.

¹⁰rappel commande optimale LQG

7.4.1.1 Commande multivariable

En faisant varier le courant électrique de la pile (voir figure 7.38) nous avons régulé la température de la partie solide de la pile à 80°C . Nous avons également contrôlé la température $T_g^{GHT} = \frac{T_g^{CPA,out} + T_g^{EPC,out}}{2}$ à 80°C . La figure 7.36 nous montre que notre loi de commande rejette les perturbations dues aux variations du courant électrique. La figure 7.37, nous montre le résultat de la régulation thermique des gaz en entrée de la pile. On constate que les objectifs de la régulation décrits dans le paragraphe 11.2.1 sont atteints. En effets, l'erreur de la régulation de la température de la pile est inférieure à 2°C ; l'erreur entre les températures des gaz en entrée de la pile et la température de la partie solide (T_s^{FC}) ne dépasse pas 5°C en régime permanent et elle est à plus ou moins 10°C pour les fortes transitoires.

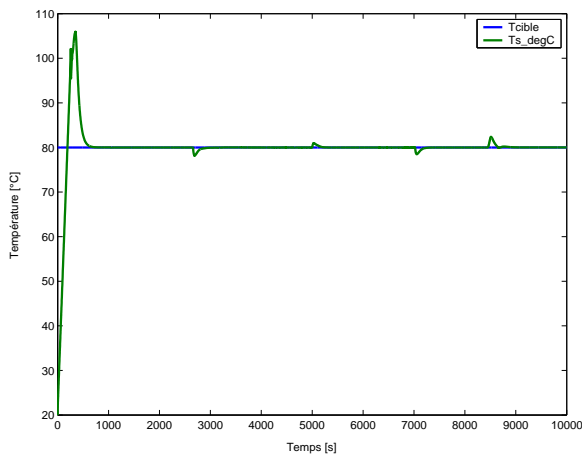


FIG. 7.36 – Suivre de consigne pour la température de la pile

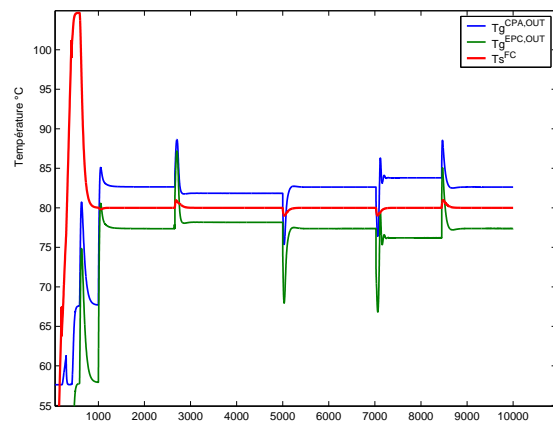


FIG. 7.37 – Températures des gaz en entrée de la pile comparées à la température de la pile

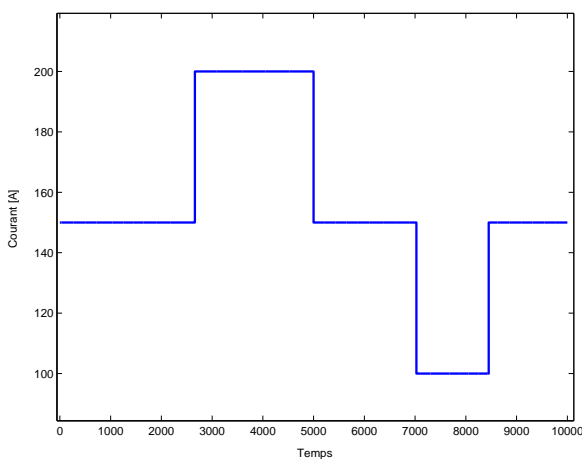


FIG. 7.38 – Profil du courant imposé à la pile

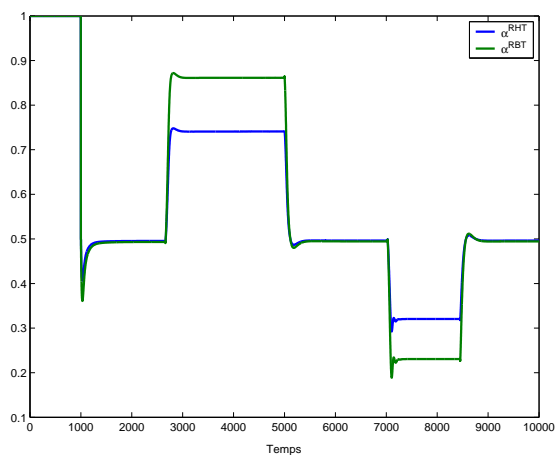


FIG. 7.39 – Contrôle de la fraction d'ouverture du débit vers l'échangeur de couplage

7.4.1.2 Comparaison entre la commande multivariable et la commande PI

Dans les figures 7.40 et 7.41 nous comparons deux types de commande d'ouverture des vannes de by-pass des radiateurs du groupe hautes températures (GHT) et celui du groupe basses températures (GBT) : la commande multivariable et celle à base de PI. Nous remarquons que la commande multivariable garde la symétrie de répartition du débit alors que les correcteurs PI favorisent un radiateur par rapport à l'autre. Il reste à remarquer également que la commande multivariable est plus facile à régler.

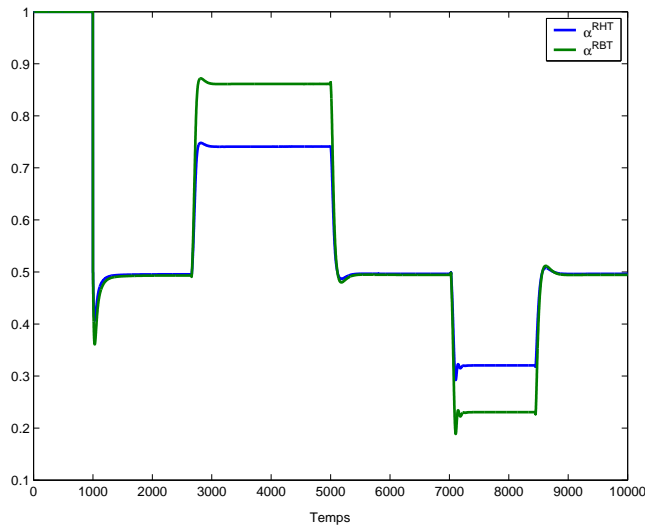


FIG. 7.40 – Contrôle des fractions d'ouverture du débit vers les radiateurs Commande multivariable

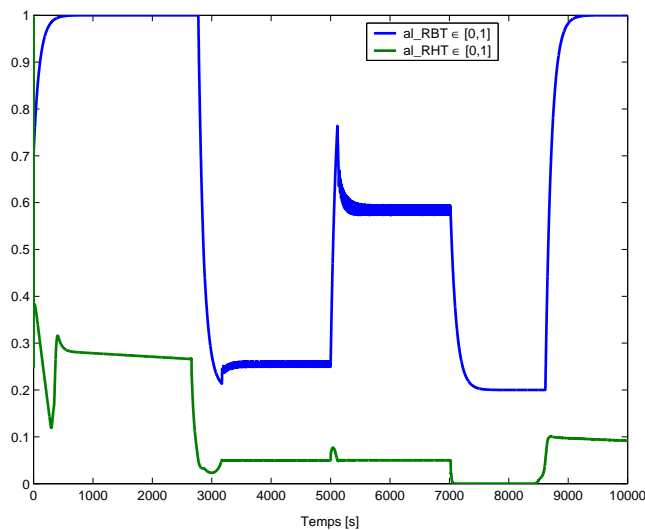


FIG. 7.41 – Contrôle des fractions d'ouverture du débit vers les radiateurs Commande PI

7.4.2 Gestion du stock d'eau

Il y a plusieurs paramètres qui influencent le bilan d'eau. L'étude [38] montre que :

1. augmenter les stoechiométries à iso pression, température, puissance implique une diminution de la quantité d'eau récupérée dans le système. Il y a un facteur 4 entre l'influence de la stoechiométrie anodique et celle de la stoechiométrie cathodique ;
2. l'augmentation du rapport H₂O/C (quantité d'eau à envoyer au reformeur) a une influence quasiment nulle sur le bilan d'eau ;
3. la pression et la température de fin de condensation sont des leviers importants pour accroître l'autonomie en eau du système ;
4. les carburants oxygénés ou à rapport H/C élevés favorisent le bilan d'eau.

Les stoechiométries, le type du carburant et les pressions étant fixés, nous nous intéressons essentiellement à l'influence de la température sur le bilan d'eau.

Nous allons maintenant montrer comment on arrive à améliorer le bilan d'eau en contrôlant la température T_g^{GHT} . La régulation des températures sur plusieurs cycle urbains nous donne le résultat figure 7.42 :

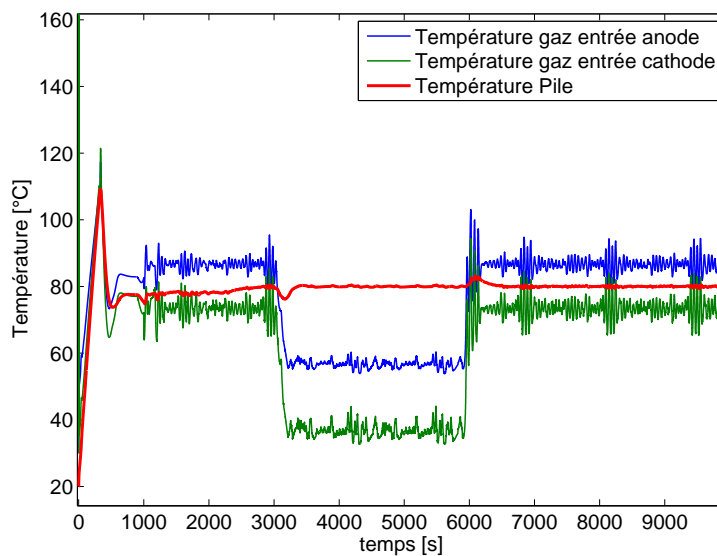


FIG. 7.42 – Températures régulées en différents points critiques du MDP

Entre les instants 3000 et 6000s nous régulons les températures des gaz en entrée de la pile¹¹. Nous obtenons pendant cette durée, une augmentation de la quantité de d'eau dans le réservoir d'eau du reformeur, figure 7.43.

¹¹Sorties condenseurs en amont de la pile

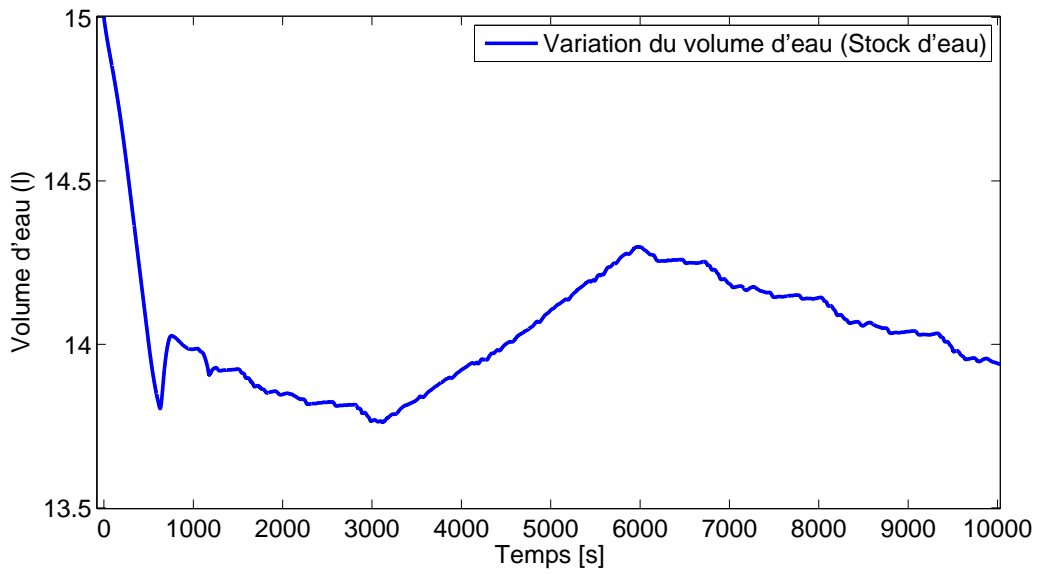


FIG. 7.43 – Variations du volume dans le réservoir tampon du reformeur suite à des échelons contrôlés des températures sorties des échangeurs de chaleur

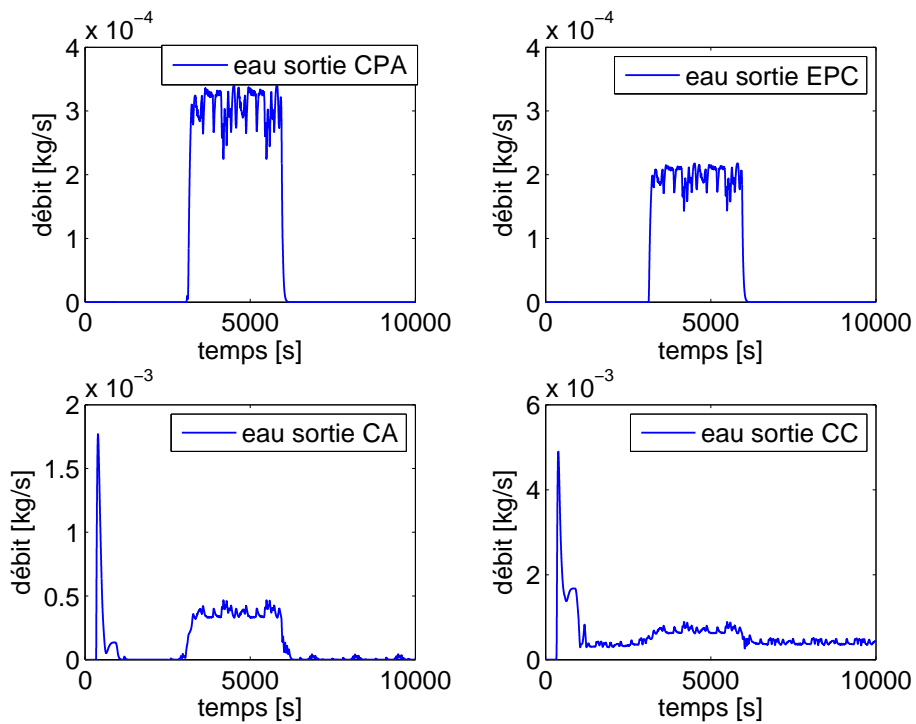


FIG. 7.44 – Débits sortants des différents condenseurs

7.5 Application pour la surveillance du bilan d'eau

Nous imposons des séquences aléatoires au courant I^{FC} ¹², à la température T_s^{FC} et la température T_g^{GHT} du GMP/PAC¹³.

Les figures 7.45, 7.46 et 7.47 illustrent des séquences aléatoires choisies.

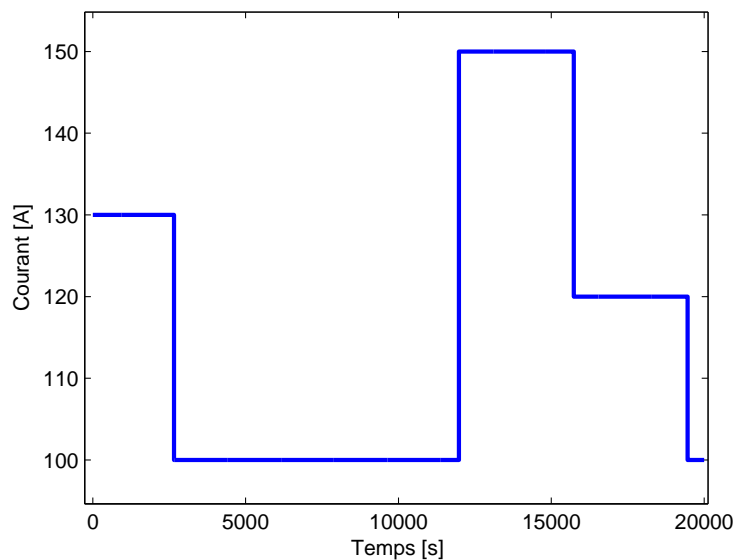


FIG. 7.45 – Séquence de courant imposée au GMP/PAC

¹²ce qui fixe la valeur de u_1 car $I^{FC} \sim u_1$

¹³Pour fixer ces différents états nous utilisons la loi de commande détaillée dans la partie 7.3.2

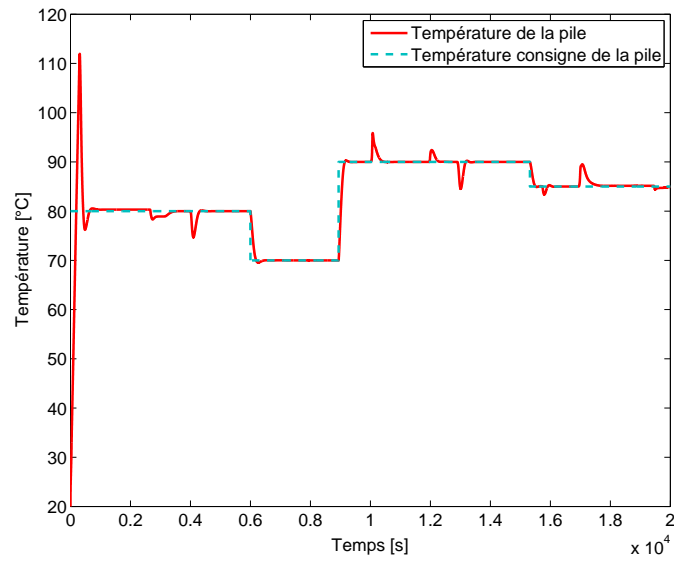


FIG. 7.46 – Températures des gaz et de la pile imposées au GMP/PAC

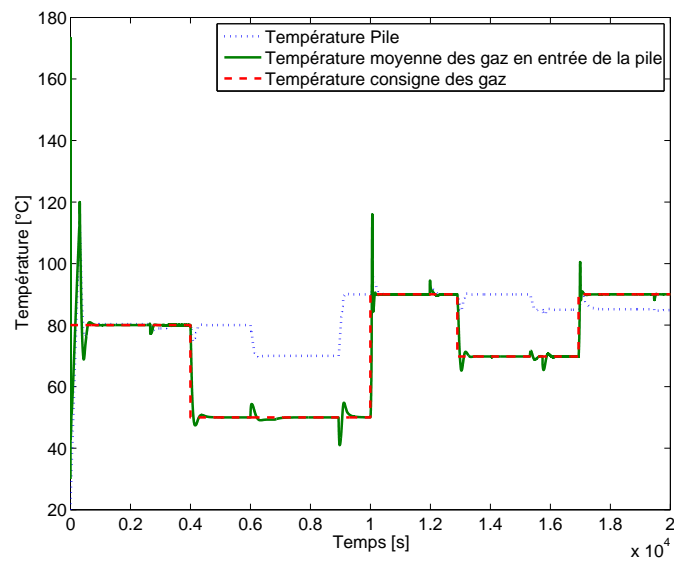


FIG. 7.47 – Température moyenne des gaz imposée au GMP/PAC

Les figures 7.48 et 7.49 décrivent les variations des quantités d'eau dans le GMP/PAC. Ces courbes sont obtenues grâce aux modèles physiques validés dans la partie modélisation.

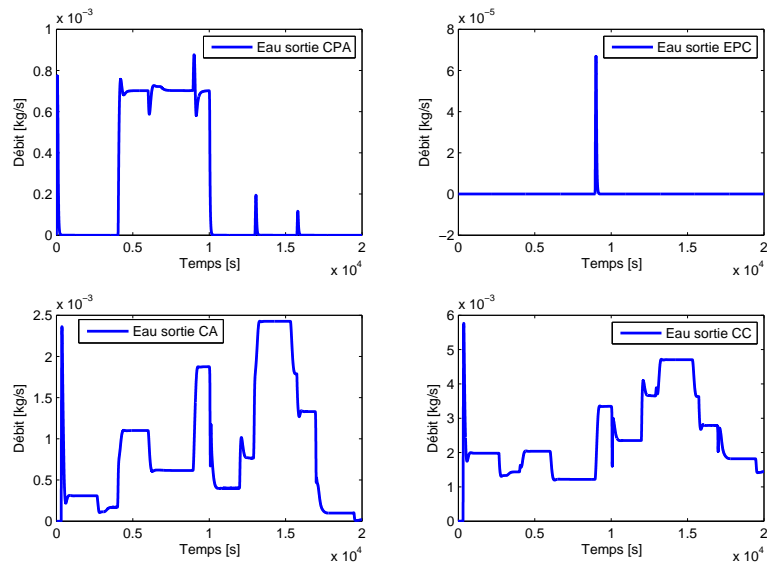


FIG. 7.48 – Débit d'eau condensé dans chaque condenseur

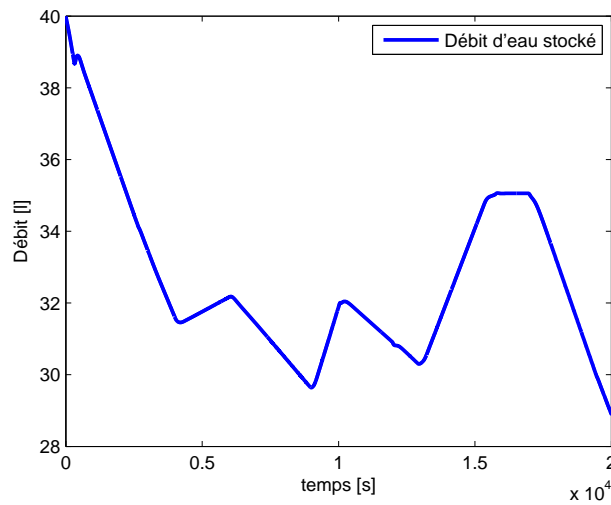


FIG. 7.49 – Variations de la quantité d'eau stockée du GMP

7.6 Conclusion

Dans ce chapitre, on peut retenir les points suivants :

- Nous avons utilisé le modèle du GMP/PAC pour choisir la structure d'actionneurs/capteurs la plus adéquate pour le bon fonctionnement du groupe motopropulseur. En particulier, nous avons ajouté une vanne de bypass de l'échangeur EC, ce qui permet d'avoir un contrôleur modulaire : le contrôle

de la boucle primaire (BP) est découplé de celui de la boucle secondaire (BS).

- Nous avons proposé une approximation polynômiale du modèle du stock d'eau ce qui permet de réduire le modèle et de limiter le nombre de ses entrée. Cette réduction facilite le problème d'optimisation de point de fonctionnement proposé dans ce chapitre.
- Dans la première partie de la thèse nous avons abouti à formaliser un problème d'optimisation commun au groupe moto propulseur avec pile à combustible et celui avec moteur thermique. Dans ce chapitre, nous avons détaillé le problème d'optimisation appliqué au système avec pile à combustible.
- Nous avons proposé, des lois de commande et de diagnostic du module de puissance. Nous avons développé plusieurs types de contrôleur. Nous avons également développé des estimateurs pour la commande et pour le diagnostic.
- Les différents algorithmes sont validés en simulations avec des résultats de comparaisons entre différents contrôleurs. Le cahier de charge pour le contrôle du module de puissance est respecté.

Troisième partie

Etude d'un groupe motopropulseur avec moteur thermique

Chapitre 8

Contexte de l'étude et position des problèmes spécifiques aux GMP avec moteur thermique Diesel (GMP/MTD)

Le principe de fonctionnement d'un moteur essence à quatre temps consiste à créer une pression à l'aide d'une combustion, dans un cylindre directement au-dessus d'un piston et le faire déplacer en lui donnant de la force. Pour arriver à cette phase de puissance, trois autres actions sont nécessaires. Il faut, dans un premier temps, faire rentrer de l'air et de l'essence dans le cylindre, puis comprimer l'ensemble pour avoir une bonne combustion. La troisième action est la combustion du mélange air et essence. Il faut enfin évacuer les gaz brûlés pour recommencer le cycle. Quatre actions sont donc nécessaires pour le fonctionnement : c'est le cycle du moteur à 4 temps.

Le moteur Diesel est principalement utilisé en automobile en Europe du sud. A la place de l'essence, il utilise du gazole, un carburant plus lourd et moins inflammable. Ce qui pourrait paraître un inconvénient est en fait un avantage car son principe de combustion donne un meilleur rendement (moins de carburant gaspillé). A la différence du premier moteur où l'air et l'essence sont mélangés dans le cylindre avant allumage, le moteur Diesel ne comprime que de l'air, mais à un taux plus élevé. A la fin de la compression, le gazole est injecté directement dans le cylindre et brûle au fur et à mesure de son injection.

Avantages : meilleur rendement (consommation inférieure), taux plus faible d'émission de CO₂.

Inconvénient : poids du moteur plus élevé, émissions supérieures de particules et de NO_x.

Pour pallier à ce dernier inconvénient et afin de respecter les normes européennes, certains véhicules, sont équipés de systèmes de post-traitement des gaz d'échappement sortant des moteurs, capables de traiter les NO_x et les particules. Outre leur prix de revient de fabrication relativement élevé, ces systèmes de post-traitement d'oxyde d'azote ou de particules engendrent des surconsommations en gazole et une complexification de la ligne d'échappement. De plus, ils sont particulièrement intrusifs pour le groupe motopropulseur et nécessitent le développement de stratégies complexes de pilotage et de contrôle.

Nous allons présenter le groupe motopropulseur avec moteur thermique Diesel. Ensuite, nous détaillons la modélisation des principaux modules du système étudié. Nous nous intéressons en particulier à la modélisation thermique, mécanique et chimique du moteur (module de la combustion (**MDC**) de la figure 1.1), nous allons quantifier l'influence de la perte de charge au niveau du système de post-traitement

sur le rendement du moteur thermique, cette étude va nous permettre de découpler la commande du moteur thermique et du système de post-traitement. Puis, nous nous intéressons à la modélisation du module de traitement de fluide (MTF). On détaillera essentiellement le modèle du catalyseur et celui du filtre à particule. Nous développons ensuite un modèle 1D du catalyseur d'oxydation que nous réduisons en un modèle 0D. Ce dernier sera utilisé pour des applications de commande et de diagnostic. Nous développons un modèle de perte de charge du filtre à particule que nous utilisons pour développer un estimateur de la masse de suie dans le filtre. Nous présentons, par la suite,

8.1 Revue de quelques architectures du GMP/MTD

8.1.1 Le cas général

Un des grands inconvénients du moteur Diesel réside dans la quantité de particules émises par ce dernier. Ces particules sont cancérigènes et présentent des menaces aux systèmes respiratoire et cardiaque humain. Les normes européennes imposent des émissions de particules de plus en réduites, ce qui implique l'utilisation de systèmes de traitement des particules émises par le moteur. Le système le plus au point à l'ordre du jour est celui utilisant un filtre à particules. Pour régénérer le filtre, on injecte un carburant ou des réducteurs dans la phase de circulation des résidus de la combustion dans l'échappement afin de brûler les particules qui se transforment ainsi en gaz carbonique et en vapeur d'eau. La façon la plus classique d'injection de carburant consiste à utiliser le moteur lui-même. Cette injection s'appelle la post-injection. Néanmoins cette méthode présente un grand inconvénient. En effet, lorsqu'on utilise le moteur thermique pour injecter le carburant, on participe à la dégradation de l'huile du moteur. Ce qui réduit considérablement l'autonomie du véhicule.

Page 1 sur 1

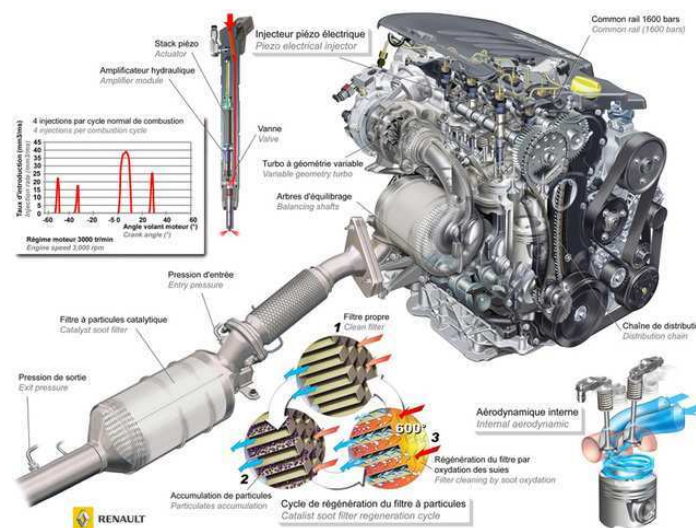


FIG. 8.1 – Moteur thermique avec la ligne de post-traitement

Dans le cadre de cette thèse, nous avons travaillé sur deux projets innovants qui utilisent un actionneur indépendant du moteur pour la régénération du filtre à particules.

8.1.2 Utilisation d'un actionneur indépendant du moteur pour la régénération du FAP

Les deux projets évoqués dans le paragraphe précédent sont le projet IDEAS (Innovative Diesel Exhaust After treatment System) qui utilise un reformeur embarqué et le projet EPM (Enhanced Powertrain Management) qui utilise un 5^{ème} injecteur. Les différents objectifs de ces deux projets sont :

- Réduire le temps de mise au point (MAP) ;
- Réduire les coûts du système (Dimensionnement actionneur, volume du FAP,...) ;
- Réduire la consommation ce qui équivaut à réduire la production du CO_2 ;
- Valeur client (Disponibilité du véhicule, intervalle de vidange...).

La solution proposée par le projet EPM (figure 8.2) combine l'utilisation du moteur thermique, du 5^{ème} injecteur et d'un catalyseur d'oxydation (DOC) pour la régénération du FAP. La réaction entre le carburant injecté et le l'oxygène au niveau du catalyseur permet d'élever la température en entrée du FAP.

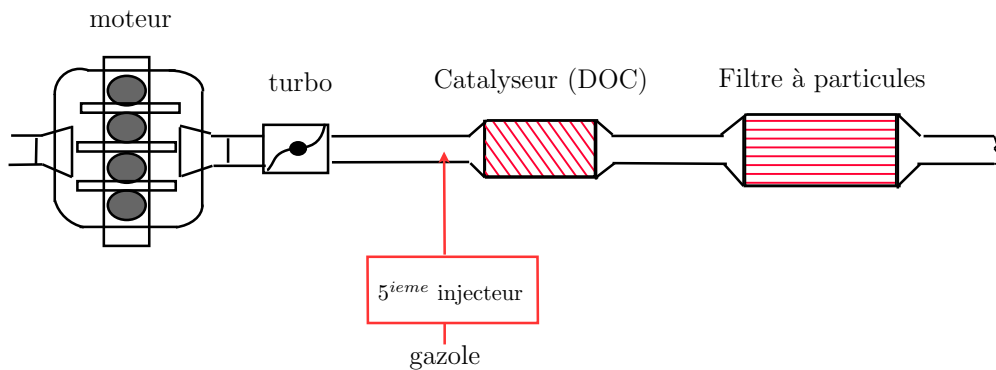


FIG. 8.2 – Système de dépollution, projet EPM

La solution étudiée dans le cadre du projet IDEAS permet une régénération complètement indépendante du moteur. Le système de post traitement utilise un reformeur et un NOxTrap pour la régénération du filtre à particule. Lorsqu'on décide de régénérer le filtre, le reformeur génère des réducteurs. La réaction chimique qui se produit dans le reformeur est une réaction d'oxydation partielle (POX). Le monoxyde de carbone CO et le dihydrogène H_2 produits par cette réaction d'oxydation réagissent avec l'oxygène provenant du moteur thermique. Cette combustion est exothermique, elle permet d'élever la température en entrée du FAP : c'est la phase de régénération du FAP.

On peut distinguer trois phases de fonctionnement de ce système :

- le Chargement en NOx : le gaz d'échappement provenant du moteur est circulé vers un mélangeur ensuite il passe par le NOxTrap qui permet de stocker les NOx ;
- le déchargement du NOxtrap : Lorsque le stock cumulé des NOx atteint un seuil donné, le gaz d'échappement moteur ne passe plus par le NOxTrap. Nous utilisons alors le reformeur pour la purge.
- le déchargement du FAP : Lorsque le stock cumulé de particules diesel atteint un seuil donné, Nous utilisons le reformeur afin de régénérer le Filtre à Particule.

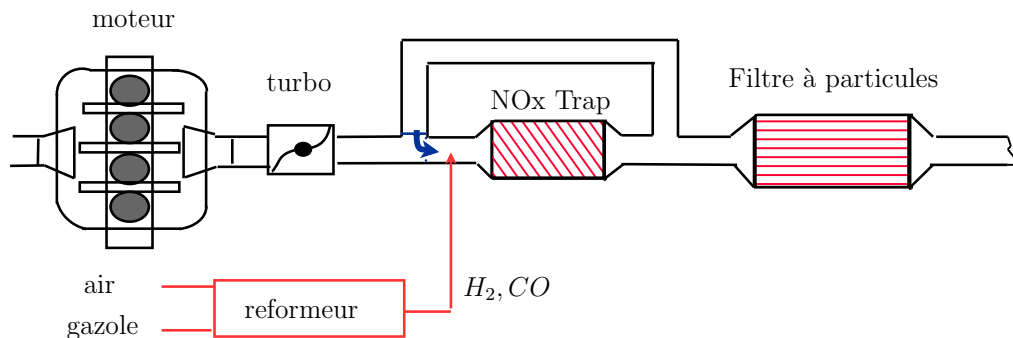


FIG. 8.3 – Système de dépollution, projet utilisant un reformeur

Remarques

- Il reste à noter que le moteur Diesel fonctionne dans les deux cas précédent en mélange pauvre, c'est-à-dire en excès d'oxygène.
- La régénération du filtre à particule peut se faire avec différentes stratégies. On attend que le filtre atteigne une masse critique, dans ce cas se sont les émissions moteur et le volume du filtre à particule qui sont les paramètres d'ordre 1 sur les intervalles entre les régénérations (par exemple environs chaque 400 à 600 km) soit l'estimation de la masse et le fonctionnement du moteur permettent d'identifier des opportunités et donc les régénérations se feront sur une mode plus complexe.
- Suivant le type d'actionneur, la régénération du filtre à particule a un impact différent sur la consommation de carburant et d'huile (à travers la dilution d'huile lors de l'utilisation de la post injection tardive). Le suivi de l'efficacité de l'actionneur s'avère alors primordial pour les normes OBD ainsi que pour le client à travers son intervalle de vidange et sa consommation de carburant et surtout de la disponibilité du véhicule. De plus, un diagnostic de l'actionneur permet une aide à la réparabilité et la localisation de panne en après vente.

8.2 Enjeux de l'étude du groupe motopropulseur (GMP) type moteur thermique Diesel avec un Filtre à particule (GMP/MTD)

Le filtre à particules sert à stocker les suies émises par le moteur à combustion. Lorsque la masse de particules dans le filtre atteint une certaine masse limite, ce dernier est régénéré en utilisant l'élévation de température (à plus de $600^{\circ}C$). Cette élévation de température est obtenue à travers une combustion dans un catalyseur ¹ situé en amont du filtre à particule. Le moteur fonctionnant généralement en richesse pauvre, il est possible soit de modifier sa richesse soit de rajouter un actionneur dans la ligne d'échappement dans le but de réaliser l'élévation de température désirée. En effet, en présence des métaux précieux imprégnés dans le catalyseur les réducteurs réagissent avec l'oxygène qui sort du moteur, nous avons une réaction exothermique. Lorsque la température atteint un niveau suffisamment élevé, les particules à l'intérieur du filtre brûlent ; le FAP est régénéré (voir [39]).

¹Ce catalyseur peut être un simple catalyseur d'oxydation ou un Noxtrap

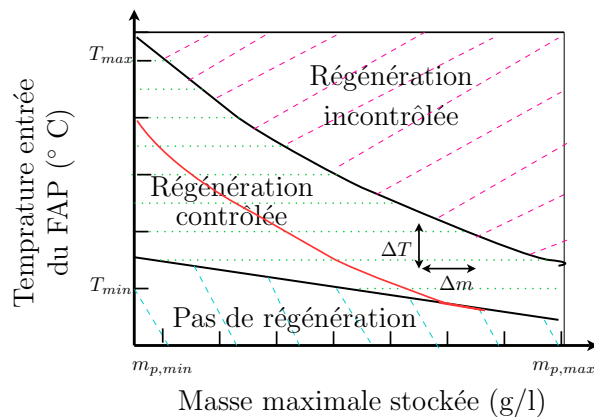


FIG. 8.4 – Les zones de régénération du FAP

La figure 8.4 nous montre qu'il existe trois zones de régénération du FAP. Dans la première zone, la température en entrée du FAP est inférieure au seuil requis donc il n'y a pas régénération. Lorsque la température est maintenue dans la deuxième zone (mode de fonctionnement désiré), les suies brûlent jusqu'à la décharge complète du filtre. Dans la dernière zone, la combustion des suies devient instable et on assiste à un emballement thermique qui risque de détruire le FAP (voir [40, 41, 42, 43]).

Avec pour objectif un gain en temps de mise au point et une économie d'argent pour la ligne de post-traitement, les pistes sont les suivantes :

- Diminuer l'impact du post-traitement sur le rendement moteur ;
- Diminuer le volume du filtre à particule ;
- Passer de la technologie où on utilise un washcoat à base de silicium carbone (SiC) à une technologie qui coûte moins chère mais qui est plus fragile à base de matériaux plus ou moins poreux (par exemple cordiérite² ou Corining) .

Seulement, ces pistes de travail imposent une régulation de température ainsi qu'une estimation en masse de suies plus précises pour le filtre à particules. En effet, d'après la figure 8.4 une régulation thermique plus précise (ΔT faible) ou une meilleure estimation de masse de suie dans le filtre (Δm faible) permet d'avoir plus de marge par rapport à la zone de régénération incontrôlée et celle où il n'y a pas de régénération. On peut alors exploiter au mieux la capacité de stockage du filtre. Ce qui nous donne la possibilité de changer la technologie du FAP ou de réduire son volume et par conséquent son coût.

Ceci impose une modélisation plus fine de la thermique du catalyseur d'oxydation afin d'optimiser la régulation thermique. Nous avons besoin également d'une bonne estimation de la masse de suies stockée afin d'optimiser le déclenchement de la régénération. La figure 8.5 illustre l'importance de la précision de l'estimation de la masse de suies en comparant deux estimateurs E_1 et E_2 de la quantité de suies dans un filtre à particules avec une technologie donnée. L'écart type de l'erreur d'estimation de E_1 est Δm_1 alors que l'écart type de l'erreur d'estimation de E_2 est Δm_2 avec $\Delta m_1 < \Delta m_2$. Par mesure de sécurité et afin de s'éloigner de la zone destructive de la régénération non contrôlée, nous utilisons un FAP de volume V_1 associé à l'estimateur E_1 et un FAP de volume V_2 associé à l'estimateur E_2 . Il est clair que pour une même technologie de FAP nous devons choisir $V_2 > V_1$. L'estimateur E_1 nous a permis ainsi un gain de volume de FAP et par conséquent un gain de coût.

²La zone de la régénération contrôlée du FAP avec un washcoat à base de cordiérite est plus restreinte que celle pour un FAP avec un washcoat à base de silicium carbone (SiC)

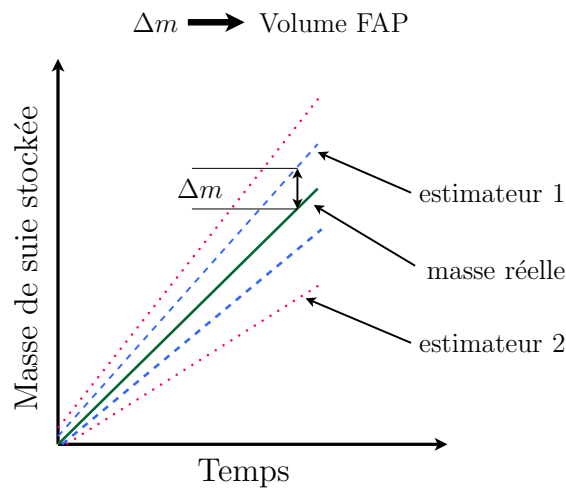


FIG. 8.5 – Influence de la précision de la masse sur le gain de volume

La figure 8.6 illustre l'importance de la précision de la régulation thermique en comparant trois régulateurs R_1 , R_2 et R_3 . Le régulateur R_1 est celui présenté en trait fort, c'est le régulateur qui présente et le dépassement le moins élevé par rapport à la consigne et le régulateur R_3 est celui qui présente le plus de dépassement. Pour le SiC, la zone acceptée pour la régulation de température d'entrée du FAP pour qu'il y ait régénération contrôlée (sans emballement thermique) est plus élevée que pour la cordiérite. Le régulateur R_3 ne permet pas d'utiliser la technologie à base de cordiérite car on risque alors l'emballement thermique du FAP et par conséquent sa destruction. Le régulateur R_2 peut être utilisé avec la technologie cordiérite, néanmoins sa marge de robustesse est faible et il peut présenter un danger sur la durée de vie du FAP, si on considère les phénomènes de vieillissement et les incertitudes sur la courbe qui délimite la zone de la régénération incontrôlée.

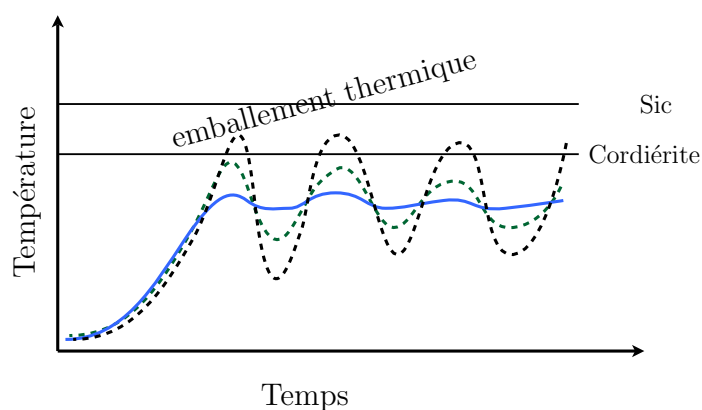


FIG. 8.6 – Influence de la précision de la régulation thermique sur le choix de la technologie du FAP

Tout d'abord nous proposons un modèle dynamique 1D de la thermique du catalyseur. Ce modèle

décrit les principaux phénomènes physicochimiques qui ont lieu dans le catalyseur. Pour cela, nous nous inspirons des travaux de Ahmed Kefti-Cherif [44] , Frédéric Aimard [45] et S. Li [46] . Ensuite, nous réduisons notre modèle à un modèle 0D se prêtant à la synthèse de lois de commande. Nous développons et testons les régulateurs expérimentalement et en simulation.

Nous proposons également un modèle physique qui décrit la perte de charge du FAP en fonction de la masse de suies cumulée et en fonctions des conditions de température et de débit en entrée du FAP. Pour cela, nous modèlisons améliorons un modèle inspiré de la littérature afin qu'il reste valable lors de la régénération passive³ . Nous nous basons sur ce modèle pour développer un estimateur de la masse de suie dans le FAP. Cet estimateur va être validé expérimentalement et en simulation.

³ chute de la perte de charge au niveau du FAP qui est dû à l'apparition de trous au niveau de la couche de particules dans le FAP suite à une combustion à basses température des suies. Cette combustion est provoquée par la présence des NO_x .

Chapitre 9

Modélisation du module de puissance (MDP) du GMP/MTD

Ce chapitre contient des modèles des différents composants du module de puissance du système moteur thermique dépollué. Les modèles sont obtenus à partir des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie et à partir des équations d'état des fluides (relation des gaz parfait, équations d'incompressibilité,...). Ces modèles sont à bases, pour la plupart, d'équations aux dérivées partielles. Ils prennent en compte différents phénomènes physico-chimiques : la diffusion, le transport des gaz, les réactions chimiques (combustion, catalyse) et les phénomènes pneumatiques (perte de charge d'un gaz dans un milieu poreux). Ensuite, des versions simplifiées et réduites des modèles sont développées. On trouvera ainsi une modélisation du moteur thermique, des catalyseurs d'oxydation, des filtres à particules et de leurs influences sur la puissance du moteur ...

9.1 Modélisation du module de combustion (MDC)

9.1.1 Modélisation simplifié du moteur thermique Diesel

Les particules désignent un ensemble de produits présents dans les effluents des moteurs Diesel et recueillis simultanément selon une procédure normalisée. Dans cet ensemble se trouvent des grains de suie de très faible diamètre (0,1 à 0,3 μm pour la majorité) dont l'inhalation peut se révéler dangereuse pour les voies respiratoires (possible activité mutagène dans les muqueuses pulmonaires). La masse totale de particules émises par les véhicules Diesel actuels est d'environ 10 à 50 grammes par tonne de gaz d'échappement : malgré ces faibles quantités, il est nécessaire de réduire les émissions de particules, dont le caractère polluant et nocif à la santé est indubitable [47]. Les sigles SOF (Soluble Organic Fraction) et IOF (Insoluble Organic Fraction) sont employés pour désigner respectivement la partie soluble des particules, constituée d'hydrocarbures lourds, et sa partie insoluble (appelée improprement fraction sèche) contenant à la fois de l'acide sulfurique hydraté provenant du soufre apporté par le carburant (transformé d'abord en SO_2 puis en SO_3 , qui absorbe de l'eau des gaz d'échappement) et un résidu riche en carbone qui constitue la suie véritable. Celui-ci naît au cours de la combustion dans les zones trop riches du mélange carburé.

9.1.1.1 État de l'art

Emission moteur La littérature sur la modélisation de la combustion est abondante. On peut citer pour l'exemple [48, 49, 50]. Pour la modélisation de la quantité de particule en sortie moteur on peut citer [51, 52]. La littérature sur la modélisation de la combustion est abondante. On peut citer pour par exemple [48, 49, 50], d'un point de vue plus spécifique, les références [51, 52] présentent un intérêt sur la modélisation de la quantité de particules sortie moteur. Dans la section 7.1.1.2, nous présentons un modèle simplifié pour l'estimation des principaux éléments hors particules et NOx.

Pour la littérature concernant les différentes émissions polluantes on peut citer :

1. les références [49, 44] pour les émissions des NOx ;
2. les références [51, 52] pour les émissions des particules.

Pour notre étude, nous notons Q_{suies}^{MOT} la quantité de particules émises par le moteur. Nous avons :

$$Q_{suies}^{MOT,out} = g_M(\phi^{MOT}, N, \Gamma_r, T_g^{MOT,in}, T_e^{MOT,in}) \quad (9.1)$$

avec ϕ^{MOT} est la richesse du moteur, N est le régime, Γ_r est le couple moteur, $T_g^{MOT,in}$ est la température de l'air à l'admission et $T_e^{MOT,in}$ est la température de l'eau de refroidissement à l'entrée du moteur.

Les références [49, 53, 54], présentent l'intérêt de développer des modèles du bilan énergétique du moteur.

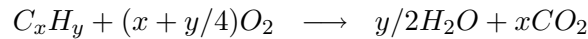
9.1.1.2 Modélisation de la combustion pour un mélange à richesse faible



L'approche que nous allons utiliser pour modéliser la combustion est basée sur la notion de la richesse qui est largement utilisée dans les moteurs à combustion.

Une analyse par spectrométrie d'un échantillon du carburant utilisé permet de connaître sa constitution. Nous allons noter C_xH_y ¹ la formule chimique du carburant utilisé. Dans le cas du Diesel $x = 12$ et $y = 22$.

Pour un mélange air-carburant stœchiométrique, une combustion complète d'une mole de carburant se fait suivant l'équation :



En réalité la quantité de carburant (Diesel) et de comburant (air) introduite correspond rarement à la composition stœchiométrique. On introduit alors la notion de la richesse du mélange air/carburant :

$$\Phi^{MOT} = \frac{m_{fuel}}{m_{air}} \lambda_{st}$$

λ_{st} est le rapport entre la masse de l'air et celle du carburant pour un mélange stœchiométrique, elle est donnée par :

$$\lambda_{st} = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} \Big|_{\Phi=1} = M_{air} \frac{(x + y/4)}{(12x + y)}$$

Nous traitons le cas où la combustion se fait à excès d'oxygène O_2 , c'est à dire que la richesse est inférieure à 1. On dit que le mélange est pauvre. La réaction de combustion n'étant pas complète, le mélange après combustion contient du gaz carbonique CO_2 , de la vapeur d'eau H_2O , de l'azote N_2 mais également de l'oxygène O_2 , du monoxyde de carbone CO , de l'hydrogène H_2 , des oxydes d'azote NO_x et des hydrocarbures imbrûlés (les suies) qu'on note HC ².

Les réactants pour la combustion sont :

$$R = a_r C_xH_y + b_r [O_2 + \Psi N_2]$$

et les produits sont :

$$P = a_p O_2 + b_p H_2O + c_p CO_2 + d_p N_2 + e_p CO + f_p H_2 + g_p NO_x + h_p HC$$

Les coefficients a_r et b_r représentent les nombres de moles des réactifs et les coefficients (a_p, \dots, d_p) représentent les nombres de moles des produits. Ψ représente le nombre de moles de N_2 présent dans une mole d'air ; $\Psi = 3.773$.

Les nombres de moles des polluants (CO, H_2, NO_x et HC) sont négligeables devant les nombres de moles des produits O_2, H_2O, CO_2 et N_2 . Dans cette étude, nous nous intéressons essentiellement à la quantité d'oxygène en sortie du moteur. Cette quantité est utilisé par la suite comme entré des modèles du catalyseur d'oxydation et du filtre à particules³.

La richesse du mélange dans ce cas peut s'écrire :

$$\Phi^{MOT} = \frac{a_r(x + y/4)}{b}$$

la conservation des atomes entre l'entrée et la sortie du moteur, nous conduit aux bilans suivants

¹Le carburant peut contenir de l'alcool : $C_xH_yO_z$. On ne considère pas ce cas ici.

²Cette notation n'a aucun lien avec la composition chimique des suies

³Lorsqu'on s'intéresse à l'étude des polluants (NO_x, HC), nous nous inspirons des modèles présentés dans l'état de l'art.

1. Carbone : $c_p = xa_r$
2. Hydrogène : $2b_p = ya_r$
3. Oxygène : $2a_p + b_p + 2c_p = 2b_r$
4. Azote : $d_p = \Psi b_r$

$$\begin{pmatrix} a_p \\ b_p \\ c_p \\ d_p \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 2 & 0 & 0 \\ 2 & 1 & 2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} xa_r \\ ya_r \\ 2b_r \\ \Psi b_r \end{pmatrix}$$

ce qui nous donne

$$\begin{cases} a_p = -(x + y/4) a_r + b_r \\ b_p = 1/2 ya_r \\ c_p = xa_r \\ d_p = \psi b_r \end{cases}$$

Or $\Phi^{MOT} = \frac{a_r(x + y/4)}{b}$ ce qui fait :

$$\begin{cases} a_p = b_r(1 - \Phi^{MOT}) \\ b_p = \frac{1}{2} \frac{\Phi^{MOT} b_r y}{x + y/4} \\ c_p = \frac{\Phi^{MOT} b_r x}{x + y/4} \\ d_p = \psi b_r \end{cases} \quad (9.2)$$

La composition de chacun des constituants en fraction molaire est alors donnée par :

$$Y_i = \frac{n_i}{\sum n_i} \quad i \in \{O_2, H_2O, CO_2, N_2\} \quad (9.3)$$

En combinant les équations (9.2) et (9.3), on obtient :

$$\begin{aligned}
 Y_{O_2} &= \frac{1 - \Phi^{MOT}}{1 + \Psi + \frac{y/4}{x + y/4} \Phi^{MOT}} \\
 Y_{CO_2} &= \frac{\frac{\Phi^{MOT} y/2}{x + y/4}}{1 + \Psi + \frac{y/4}{x + y/4} \Phi^{MOT}} \\
 Y_{H_2O} &= \frac{\frac{\Phi^{MOT} x}{x + y/4}}{1 + \Psi + \frac{y/4}{x + y/4} \Phi^{MOT}} \\
 Y_{N_2} &= \frac{\psi b_r}{1 + \Psi + \frac{y/4}{x + y/4} \Phi^{MOT}}
 \end{aligned}$$

Une validation expérimentale de la formule utilisée pour déterminer la concentration de l'oxygène est illustrée par la figure 9.1.

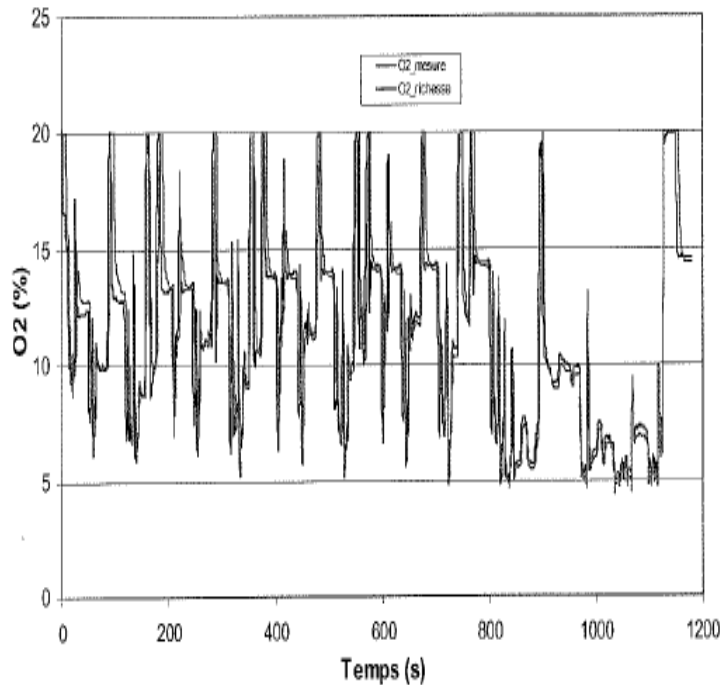


FIG. 9.1 – Corrélation de la fraction molaire de l'oxygène à la sortie du moteur

Les concentrations des espèces chimiques à la sortie du moteur sont exprimées en fonction des fractions molaires définies précédemment, la pression et la température à l'échappement du moteur.

$$C_i = Y_i \frac{P^{MOT,out}}{RT^{MOT,out}} \quad i \in \{O_2, CO_2, H_2O, N_2\}$$

$P^{MOT,out}$ est la pression des gaz en aval du moteur.

$T^{MOT,out}$ est la température des gaz sortant du moteur, elle est mesurée à l'aide d'un thermocouple.

9.1.1.3 Modélisation de la puissance effective fournie par le moteur

La puissance fournie par le moteur est la puissance effective recueillie sur l'arbre ($W_e^{MOT,out}$), elle est égale à la puissance développée par les cylindres (W_{cyl}) à laquelle on retranche la puissance mécanique non récupérée sur l'arbre de sortie assimilable à une puissance perdue par frottement (W_{fr}). Pour cela on définit le rendement organique qui tient compte des pertes par frottement et de la puissance mécanique nécessaire à l'entraînement des auxiliaires indispensables au fonctionnement du moteur, il est défini comme le rapport entre la puissance effective et la puissance transmise par le cycle réel au piston

$$(W_{cyl}) : \eta_{org} = \frac{W_e^{MOT,out}}{W_{cyl}}$$

La puissance effective est par définition fonction du couple fourni sur l'arbre et de la vitesse de rotation. La puissance développée sur l'arbre moteur est égale à :

$$\begin{aligned} W_e^{MOT,out} &= \Gamma \omega \\ &= 2\pi \frac{\Gamma N^{MOT}}{60} \end{aligned}$$

W_{cyl} est déterminée par l'expression (moteur à 4 temps) :

$$W_{cyl} = \frac{1}{2} \frac{N}{60} \oint p dV$$

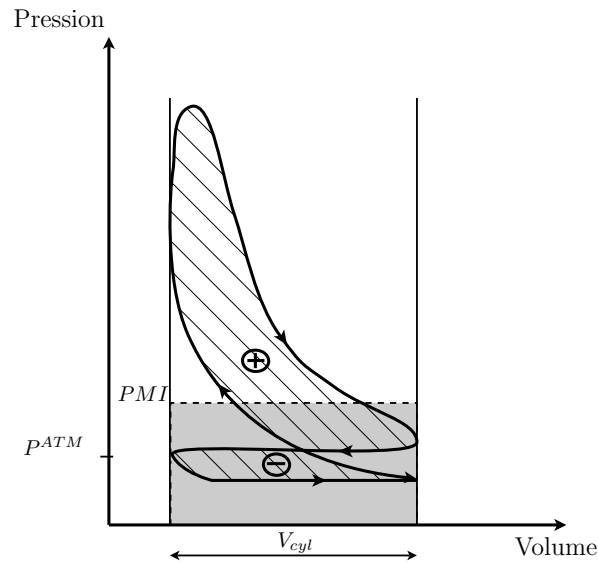


FIG. 9.2 – Cycle de Beau Rochas d'un moteur thermique

La puissance effective fournie par le moteur :

$$W_e^{MOT,out} = \eta_{org} W_{cyl} \quad (9.4)$$

9.1.1.4 Influence du chargement du filtre à particule sur le rendement du moteur thermique

Lorsque le filtre à particule est chargé, la perte de charge au niveau du filtre augmente, ce qui fait que le moteur voit sa pression de sortie augmenter et par conséquent sa puissance de sortie diminuer. La puissance de sortie du moteur est égale à la différence entre l'aire hachurée positive (PMI_+) et la partie hachurée négative (PMI_-) du cycle de beau rochas(C.2) . Cette chute de rendement peut être exprimée de façon quantitative dans l'expression du rendement du cycle η_f . L'influence de la variation de la pression d'échappement sur le cycle de Beau-Rochas est illustrée par la figure 9.3

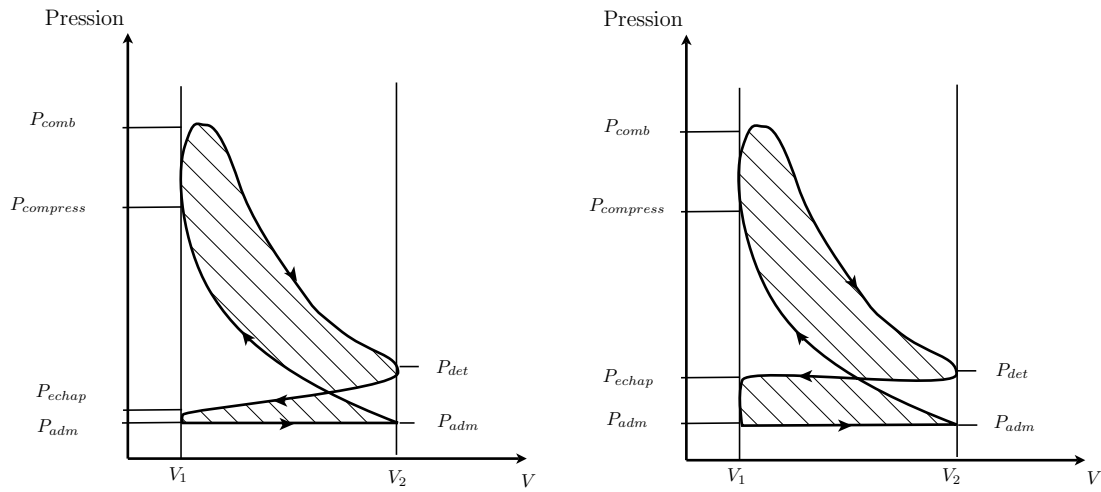


FIG. 9.3 – Influence de la variation de la pression d'échappement sur le cycle de Beau-Rochas

Nous utilisons les notations suivantes :

- P_{adm} la pression de l'air à l'admission ;
- P_{echap} la pression des gaz à l'échappement moteur ;
- $P_{compress}$ la pression des gaz dans le cylindre après la compression ;
- P_{comb} la pression des gaz dans le cylindre après la combustion ;
- P_{det} la pression des gaz dans le cylindre après la détente ;
- P_{cyl} la pression des gaz dans le cylindre.

La puissance développée par les cylindres est exprimée par la formule

$$\begin{aligned}
 W_{cyl} &= \frac{1}{2} \frac{N}{60} \oint P_{cyl} dV \\
 &= \frac{1}{2} \frac{N}{60} V_{cyl} P M E
 \end{aligned}
 \tag{9.5}$$

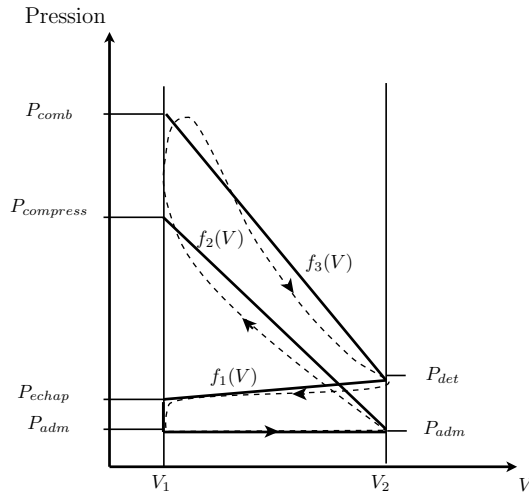


FIG. 9.4 – Approximation de l'aire de la surface engendrée par le cycle Beau-Rochas

Pour calculer l'aire de la surface hachurée (avec un signe – pour la partie en bas), nous approximations l'expression de la pression cylindre $P_{cyl}(V)$ par des morceaux affines f_i $i \in \{1, 2, 3\}$ tel que c'est illustré dans la figure 9.4. Les f_i sont donnée par la formules suivante :

$$f_i = a_i V + b_i \quad i \in \{1, 2, 3\}$$

avec

$$\begin{aligned} f_1(V_1) &= P_{echap} & ; & \quad f_1(V_2) = P_{det} \\ f_2(V_1) &= P_{compress} & ; & \quad f_2(V_2) = P_{adm} \\ f_3(V_1) &= P_{comb} & ; & \quad f_3(V_2) = P_{det} \end{aligned}$$

ce qui fait que :

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{P_{det} - P_{echap}}{V_2 - V_1} & ; & \quad b_1 = \frac{V_2 P_{echap} - V_1 P_{det}}{V_2 - V_1} \\ a_2 &= \frac{P_{adm} - P_{compress}}{V_2 - V_1} & ; & \quad b_2 = \frac{V_2 P_{compress} - V_1 P_{adm}}{V_2 - V_1} \\ a_3 &= \frac{P_{det} - P_{comb}}{V_2 - V_1} & ; & \quad b_3 = \frac{V_2 P_{comb} - V_1 P_{det}}{V_2 - V_1} \end{aligned}$$

L'équation (9.5) devient :

$$W_{cyl} = \frac{1}{2} \frac{N}{60} V_{cyl} P M E$$

avec

$$\begin{aligned} P M E &= P M E_+ - P M E_- \\ &= \left(\int_{V_2}^{V_1} f_2(V) dV + \int_{V_1}^{V_2} f_3(V) dV \right) - \left(\int_{V_1}^{V_2} f_1(V) dV - P_{adm}(V_2 - V_1) \right) \\ &= \frac{1}{2} (V_2^2 - V_1^2) (a_3 - a_1 - a_2) + (V_2 - V_1) (b_3 - b_1 - b_2 + P_{adm}) \end{aligned}$$

L'expression de W_{cyl} s'écrit alors :

$$W_{cyl}(Q_g^{MOT}, m_p, \Phi, T_{comb}) = \frac{N}{340} V_{cyl}^2 (P_{comb} - P_{compress} + P_{adm} - P_{echap}) \quad (9.6)$$

Les différentes pressions sont déterminées comme suit :

- P_{echap} : la pression à la sortie du moteur.

$$\begin{aligned} P_{echap} &= P^{MOT,out} \\ &= P^{ATM} + \Delta P^{SIL}(Q^{MOT}) + \Delta P^{FAP}(Q^{MOT}, m_p) + \Delta P^{CT}(Q^{MOT}) \end{aligned}$$

avec Q^{MOT} est le débit moteur et m_p est la masse de particules dans le filtre.

- P_{adm} : c'est la pression collecteur. Pour déterminer cette pression nous avons besoin d'un modèle du système d'admission d'air. Un modèle souvent utilisé du système d'admission est présenté dans [49].
- $P_{compress}$: cette pression est calculée à partir de la formule qui relie les pressions aux volumes pour une compression adiabatique :

$$P_{compress} = P_{adm} \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma-1}$$

- P_{comb} : Pression dans le cylindre juste après la combustion :

$$P_{comb} = \rho r T_{comb}$$

- P_{det} : cette pression est calculée à partir de la formule qui relie les pressions aux volumes pour une détente adiabatique :

$$P_{det} = P_{comb} \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1}$$

9.1.2 Synthèse d'un modèle du moteur thermique Diesel

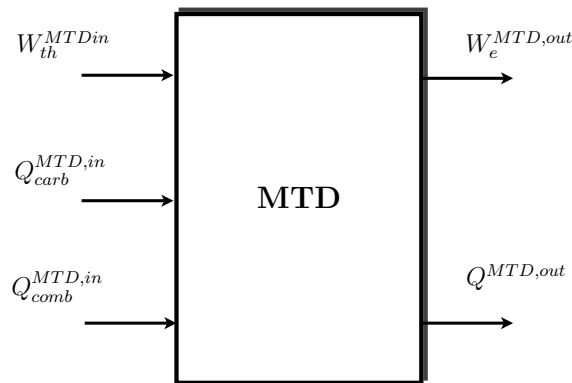


FIG. 9.5 – Modèle du moteur thermique Diesel

D'après (9.6) et (9.4) on peut écrire

$$W_e^{MOT,out} = \eta_{org} W_{cyl} (Q_g^{MOT}, m_p, \Phi, T_{comb})$$

De plus :

$$Q^{MOT,out} = \left(Q_{CO_2}^{MOT,out}, Q_{NO_x}^{MOT,out}, Q_{suies}^{MOT,out}, Q_{CO}^{MOT,out}, Q_{H_2O}^{MOT,out} \right)^T$$

D'après le paragraphe 9.1.1.2 nous pouvons écrire :

$$Q_i = M_i Y_i \frac{Q_g^{MOT}}{M^{MOT}} \quad i \in \{O_2, CO_2, CO, NO_x, H_2O\}$$

$Q_{suies}^{MOT,out}$ est donné par :

$$Q_{suies}^{MOT,out} = g_M (\phi^{MOT}, N, \Gamma_r, T_g^{MOT,in}, T_e^{MOT,in})$$

9.2 Modélisation du module de traitement de fluides (MTF)

9.2.1 Modélisation du système d'air

Le système d'air a pour rôle de contrôler l'alimentation en comburant (l'air) du groupe motopropulseur. on peut décomposer le système d'air en deux parties :

- l'admission de l'air. Le contrôle de l'admission d'air permet d'alimenter le moteur thermique par la quantité d'air nécessaire pour la combustion. Le principal actionneur de l'admission d'air est la vanne papillon qui est directement liée à la pédale du conducteur.
- le recyclage du gaz de l'échappement (EGR). Malgré les effets néfastes qu'un taux trop élevé d'EGR peut avoir sur la pollution interne du moteur et son usure, le recyclage, par la réduction de la température de combustion, a un effet bénéfique sur les émissions de NO_x [55].

La littérature sur la modélisation du système d'air est abondante. Des modèles sont développés dans [56, 57, 58, 48].

9.2.2 Modélisation du filtre à particules

9.2.2.1 Propriétés et fonctionnement du filtre à particules

Un filtre à particules piège les particules en utilisant le principe de captation : son intérieur est donc conçu dans le but de favoriser le contact des particules avec les fibres ou les pores du filtre lui-même. Il existe différentes technologies de filtration : filtres monolithes céramiques, filtres en fibres céramiques, filtres métalliques, filtres tricotés en céramique. Chacune caractérise un compromis entre coût, efficacité de filtration, capacité de stockage, contre-pression, résistance aux contraintes thermiques (gradients), chimiques (gaz d'échappement/imbrûlés/résidus) et mécaniques (vibrations), disponibilité [59]. Les filtres monolithes céramiques sont dérivés des supports utilisés dans les catalyseurs trois voies. Les monolithes sont des supports constitués d'un très grand nombre de canaux parallèles. Un canal sur deux est bouché, alternativement à chaque extrémité, de sorte que les gaz traversent nécessairement les parois poreuses séparant les canaux. L'efficacité de filtration est excellente, supérieure à 90 %, voire proche de 100 %, mais la contre-pression est importante. Le matériau filtrant est généralement de la cordiérite ou du carbure de silicium. Un filtre à particules retient les particules des gaz d'échappement et par conséquent se remplit

au fur et à mesure du fonctionnement du moteur. Il risque de se colmater d'autant plus rapidement qu'il est efficace. Le premier effet sensible dû à l'adjonction du filtre est l'augmentation de la contre-pression à l'échappement qui perturbe le fonctionnement du moteur et dégrade ses performances.

Le filtre à particules catalytique se distingue de son homologue conventionnel par la présence d'un washcoat, matériau poreux déposé à la surface des canaux du monolithe et offrant une très grande surface spécifique. Celui-ci apporte deux fonctions supplémentaires par rapport au filtre à particules classique : fonction oxydation et fonction régénération [60].

Un métal précieux actif (platine) est dispersé à la surface du washcoat : il forme une phase catalytique destinée principalement à l'oxydation de CO, HC et SOF (Contrairement au filtre à particules conventionnel, il assure lors des régénérations un traitement total du CO en CO₂). Il permet en outre l'oxydation de NO en NO₂ qui est un oxydant puissant. Une molécule de NO₂ va alors brûler plusieurs atomes de carbone suivant la réaction $2\text{NO}_2 + \text{C} \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{NO}$. Cette réaction est très locale (ce qui crée des chemins préférentiels pour les gaz d'échappements) et se produit dès 250 °C (mais stoppe au-delà de 450 °C) [61]. Lors des passages en injection décalée, l'oxydation de l'excédent de CO et de HC issu du moteur apporte une exothermicité locale directement transmise aux suies.

Le washcoat comporte un oxyde métallique (cérium) qui, comme l'additif au carburant dans le cas du filtre à particules conventionnel, permet d'initier la combustion des suies à plus basse température : on réduit ici la température d'initiation d'une dizaine de degrés contre cinquante à cent degrés dans le cas classique. C'est principalement l'exothermicité due aux réactions d'oxydation, s'ajoutant à la thermique des gaz d'échappement, qui permet d'obtenir la thermique nécessaire à la combustion des suies. Un phénomène de régénération spontanée se met en place dès que la température est suffisante.

Régénération du filtre à particules

La régénération ou la purge est l'opération qui consiste à brûler les particules pour redonner au filtre ses caractéristiques initiales (efficacité, capacité de stockage, perte de charge) : cela suppose une alternance de chargements et de purges pendant toute la durée de vie du véhicule. Normalement, la régénération complète (via l'oxygène) n'est possible que si le carbone piégé est porté à une température suffisante (au moins 550-600 °C) et si la pression partielle en oxygène est suffisante (au-delà de 11 à 12 % d'O₂). Elle peut s'effectuer essentiellement suivant deux processus, thermique (techniques de réchauffage externes au moteur et/ou interventions sur le moteur lui-même) et/ou catalytique [47], et nécessite une stratégie de contrôle de la régénération (détection du chargement, déclenchement, surveillance et coupure de la séquence de régénération) [62].

Si les filtres sont en surcharge, les particules peuvent provoquer l'obstruction du flux de gaz, ce qui se manifeste par une augmentation de la différence de pression entre l'entrée et la sortie des FAP. On peut aller jusqu'au colmatage des FAP. Les FAP sont donc régénérés avant que ne se produise le problème. Le système filtre à particules doit fonctionner de manière autonome ; cela signifie que ni le conducteur ni l'atelier ne doivent être amenés à intervenir à l'exception d'un éventuel nettoyage en profondeur du filtre à une fréquence très faible (1 à 2 fois par an au maximum). Lors de la régénération, les suies sont oxydées en produits gazeux. La température est le paramètre le plus important d'une régénération. A faibles températures (360°C à 400°C), la vitesse d'oxydation est très lente et la régénération est incomplète. A partir d'une température de 600°C, la suie s'oxyde rapidement et complètement.

La régénération thermique d'un FAP nécessite une température de 550°C à 600°C. Une telle température n'est pas atteinte à l'échappement des applications Diesel (poids lourds : 300°C à 450°C, utilitaires légers : 200°C à 300°C). Il faut donc faciliter la régénération :

- en augmentant la température des gaz d'échappement ;
- et/ou en abaissant la température d'amorçage des suies par l'emploi de catalyseurs ;
- et/ou en abaissant la température d'amorçage des suies grâce à des réactifs oxydants.

Les solutions sont de deux types : régénération passive ou active.

Dans le premier cas, la régénération est activée à partir des mesures de pression et de température qui détectent un besoin de régénération (haute perte de charge) et de bonnes conditions (haute température).

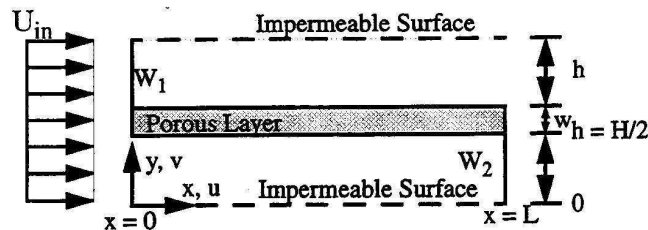
La régénération du filtre à particules se fait lorsque la masse des suies dans le filtre atteint une valeur limite qu'on appelle SML. La SML est calculé de façon à ce que la perte de charge due à la présence de suies dans le filtre ne fait pas baisser la puissance du moteur d'une façon significative.

Le système de régénération du filtre est piloté par le logiciel de commande du moteur. Un capteur de pression suit l'état de colmatage du filtre et déclenche, dès que nécessaire, l'opération de régénération. Elle s'effectuera tous les 400 à 500 km.

9.2.2.2 État de l'art

Le FAP a fait son apparition en mai 2000 sur les véhicules haut de gamme (607 Diesel 2,2L HDI) du groupe Peugeot [63] . 500 000 véhicules équipés d'un filtre à particules ont été commercialisés depuis ce lancement. Aujourd'hui, le FAP est le seul système permettant de diminuer l'émission de particules carbonées à être monté en série sur des voitures particulières [64].

La littérature sur la modélisation de la perte de charge au niveau du filtre à particule est abondante. Parmi les travaux intéressant sur ce sujet, on peut citer le modèle 2D développé par Opris et Johnson [65]. Les auteurs appliquent les équations de conservation de la masse et de la quantité de mouvement ainsi que des lois comportementales (loi des gaz parfaits, loi de darcy, équations de filtration...) pour établir un modèle 2D de la perte de charge sur la cellule du FAP illustrée par la figure 9.2.2.2



- U_{in} est la vitesse moyenne des gaz en entrée de la cellule
- u, v sont les vitesses selon l'axe x respectivement y des gaz à l'intérieur de la cellule.
- W_1, W_2, W_h, H et h sont les longueurs illustrées par la figure 9.2.2.2.

Les équations qui gouvernent les cellules sont :

Equation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

Equation de conservation de la quantité de mouvement selon l'axe x

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)$$

Equation de conservation de la quantité de mouvement selon l'axe y

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right)$$

Opris et Johnson déterminent une solution analytique pour les équations précédentes dans le cas où le régime stationnaire est établi. Cette solution est développée dans les travaux de thèse d'Opris [66]. Le profil de vitesses transversale et longitudinale résultant est illustré par la figure 9.6

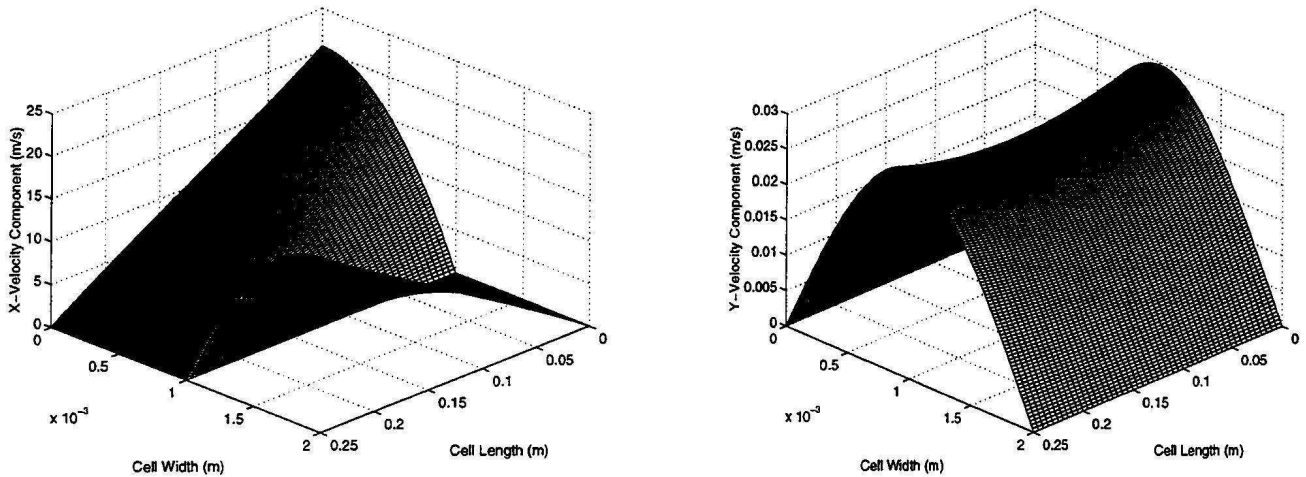


FIG. 9.6 – Vitesses selon l'axe x et y de l'écoulement dans une cellule du FAP

Commentaires

- Le modèle développé par Opris et Johnson est intéressant pour l'étude comportementale de l'écoulement des gaz et le FAP ainsi que pour la détermination des phénomènes de filtration. Néanmoins leur modèle s'apprête mal à être embarquable sur un ordinateur série. Pour le développement de notre estimateur de masse de suies, nous allons nous inspirer des travaux de G. Konstandopoulos [67, 68] qui est un modèle 0D.
- On trouve dans la littérature des modèles détaillés de pertes de charges du filtre à particules qui mettent l'accent sur les différents phénomènes dans le FAP (transfert de masse, transfert de chaleur, filtration...). On cite pour, l'exemple, les travaux de thèse de OXARANGO Laurent [69].
- Il existe une approche pour l'estimation de la quantité de suies dans le FAP qui est basée sur la variation de la fréquence d'onde de la pression en amont du FAP en fonction de la quantité de suies dans ce dernier [70] et [71]. Nous avons fait le choix de ne pas développer cette piste faute d'essais suffisamment riches de la pression amont avec des acquisitions en hautes fréquences et pour différentes valeurs de masse de particule dans le filtre.

9.2.2.3 Modèle de chargement du filtre à particules

Pour estimer la quantité de suie présente à l'instant t dans le filtre à particules, nous développons le modèle de la perte de charge au niveau du FAP en fonction du débit d'échappement moteur, de la température d'entrée du filtre et de la masse de suie collectée. Pour cela nous allons étudier la perte de charge au niveau de deux canaux du FAP ; un canal entrant et un canal sortant tel qu'il est illustré dans la figure 9.7.

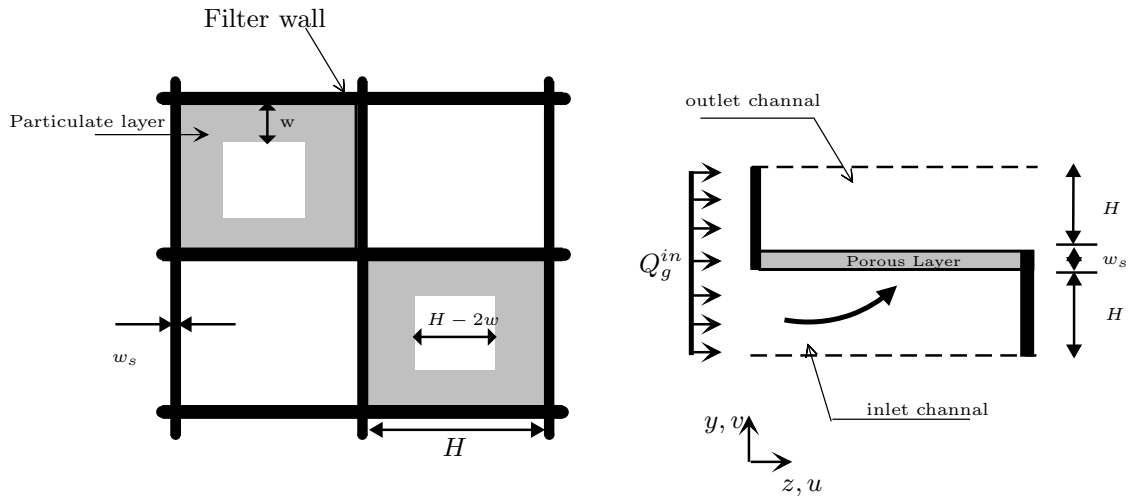


FIG. 9.7 – Section d'un filtre à particule

La perte de charge au niveau du filtre à particules peut s'écrire sous la forme suivante :

$$\Delta P^{FAP} = \Delta P_{inlet\ channel} + \Delta P_{wall} + \Delta P_{soot\ layer} + \Delta P_{outlet\ channel}$$

Le terme $\Delta P_{inlet\ channel}$ représente la perte de charge régulière horizontale au niveau d'un canal d'entrée du filtre à particules :

$$\Delta P_{inlet\ channel} = \frac{\mu Q_{vol}}{2V_{trap}} (H + w_s)^2 \left(\frac{4C_3 L^2}{3(H - 2w)^4} \right)$$

Le terme $\Delta P_{outlet\ channel}$ représente la perte de charge régulière horizontale au niveau d'un canal de sortie du filtre à particules :

$$\Delta P_{outlet\ channel} = \frac{\mu Q_{vol}}{2V_{trap}} (H + w_s)^2 \left(\frac{4C_3 L^2}{3H^2} \right)$$

Le terme ΔP_{wall} représente la perte de charge verticale à travers la couche poreuse du filtre à particules, il est déterminé grâce à la loi de Darcy :

$$\Delta P_{wall} = \frac{\mu Q_{vol}}{2V_{trap}} (H + w_s)^2 \left(\frac{w_s}{k_s H} \right)$$

Le terme $\Delta P_{soot\ layer}$ représente la perte de charge verticale à travers la couche de suie collectée, il est déterminé grâce à la loi de Darcy :

$$\Delta P_{soot\ layer} = \frac{\mu Q_{vol}}{2V_{trap}} (H + w_s)^2 \frac{1}{2k_w} \ln \left(\frac{H}{H - 2w} \right)$$

Relation entre la hauteur (w) et la masse des particules (m_p) :

Pour une masse de suie stockée (m_p) nous avons :

$$m_p = \rho_p V_{ol}$$

ce qui revient à :

$$4\rho_p L [w(H - 2w) + w^2] = \frac{m_p}{N}$$

Soit

$$w^2 - wH + \frac{m_p}{4\rho_p N L} = 0 \quad (9.7)$$

La relation entre la hauteur de la quantité de suie collectée sur la paroi poreuse et la masse de suie est donnée par la relation :

$$w = \frac{H - \sqrt{H^2 - \frac{m_p}{\rho_p N L}}}{2}$$

De plus $Q_g^{MOT} = \rho_g Q_{vol}$ On peut alors écrire que

$$\begin{aligned} \Delta P^{FAP} &= f_p^0(m_p, Q_{vol}, T_g^{FAP,in}) \\ &= \frac{\mu Q_{vol}}{2V_{trap}} (H + w_s)^2 \left(\frac{4C_3 L^2}{3(H - 2w)^4} \right) \\ &\quad + \frac{\mu Q_{vol}}{2V_{trap}} (H + w_s)^2 \left(\frac{w_s}{k_s H} \right) + \frac{\mu Q_{vol}}{2V_{trap}} (H + w_s)^2 \frac{1}{2k_w} \ln \left(\frac{H}{H - 2w} \right) \\ &\quad + \frac{\mu Q_{vol}}{2V_{trap}} (H + w_s)^2 \left(\frac{4C_3 L^2}{3H^2} \right) \end{aligned} \quad (9.8)$$

Remarque : la relation entre le débit massique et le débit volumique est donnée par :

$$Q_{vol} = \frac{Q_g}{\rho_g}$$

avec $\rho_g = \frac{P_g^{FAP,in}}{r T_g^{FAP,in}}$.

Modélisation de la perte de charge dans le FAP en présence de la régénération passive :

Lorsque les émissions des oxydes d'azote (NO_x) du moteur sont suffisamment élevées, elles réagissent avec les particules stockées dans le FAP. Des trous de la couche de particules apparaissent alors dans certains canaux du FAP notamment dans les canaux où la température est la plus élevée. Or on sait d'après la littérature (voir [72, 42]) que les zones les plus chaudes du FAP se situent sur les extrémités radiale du FAP⁴.

D'après les essais on constate une chute de la perte de charge du FAP lorsqu'il y a régénération passive. Pour modéliser ce phénomène, nous décomposons le FAP en deux zones illustrées par la figure 9.8.

⁴La raison vient du fait que dans ces régions la vitesse des gaz est faible et par conséquent l'évacuation de chaleur est moindre

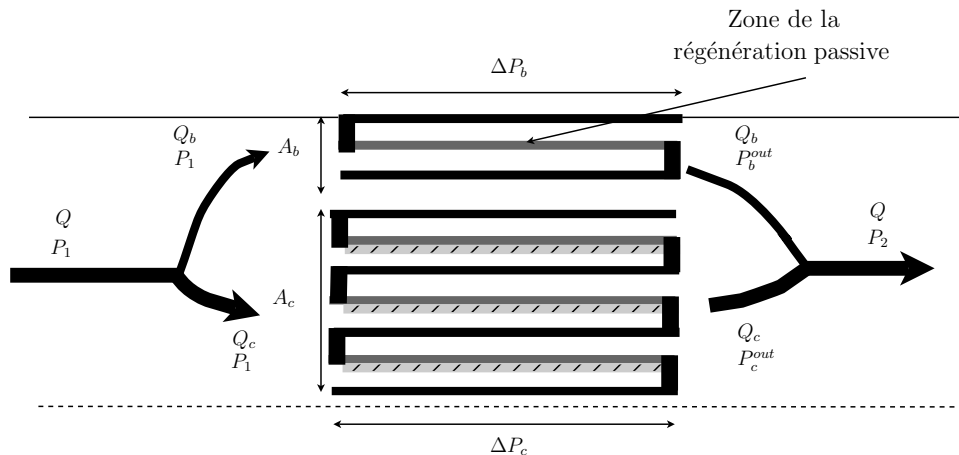


FIG. 9.8 – Zone de la régénération passive

En utilisant cette partition du FAP, nous déterminons la perte de charge du filtre en fonction de la perte de charge dans la zone de régénération et de la perte de charge dans l'autre zone. Pour cela, nous allons nous inspirer des pertes de charges dans un réseau de canalisation (voir [73]).

Notons

- A_b la section de passage des gaz à travers la zone de la régénération passive (zone au bord du FAP).
- A_c la section de passage des gaz à travers la zone au centre du FAP.
- Q le débit total des gaz qui passe à travers le FAP.
- Q_b le débit volumique qui passe dans la zone de la régénération passive.
- Q_c le débit volumique qui passe par la zone au centre.
- P_1 et P_2 sont les pressions en amont respectivement en aval du FAP.
- P_b^{out} la pression en aval de la zone de régénération.
- P_c^{out} la pression en aval de la zone au centre.
- ΔP_b la perte de charge entre l'entrée et la sortie de la zone de régénération.
- ΔP_c la perte de charge entre l'entrée et la sortie de la zone au centre.
- ΔP la perte de charge globale du FAP.

Nous supposons que les pressions en amont de la zone de la régénération (P_b^{in}) et en amont de la zone au centre (P_c^{in}) égalent la pression en amont du FAP (P_1).

Le débit Q_c et Q_b s'expriment comme suit⁵ :

$$Q_c = \frac{\sqrt{P_2 - P_c^{out}}}{\sqrt{R_c}} \quad (9.9)$$

$$Q_b = \frac{\sqrt{P_2 - P_b^{out}}}{\sqrt{R_b}} \quad (9.10)$$

⁵Nous considérons la causalité suivante : la pression P_c^{out} et la pression P_b^{out} imposent la pression sortie P_2 (analogie avec réseaux de canalisation)

$$\text{avec } R_c = \frac{\xi}{2\rho A_c^2} \text{ et } R_b = \frac{\xi}{2\rho A_b^2}.$$

La linéarisation de (9.9) et (9.10) autour d'une pression nominale ΔP_{nom} donne :

$$Q_c = \frac{P_2 - P_c^{out}}{Z_c} \quad (9.11)$$

$$Q_b = \frac{P_2 - P_b^{out}}{Z_b} \quad (9.12)$$

$$\text{avec } Z_c = \frac{1}{\sqrt{\Delta P_{nom} R_c}} \text{ et } Z_b = \frac{1}{\sqrt{\Delta P_{nom} R_b}}.$$

D'autre part, nous avons :

$$\begin{aligned} P_2 - P_c^{out} &= \Delta P - \Delta P_c \\ P_2 - P_b^{out} &= \Delta P - \Delta P_b \end{aligned}$$

Le débit totale des gaz s'écrit alors :

$$\begin{aligned} Q_{vol} &= Q_c + Q_b \\ &= \frac{\Delta P - \Delta P_c}{Z_c} + \frac{\Delta P - \Delta P_b}{Z_b} \end{aligned}$$

La perte de charge du FAP s'écrit alors :

$$\Delta P = \frac{Z_c}{Z_c + Z_b} \Delta P_b + \frac{Z_b}{Z_c + Z_b} \Delta P_c + \frac{Z_b Z_c}{Z_c + Z_b} Q_{vol} \quad (9.13)$$

D'après l'équation de perte de charge sans régénération passive (9.8), nous pouvons écrire :

$$\begin{aligned} \Delta P_c &= Q_c f_c(m_p, T_g^{FAP, in}) \\ \Delta P_b &= Q_b f_b(T_g^{FAP, in}) \end{aligned}$$

D'autre part :

$$\begin{aligned} Q_c &= \frac{\Delta P - \Delta P_c}{Z_c} \\ Q_b &= \frac{\Delta P - \Delta P_b}{Z_b} \end{aligned}$$

en, d'autres termes :

$$\begin{aligned} Q_c &= \frac{Z_c}{Z_c + f_c} \Delta P \\ Q_b &= \frac{Z_b}{Z_b + f_b} \Delta P \end{aligned}$$

En reportant ces relations dans l'équation (9.13) :

$$\Delta P \left(1 - \frac{Z_c Z_b f_c}{(Z_c + Z_b)(Z_c + f_c)} - \frac{Z_c Z_b f_b}{(Z_c + Z_b)(Z_b + f_b)} \right) = \frac{Z_b Z_c}{Z_c + Z_b} Q_{vol}$$

En conclusion :

$$\Delta P = \frac{(Z_c + f_c)(Z_b + f_b)}{Z_{cbf}} Q_{vol}$$

avec $Z_{cbf} = f_Z(Z_c, Z_b, f_c, f_b)$.

Il reste à déterminer les sections A_c et A_b en fonction de la masse de suies initiale et la masse de suie qui a réagit avec les NO_x .

Notons m_p^t la masse de suie qui réagit avec les NO_x .

Posons $C_s = \frac{m_p^t}{m_p}$, nous avons :

$$\begin{aligned} A_b &= C_s A_g \\ A_c &= A_g - A_b \end{aligned}$$

A_g est la section globale de passage des gaz d'échappement dans le filtre.

m_p^t est déterminée grâce à la formule :

$$m_p^t = a_0(T)m_p^{a_1}[\text{NO}]^{a_2} + a_3(T)m_p^{a_4}[\text{NO}_2]^{a_5}$$

les termes a_0, \dots, a_5 sont renseignés dans [74]

Synthèse du modèle de chargement du FAP

Le filtre à particules permet de collecter la quasi totalité des particules provenant du moteur ⁶([67]). On peut alors écrire un modèle dynamique qui décrit la perte de charge du FAP pour un point de fonctionnement moteur donné.

$$\begin{aligned} \frac{dm_p}{dt} &= g_M(\phi, N, \Gamma_r, T_g^{MOT,in}, T_e^{MOT,in}) - a_0(T)m_p^{a_1}[\text{NO}]^{a_2} + a_3(T)m_p^{a_4}[\text{NO}_2]^{a_5} \\ \Delta P^{FAP} &= f_P(m_p, Q_g^{MOT}, T_g^{FAP}) \end{aligned} \quad (9.14)$$

9.2.2.4 Modèle du déchargement du filtre à particules

Les études ayant pour objective de développer et de valider un modèle de régénération du filtre à particule Diesel sont nombreuses. On peut citer le modèle 0D classique de Bisset et Shadman [75], repris dans [76, 77, 78] qui modélisent en plus l'oxydation incomplète des suies en monoxyde de carbone et en dioxyde de carbone, l'action des additifs métallique au carburant et l'oxydation de la SOF respectivement. On retrouve dans [79] une extension 1D de ce modèle.

L'étude GSM P.1.2 a fourni un modèle simulant la régénération du filtre à particules Diesel à partir des propriétés des gaz d'échappement en entrée du filtre (débit massique, température, teneur en oxygène) et de son chargement initial en suie. Pour modéliser le déchargement du FAP nous utilisons le modèle développé à l'IFP [80] et amélioré dans [40]. D'après [40] et [81], l'épaisseur de lit de suie évolue selon l'équation :

$$\rho_p \frac{\partial w}{\partial t} = \frac{M_c}{M_{O_2}} \frac{\phi_w}{H - 2w} \left((Y_1^{1-\alpha} + \frac{(1-\alpha)B}{\alpha+2} (P_{int}^{\alpha+2} - P_1^{\alpha+2}))^{\frac{1}{1-\alpha}} - Y_1 \right)$$

⁶Le rendement du FAP augmente avec l'utilisation. Le coefficient de filtration de la paroi poreuse dépasse 90% après quelques heures de roulage.

où :

$$\begin{aligned}
 P_{int} &= P_w(w) \\
 &= \sqrt{P_1^2 - \frac{w}{(H-2w)C}} \\
 &\approx \sqrt{\frac{k_s w_s P_1^2 + k_w w P_2^2}{k_s w_s + k_w w}} \\
 \phi_w &= \rho_w v_w d(y) \\
 &= \frac{P_1^2 - P_2^2}{\frac{2\mu r T_w}{H} \left(\frac{w}{k_w} - \frac{w_s}{k_s} \right)}
 \end{aligned}$$

P_1 désigne la pression dans le canal en entrée du filtre et P_2 désigne la pression en sortie. Y_1 désigne la fraction massique de l'oxygène en entrée du FAP.

$$\text{Notons } g_R = \frac{M_c}{M_{O_2}} \frac{\phi_w}{H-2w} \left((Y_1^{1-\alpha} + \frac{(1-\alpha)B}{\alpha+2} (P_{int}^{\alpha+2} - P_1^{\alpha+2}))^{\frac{1}{1-\alpha}} - Y_1 \right)$$

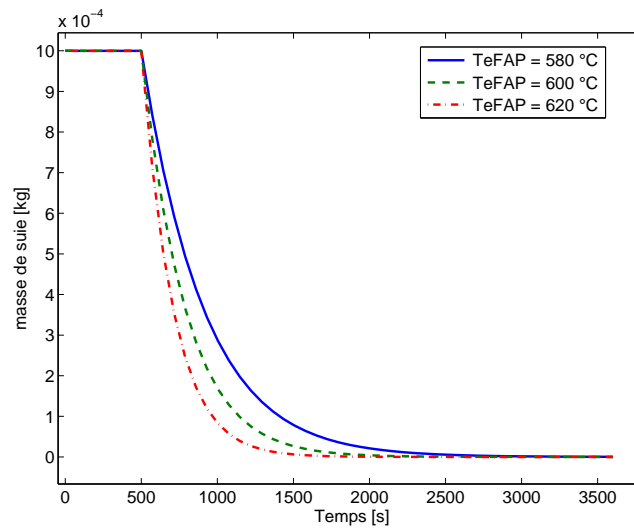


FIG. 9.9 – Quantité de suie dans le filtre lors d'une régénération et pour différentes valeurs de la température en entrée du filtre

9.2.2.5 Synthèse d'un modèle du FAP

Nous avons d'après (9.7) :

$$\alpha_m \frac{dm_p}{dt} = H - 2w \frac{dw}{dt}$$

avec $\alpha_m = \frac{1}{4\rho_p NL}$.

Nous pouvons proposer un modèle qui combine les phases de chargement et de déchargement du FAP :

$$\begin{aligned}
 \frac{dm_p}{dt} &= g_M(\phi, N, \Gamma_r, T_g^{MOT,in}, T_e^{MOT,in}) - a_0(T)m_p^{a_1}[NO]^{a_2} \\
 &\quad - a_3(T)m_p^{a_4}[NO_2]^{a_5} + \frac{\phi_w}{\alpha_m \rho_p} \frac{M_c}{M_{O_2}} \\
 &\quad \left(\left(Y_1^{1-\alpha} + \frac{(1-\alpha)B}{\alpha+2} (P_{int}^{\alpha+2} - P_1^{\alpha+2}) \right)^{\frac{1}{1-\alpha}} - Y_1 \right) \\
 \Delta P^{FAP} &= \frac{\mu Q_{vol}}{2V_{trap}} (H + w_s)^2 \left(\frac{4C_3 L^2}{3(H - 2w)^4} \right) \\
 &\quad + \frac{\mu Q_{vol}}{2V_{trap}} (H + w_s)^2 \left(\frac{w_s}{k_s H} \right) + \frac{\mu Q_{vol}}{2V_{trap}} (H + w_s)^2 \frac{1}{2k_w} \ln \left(\frac{H}{H - 2w} \right) \\
 &\quad + \frac{\mu Q_{vol}}{2V_{trap}} (H + w_s)^2 \left(\frac{4C_3 L^2}{3H^2} \right)
 \end{aligned} \tag{9.15}$$

9.2.3 Modélisation du reformeur

9.2.3.1 État de l'art

On peut citer les travaux de Javier A. Francesconi, Miguel C. Mussati et Pio A. Aguirre [82], de Troy A. Semelsberger et Rodney L. Borup [83] et de K. BENCHERIF et M. SORINE [18].

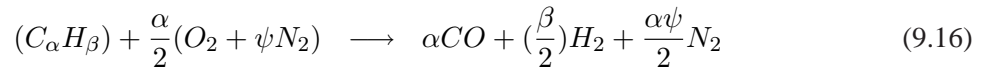
Remarques :

- le reformeur est alimenté en air et en carburant pour produire des réducteurs. Les réactions prépondérantes dans le reformeur sont des réactions d'oxydation partielle. Dans le cas du système avec pile à combustible le reformeur utilisé consomme de l'air, de l'eau et du carburant afin d'obtenir un reformage autothermale.
- les nouvelles normes européennes imposent de contrôler le taux d'hydrocarbures émises. Pour cette raison dans la modélisation du reformeur nous tenons compte du méthane. L'astuce développée dans la partie pile et qui consiste à maximiser le hamiltonian en résolvant une équation du quatrième degré n'est plus valable. Nous utilisons des méthodes classiques d'optimisation pour trouver les débits molaires qui minimisent l'énergie de Gibbs.

9.2.3.2 POX stœchiométrique

Les réactants sont l'air et le Diesel :

La réaction d'oxydation partielle (POX) peut s'écrire dans le cas de réaction parfaites stœchiométriques sous la forme :



Ce qui correspond au rapport massique suivant :

$$\lambda_{st}(a) = \left(\frac{\text{Masse de l'air}}{\text{Masse de l'essence}} \right) = \frac{M_a}{4(12 + y)}$$

On peut définir la richesse du mélange par :

$$\phi_a = \lambda_{st}(a) \cdot \left(\frac{\text{Masse de l'air}}{\text{Masse de l'essence}} \right)$$

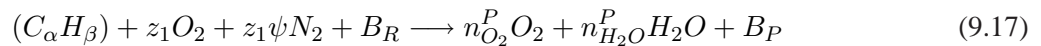
les réactants dans le reformeur sont principalement l'air et le carburant mais on peut imaginer d'autres architectures apportant des gaz neutres, des réducteurs ou de l'oxygène.

$$R = n_F^R (CH_y)_\alpha + \frac{\lambda_{st}(a) M_F n_F^R}{\phi_a M_a} O_2 + \frac{\lambda_{st}(a) M_F n_F^R}{\phi_a M_a} \psi N_2 + B_R$$

Les produits sont :

$$P = n_{CO_2} CO_2 + n_{CO} CO + n_{H_2O} H_2O + n_{H_2} H_2 + n_{O_2} O_2 + n_{N_2} N_2 + n_{CH_4} CH_4$$

La transformation globale entre les produits et les réactifs devient :



avec

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{où } B_R \text{ et } B_P \text{ sont neutres :} \\ B_X = n_{CO}^X + n_{H_2}^X H_2 + n_{CO_2}^X CO_2 + n_{H_2O}^X H_2O + n_{N_2}^X N_2 + n_{CH_4}^X CH_4, \quad (X = R \text{ ou } P) \\ z_1 = \frac{\lambda_{st} M_{fuel}}{\Phi_{O_2} m_{air}} \end{array} \right. \quad (9.18)$$

On considère n^P le vecteur des flux molaires des espèces chimiques présents en sortie du reformeur (en entrée du noxtrap si on considère que le flux moteur est dévié) :

$$n^P = (n_{O_2}^P \ n_{CO_2}^P \ n_{CO}^P \ n_{H_2O}^P \ n_{H_2}^P \ n_{CH_4}^P)^T$$

9.2.3.3 Énergie de Gibbs

En écrivant les équations de conservation de la masse (bilan atomique), on obtient le système d'équations suivant :

$$\begin{pmatrix} 2z_1 + n_{CO}^R + 2n_{CO_2}^R \\ \beta + 2n_{H_2}^R + 4n_{CH_4}^R \\ \alpha + n_{CO}^R + n_{CO_2}^R + n_{CH_4}^R \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2 & 1 & 2 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2 & 2 & 4 \\ 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} n^P \quad (9.19)$$

L'approche du réacteur de Gibbs consiste à chercher le vecteur n^P qui minimise l'énergie de Gibbs ; c'est à dire

$$\min_{n^P} G = \min_{n^P} \sum_{i=1}^{NS} [\mu_i n_i^P] = \min_{n^P} (\mu^T n^P)$$

Où on note μ^T le vecteur dont les composants sont les potentiels chimiques (μ_i). Le problème formulé est un problème d'optimisation sous contraintes puisque il faut minimiser la fonction G sous la contrainte (9.19), nous allons donc former l'Hamiltonien.

$$\left\{ \begin{array}{l} \min_{n^P} (\mu^T n^P) \\ An^P = B \text{ et } n_i^P \geq 0 \end{array} \right. \implies \min_{n^P} (H = \mu^T n^P + \lambda [An^P - B]) \quad (9.20)$$

Les potentiels chimiques peuvent être mis sous la forme :

$$\mu_j = \mu_j^0 + RT \ln \left(\frac{n_j^P}{\sum_{i=1}^{NS} n_i^P} \right) + RT \ln(P)$$

posons :

$$\begin{aligned} B_O &= 2z_1 + n_{CO}^R + 2n_{CO_2}^R \\ B_H &= \frac{y\alpha + 2n_{H_2}^R}{2} + 4n_{CH_4}^R \\ B_C &= \alpha + n_{CO}^R + n_{CO_2}^R + n_{CH_4}^R \\ E &= B_O - B_H - 2B_C \\ D &= \frac{B_H}{2} + B_C \end{aligned}$$

nous avons alors :

$$\begin{aligned}
 2n_{O_2}^P - n_{H_2}^P - n_{CO}^P - E &= 0 \\
 n_{H_2O}^P &= \frac{B_H}{2} - n_{H_2}^P - 2n_{CH_4}^P \\
 n_{CO_2}^P &= B_C - n_{CO}^P - n_{CH_4}^R \\
 \sum_{i=1}^{NS} n_i^P &= D + n_{O_2}^P - 2n_{CH_4}^R
 \end{aligned}$$

L'expression de l'Hamiltonien (9.20) devient :

$$H(n_{O_2}^P, n_{H_2}^P, n_{CO}^P, n_{CH_4}^P) = G(n_{O_2}^P, n_{H_2}^P, n_{CO}^P) + \lambda F$$

avec $F = 2n_{O_2}^P - n_{CO}^P - n_{H_2}^P - 4n_{CH_4}^P - B_O + \frac{B_H}{2} + 2B_C$

Pour déterminer $n_{O_2}^P, n_{H_2}^P, n_{CO}^P$ et $n_{CH_4}^P$ qui minimisent H nous utilisons l'algorithme quasi-Newton BFGS.

nous obtenons :

$$\begin{aligned}
 n_{O_2}^P &= n_{O_2}^P(B^R, T, P) \\
 n_{H_2}^P &= n_{H_2}^P(B^R, T, P) \\
 n_{CO}^P &= n_{CO}^P(B^R, T, P) \\
 n_{H_2O}^P &= n_{H_2O}^P(B^R, T, P) \\
 n_{CO_2}^P &= n_{CO_2}^P(B^R, T, P) \\
 n_{CH_4}^P &= n_{CH_4}^P(B^R, T, P)
 \end{aligned}$$

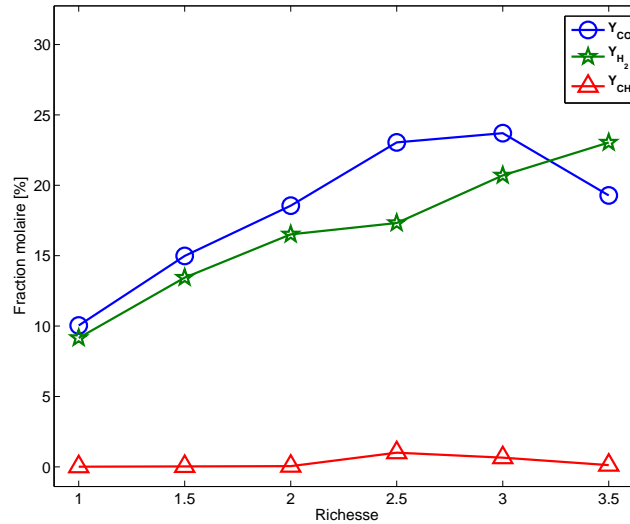


FIG. 9.10 – Composition en sortie du reformeur en fonction de la richesse en entrée

9.2.4 Modélisation du catalyseur d'oxydation

Afin d'éliminer le CO et les HC résiduel sortie moteur, un catalyseur d'oxydation (oxyder les réducteurs) est mis obligatoirement en amont du filtre à particule. Dans des architectures particulières, ce

Le catalyseur est remplacé par un Noxtrap qui combine les fonctions d'oxydations et de traitement des Nox. Dans notre cas particulier, ce catalyseur, permettra de réduire le dihydrogène H_2 et le monoxyde de carbone CO en sortie du reformeur ou le carburant en sortie de l'injecteur avec l'oxygène sortie moteur et d'augmenter la température entrée du filtre à particule. C'est donc la modélisation de la fonction thermochimique qui va être décrite. Les premiers essais ont montré qu'une simple modélisation du premier ordre ne permet pas d'expliquer les résultats des essais expérimentaux effectués.

9.2.4.1 Analyse des essais

D'après les essais et l'analyse des modèles développés, nous pouvons constater qu'il y a un déphasage entre l'instant où la température en sortie du catalyseur se stabilise et l'instant où on applique la commande (injection des réducteurs) ; figure 9.11. Ce déphasage est la combinaison d'un temps de retard pur dû au phénomène de transport de la chaleur et d'un temps de réponse dû à la convection entre les gaz et la partie solide du catalyseur.

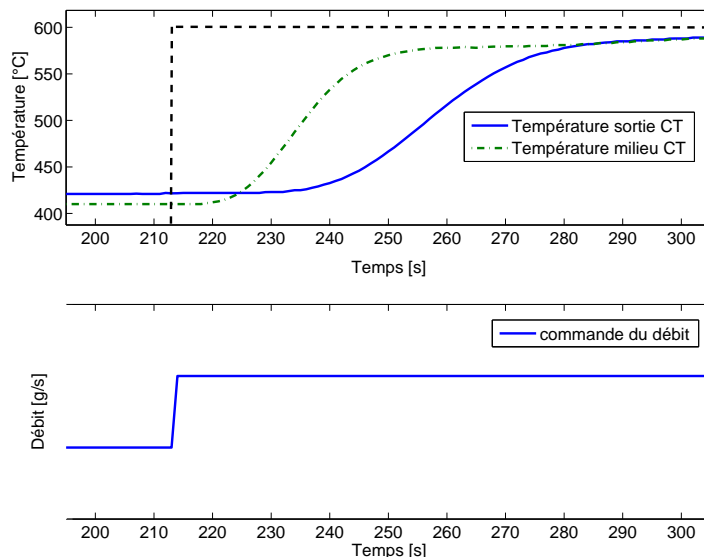


FIG. 9.11 – Température du gaz en différents endroits du catalyseur

La figure 9.11, représente la température mesurée au milieu du NOxTrap et celle mesurée à sa sortie. Ce déphasage peut être expliqué en partie, comme on va le voir par la suite, par le phénomène de transport de chaleur couplé à une convection thermique entre la paroi et les gaz d'échappement. Pour cela nous allons détailler la modélisation de la thermique du NOxTrap. Ce modèle va nous permettre de :

- comprendre les phénomènes physiques intervenant dans la combustion du NOxTrap ;
- mettre au point un simulateur du comportement thermique du NOxTrap. Ce qui va nous permettre de développer et de tester nos lois de commande de la température entrée du FAP ;
- développer une commande basée sur le modèle amélioré de la thermique du NOxTrap. Une meilleure modélisation du déphasage entre le signal de commande et la température entrée du FAP, nous per-

met de tenir compte de ce déphasage lors du développement de la loi de commande. Ce qui revient à améliorer les performances du correcteur et d'augmenter sa robustesse vis à vis des perturbations extérieures.

9.2.4.2 Hypothèses de modélisation

Nous faisons les hypothèses suivantes :

- La pression totale des gaz (P^{CT}) est constante donc des pertes de charge dans le catalyseur négligeables ;
- La description sera 1D, cette hypothèse revient à considérer que le transfert de chaleur dans les directions radiales est instantané ;
- Les pertes thermiques par rayonnement sont négligeables ;
- La vitesse des gaz (v_g) est supposée uniforme dans le catalyseur ;
- Le catalyseur est amorcé chimiquement et thermiquement.

9.2.4.3 Modélisation 1D du catalyseur

Modélisation des phénomènes chimiques Lors de la régénération, les facteurs limitants pour les réactions exothermique sont majoritairement les réducteurs. Par exemple, on peut le voir à travers la richesse dans une architecture composée d'un injecteur ⁷ dans la ligne d'échappement, et d'un moteur fonctionnant en mélange pauvre. Pour modéliser la combustion dans le catalyseur, nous considérons la réaction d'oxydation suivante :



Dans cette équation, on choisit de regrouper les espèces réductrices en une seule espèce appelée " Réducteur équivalent ". La concentration de celle-ci est obtenue en combinant les concentrations des réducteurs par leurs coefficients stœchiométriques.

L'équation de la conservation de la masse s'écrit sous la forme suivante :

$$\begin{aligned} \frac{\partial C_{R_d}}{\partial t} &= -v_g \frac{\partial C_{R_d}}{\partial z} - k C_{R_d} C_{O_2} \\ \frac{\partial C_{O_2}}{\partial t} &= -v_g \frac{\partial C_{O_2}}{\partial z} - k C_{R_d} C_{O_2} \end{aligned} \quad (9.22)$$

Avec les conditions aux limites :

$$\begin{aligned} C_{O_2}(t, z = 0) &= C_{O_2}^{in} \\ C_{R_d}(t, z = 0) &= C_{R_d}^{in} \end{aligned}$$

Les concentrations sont liées aux débits à travers une loi de comportement (type gaz parfait). Le taux de réaction k est exprimé grâce à la loi d'Arrhenius : $k = k_0 \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right)$.

⁷L'actionneur peut être un vaporisateur ou tout autre moyen d'injection de réducteurs

Une écriture matricielle des équations (9.22) correspondant à la réaction chimique (9.21) permet d'écrire :

$$\frac{\partial C}{\partial t} = -v_g \frac{\partial C}{\partial z} + \Lambda r(C, T_p) \quad (9.23)$$

avec $\Lambda = \begin{pmatrix} -1 & 0 \\ 0 & -1 \end{pmatrix}$ et $C = \begin{pmatrix} C_{R_d} \\ C_{O_2} \end{pmatrix}$

Les conditions aux limites sont :

$$C_i(t, 0) = C_i^{in}(t) \quad i \in \{R_d, O_2\}$$

Modélisation des phénomènes thermiques Le bilan enthalpique prend en compte l'ensemble des phénomènes agissant sur la température du gaz : le transport de la chaleur suivant le flux gazeux, les échanges thermiques entre la phase gazeuse et la phase solide et la conduction de chaleur.

En appliquant l'équation de conservation de l'énergie aux parties solides (parois) et fluides du catalyseur nous obtenons :

$$\begin{aligned} K_1 \frac{\partial T_g(z, t)}{\partial t} &= D_g \frac{\partial^2 T_g}{\partial z^2} - Q_g C_{p_g} \frac{\partial T_g(z, t)}{\partial z} \\ &\quad - K_g P_m (T_g(z, t) - T_p(z, t)) \\ K_2 \frac{\partial T_p(z, t)}{\partial t} &= D_p \frac{\partial^2 T_p(z, t)}{\partial z^2} \\ &\quad + K_g P_m (T_g(z, t) - T_p(z, t)) + \rho_g W_g \end{aligned} \quad (9.24)$$

avec $K_1 = \rho_g A_g C_{p_g}$, $K_2 = \rho_p A_p C_{p_p}$
avec les conditions aux limites suivantes :

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_p}{\partial z}(0, t) &= 0 & D_g \frac{\partial T_g}{\partial z}(0, t) &= -\rho_g C_{p_g} v_g (T_g(0, t) - T_g^{in}) \\ \frac{\partial T_p}{\partial z}(L, t) &= 0 & \frac{\partial T_g}{\partial z}(L, t) &= 0 \\ T_p(z, 0) &= T_p^0(x) & T_g(z, 0) &= T_g^0(x) \end{aligned}$$

Le terme W_g représente la puissance thermique dégagée par les réactions de combustion qui se passent au sein du NOxTrap ; $\rho_g W_g = \rho_g r_{R_d} \Delta H_{R_d}$.

L'expression de K_g est obtenue grâce à la formule de McAdams [29] :

$$\left\{ \begin{array}{l} K_g = \frac{\lambda_g}{D_h} c_0 (Re_g)^{c_1} P_r^{c_2} \\ Re_g = \frac{D_h}{A_g n_g} Q_g \\ c_0 = 0.2, \quad c_1 = 1, \quad c_2 = 0.4 \end{array} \right.$$

Synthèse d'un modèle 1D du catalyseur En calculant le nombre de Péclet, $Pe_i = \frac{v_g L}{D_g}$, on trouve un coefficient de l'ordre de 10^3 . On peut alors négliger les phénomènes de diffusion par rapport à ceux de transport.

Le modèle 1D complet résulte des équations de conservation de la masse et de l'énergie associées à des lois de comportement et des conditions aux limites.

$$\begin{aligned}
 K_1 \frac{\partial T_g(z, t)}{\partial t} &= -Q_g C_{p_g} \frac{\partial T_g(z, t)}{\partial z} - K_g P_m (T_g(z, t) - T_p(z, t)) \\
 K_2 \frac{\partial T_p(z, t)}{\partial t} &= D_p \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2} + K_g P_m (T_g(z, t) - T_p(z, t)) + \rho_g W_g \\
 \frac{\partial C}{\partial t} &= -v_g \frac{\partial C}{\partial z} + \Lambda r(C, T_p)
 \end{aligned}$$

avec les conditions aux limites :

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial T_p}{\partial z}(L, t) &= 0 & T_g(0, t) &= T_g^{in} \\
 T_g(z, 0) &= T_g^0(x) & \frac{\partial T_p}{\partial z}(0, t) &= 0 \\
 T_s(z, 0) &= T_s^0(x) & C(t, z=0) &= C^{in}
 \end{aligned}$$

Analyse du modèle chimique en vue de la réduction Nous allons résoudre l'équation du bilan massique afin d'aboutir à une description de la solution exacte d'un point de vue spatial. Cette analyse appuiera nos choix sur les points d'approximation de l'équation (différence finie) ou de la solution (collocation) pour le passage d'un modèle 1D à un modèle 0D. Dans l'équation (9.22), en posant $x = C_{R_d}$ et $w = C_{O_2}$ et en utilisant la méthode des caractéristiques ($s = t + \frac{z}{v_g}$), on obtient :

$$\begin{aligned}
 \frac{dx}{ds} &= -kxw \\
 \frac{dw}{ds} &= -kxw \\
 x(s_0) &= x_0 & w(s_0) &= w_0
 \end{aligned}$$

On peut remarquer que $x - w = \alpha$ où α est une constante qui dépend des conditions initiales : $\alpha = x_0 - w_0 < 0$.

$$\frac{dx}{ds} = -kx(x - \alpha)$$

La résolution de cette équation différentielle nous donne :

$$x(s) = \frac{x_0(w_0 - x_0)e^{(-k(w_0 - x_0)(s - s_0))}}{w_0 - x_0 e^{(-k(w_0 - x_0)(s - s_0))}} \quad (9.25)$$

d'autre part,

$$w(s) = x(s) - \alpha = \frac{w_0(w_0 - x_0)}{w_0 - x_0 e^{(-k(w_0 - x_0)(s - s_0))}}$$

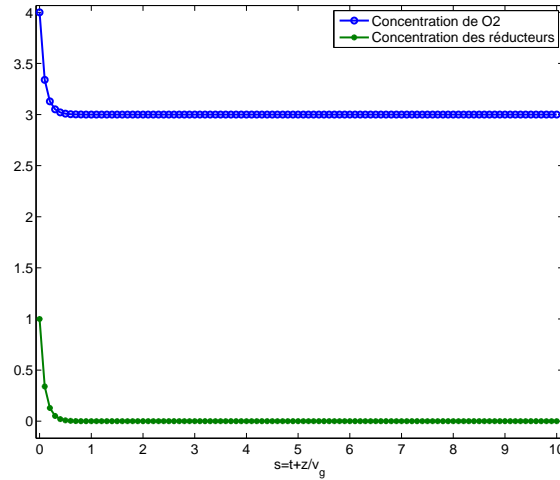


FIG. 9.12 – Concentration des différents espèces chimiques dans le catalyseur

9.2.4.4 Proposition d'un modèle 0D du catalyseur

Il s'agit de diviser le domaine spatial par un nombre fini de points (N_d) et d'approcher les dérivées par rapport à la variable d'espace par des formules d'Euler⁸. Cette méthode revient à approcher la solution du système EDP par des fonctions linéaires par morceaux dans le domaine spatial. Il existe d'autres méthodes de réduction d'EDP, telle que la collocation orthogonale (voir [84]). En appliquant la méthode d'Euler au système (9.2.4.3) nous obtenons :

$$K_1 \frac{dT_{g,i}}{dt} = -Q_g C_{p_g} \frac{T_{g,i} - T_{g,i-1}}{\Delta z} - K_g P_m (T_{g,i} - T_{p,i}) \quad (9.26)$$

$$K_2 \frac{dT_{p,i}}{dt} = \frac{D_p}{\Delta z^2} (T_{p,i+1} - 2T_{p,i} + T_{p,i-1}) \quad (9.27)$$

$$-K_g P_m (T_{p,i} - T_{g,i}) + \rho_g r_{R_d,i} \Delta H_{R_d} \quad (9.28)$$

pour $i = 1..N_d$

Dans le cas où $N_d = 4$, nous avons $\Delta z = \frac{L^{CT}}{4}$. En utilisant la solution exacte de C_{R_d} donnée par la formule (9.25), nous en déduisons que la concentration des réducteurs est très faible pour $z \geq \frac{L^{CT}}{4}$. En particulier $C_{R_d,1}(t) = C_{R_d}(z = \frac{L}{N_d}, t) \approx 0$ pour $t > 0.5s$. Notons $L_4 = \frac{L^{CT}}{4}$.

$$\frac{dC_{R_d,1}(t)}{dt} = \frac{Q_g C_{R_d}^{in}}{\rho_g A_g L_4} - r_{R_d,1} \approx 0$$

ce qui permet d'écrire $r_{R_d,1} = \frac{Q_g C_{R_d}^{in}}{\rho_g A_g L_4}$. Nous utilisons la simplification suivante : $r_{R_d,i} \approx 0$ pour $i > 1$.

⁸Nous avons choisi une méthode d'ordre 1.

En utilisant la loi des gaz parfaits ainsi que le rendement théorique de l'actionneur, le taux de réaction s'écrit en fonction du débit de carburant injecté de la façon suivante :

$$W_g = \frac{M^{MOT}}{A_g L^{CT}} \frac{P^{CT,in}}{r T_g^{in}} \eta^{INJ} PCI_{fuel} Q_{fuel}^{INJ} \quad (9.29)$$

L'influence de la diffusion est illustrée par la figure 9.13

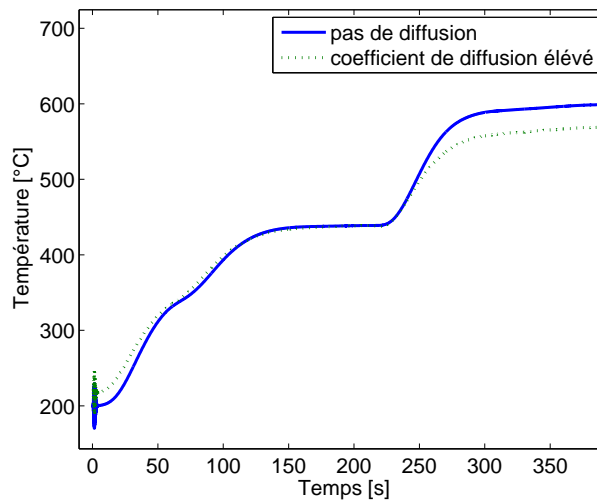


FIG. 9.13 – Influence de la diffusion sur la température en sortie du catalyseur

On constate que la diffusion au niveau de la paroi ne permet pas d'expliquer le déphasage entre le temps d'application de la commande (débit d'air du reformeur) et la température sortie du catalyseur. Pour ce qui suit, nous négligeons l'effet de la diffusion.

9.2.4.5 Modèle réduit pour la commande

Une représentation d'état possible pour la combustion dans le catalyseur est :

$$\Sigma : \begin{cases} \dot{X} = (A_0 + \mathbf{Q}_g A_1)X + uB + VT_g^{in} \\ Y = CX \end{cases} \quad (9.30)$$

avec $u = Q_{fuel}^{INJ}$, $X = (T_{g,1} \ T_{p,1} \ \dots \ T_{g,N_d} \ T_{p,N_d})^T$, $B = (b_1 \ 0 \ \dots \ 0)^T$, $V = (v_1 \ 0 \ \dots \ 0)^T$, $C = (0 \ \dots \ 0 \ 1 \ 0)$ et

$$A = \begin{pmatrix} -\frac{Q_g C_{p_g} + K_g S}{K_g S} & \frac{K_g S}{K_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_1}{K_g S} & -\frac{K_1}{K_g S} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_2}{Q_g C_{p_g}} & 0 & -\frac{Q_g C_{p_g} + K_g S}{K_1} & \frac{K_g S}{K_1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{K_1}{K_g S} & -\frac{K_1}{K_g S} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{K_2}{Q_g C_{p_g}} & 0 & -\frac{Q_g C_{p_g} + K_g S}{K_1} & \frac{K_g S}{K_1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{K_1}{K_g S} & -\frac{K_1}{K_g S} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{K_2}{Q_g C_{p_g}} & 0 & -\frac{Q_g C_{p_g} + K_g S}{K_1} & \frac{K_g S}{K_1} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{K_1}{K_g S} & -\frac{K_1}{K_g S} \end{pmatrix}$$

9.3 Modélisation du module de traitement thermique (MTT)

La littérature sur le circuit de refroidissement du moteur thermique est abondante, on peut se référer par exemple à [85]. Les auteurs utilisent les principes de la thermodynamique pour analyser les transferts thermiques dans les moteurs automobiles. On peut citer la conclusion à laquelle abouti les auteurs :

Les transferts thermiques sont essentiels afin de garantir la tenue thermomécanique du moteur, cela au détriment du rendement global. Les fluides eau/huile/air assurent les transferts thermiques de la chaleur entre les zones de fort dégagement thermique et l'extérieur du système. L'efficacité du transfert thermique dépend des caractéristiques thermophysiques du fluide et de la configuration des systèmes de refroidissement utilisés. Pour cela, deux systèmes de refroidissement sont utilisés.

Le premier est basé sur une circulation interne au moteur d'un fluide de refroidissement constitué d'un mélange d'eau et de glycol. Le liquide de refroidissement échange de la chaleur avec les parois internes du moteur par convection et plus rarement par convection-ébullition. L'écoulement est supposé turbulent quelles que soient les conditions de fonctionnement. Les corrélations de Colburn et de Chen permettent une modélisation efficace de ces échanges. Les niveaux de puissance échangée par le liquide de refroidissement sont importants. Les coefficients d'échange convectif varient entre 200 et 10 000 W m⁻² K⁻¹. L'analyse a démontré que les paramètres prédominants sont la température et le débit du fluide de refroidissement. Ces échanges ont un impact très important sur la consommation et sur les niveaux d'émissions polluantes, car ils déterminent les conditions d'équilibre thermique de la chambre de combustion du point de vue thermodynamique et thermochimique.

Le second système mis en jeu est le système de lubrification pour l'évacuation des puissances générées par frottements et pour le refroidissement des pistons. Les échanges sont de type convectif. L'écoulement de l'huile reste laminaire dans les montées sous pression et dans les conduits de redescende sous gravité. Il n'est turbulent que dans le cas du refroidissement des fonds de pistons. Les pertes vers l'environnement extérieur sont de type convectif et radiatif. Du fait de l'environnement sous-capot, qui est confiné et contraint dans son architecture, la modélisation des échanges est très complexe et fait généralement appel à des outils de simulation numérique 3D.

Chapitre 10

Modélisation du GMP avec moteur thermique Diesel et filtre à particules

Ce chapitre contient des modèles des différents composants du groupe motopropulseur avec moteur thermique dépollué. On trouvera la modélisation du stock d'huile (facteur à optimiser pour améliorer l'autonomie du véhicule) ainsi que quelques références sur la modélisation des boîtes à vitesses mécaniques. Nous présentons également une synthèse du modèle du groupe motopropulseur ainsi qu'une validation expérimentale des différents modèles développés.

10.1 Modélisation du convertisseur de puissance (CP) : la boîte à vitesse

Dans [86], Pietro Dolcini, Hubert Béchart, et Carlos Canudas de Wit proposent une modélisation dynamique de la boîte à vitesse. Dans [87], A.R. Crowther et N. Zhang développent un modèle pour l'analyse des vibrations de la boîte à vitesse.

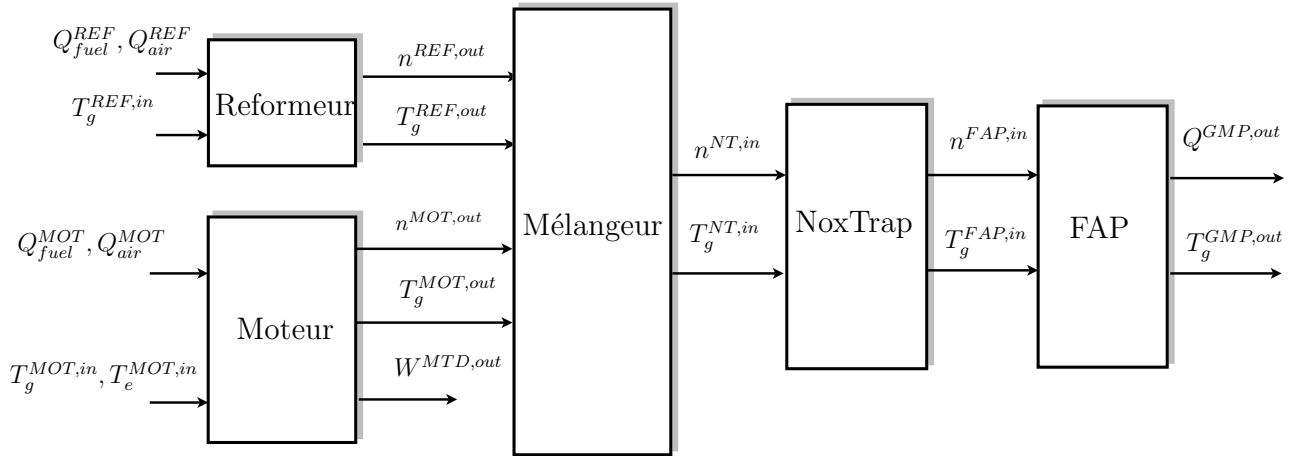
10.2 Modélisation du stock d'huile

A chaque fois que nous injectons du carburant dans les cylindres du moteur thermique, un pourcentage de la quantité d'huile présente dans les cylindres se dégrade. Cette huile est utilisée sur la base comme lubrifiant pour faciliter le mouvement du piston. Le stock d'huile utile dépend alors de la quantité de carburant injecté. En particulier la quantité d'huile utile diminue lorsque nous utilisons le moteur thermique pour élever la température en amont du FAP lors de la régénération du filtre à particule pour une architecture utilisant un cinquième injecteur.

La modélisation de du stock d'huile est faite à partir d'une cartographie déterminée à partir d'une étude statistique de plusieurs types de roulage : $\dot{S}O_h = f_h$

10.3 Synthèse du modèle du GMP/MTD

Le modèle globale du groupe motopropulseur GMP/MTD résulte du regroupement des différents modèles développés pour chacun des éléments du GMP.



Equations d'état

$$\begin{aligned}
 \dot{T}_g^{CT} &= (A_0 + \mathbf{Q}_g A_1) T_g^{CT} + uB + VT_g^{in} \\
 \dot{m}_p &= g_M(\phi, N, \Gamma_r, T_g^{MOT,in}, T_e^{MOT,in}) \\
 \dot{SO}_h &= f_h
 \end{aligned} \tag{10.1}$$

Equations de sortie

$$y = \begin{pmatrix} T_g^{CT,out} \\ m_p \\ \Delta P^{FAP} \\ Q^{GMP,out} \\ W^{GMP,out} \\ SO_h \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} CT_g^{CT} \\ m_p \\ f_P(m_p, Q_g^{MOT}, T_g^{FAP}) \\ Q^{FAP,out} \\ \eta_{org} W_{cyl} \\ SO_h \end{pmatrix} \tag{10.2}$$

10.4 Identification et validation

Les essais utilisés pour l'identification ou la validation sont réalisés dans les cadres des projets IDEAS et EPM présentés dans la partie I.

10.4.1 Catalyseur d'oxydation

A partir des différents essais réalisés nous avons pu identifier les paramètres du modèle. Nous avons utilisé par la suite un deuxième jeu d'essais pour la validation. Les paramètres du modèle peuvent être

représentés par le vecteur :

$$\mathbf{V}_{\text{par}} = \left(\eta^{INJ} \quad c_0 \quad D_p \right)^T.$$

L'identification consiste à trouver le vecteur V_{param} qui minimise le critère des moindres carrés :

$$J(\mathbf{V}_{\text{par}}) = \sum_{i,j} (T_{i,j}^{mes} - T_{i,j}^{mdl}(\mathbf{V}_{\text{par}}))^2 \quad (10.3)$$

avec

- $T_{i,j}^{mes}$: température mesurée au j^{me} essai à l'instant $t = i$.
- $T_{i,j}^{mdl}(\mathbf{V}_{\text{par}})$: température calculée en utilisant le modèle.

Corrélation avec les essais :

Les essais ont été réalisés dans le cadre des projets IDEAS (banc moteur) et EPM (banc moteur).

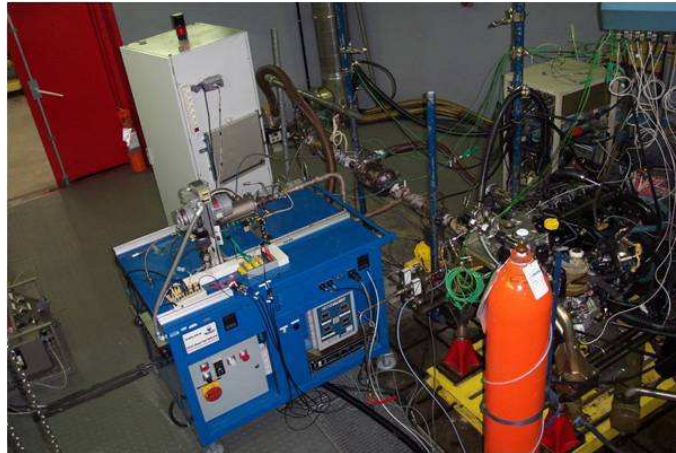


FIG. 10.1 – Banc moteur du projet IDEAS

- Pour un débit de gaz en sortie du moteur élevé, nous effectuons plusieurs échelons de consigne du débit injecté par le système d'injection des réducteurs.

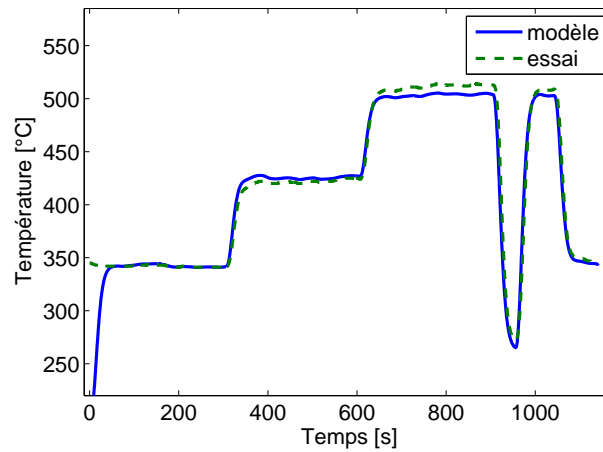


FIG. 10.2 – Corrélation du modèle pour un essai à débit moteur constant (élevé)

- Pour un faible débit de gaz en sortie du moteur, nous effectuons un échelon de consigne du débit injecté par le système d'injection des réducteurs.

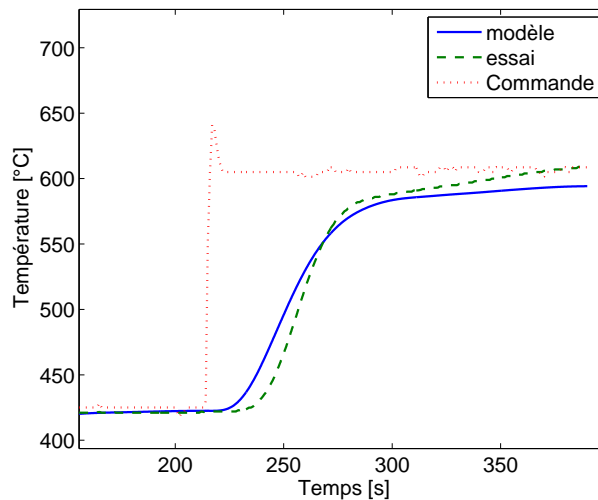


FIG. 10.3 – Corrélation du modèle pour un essai à débit moteur constant (faible)

- Pour un cycle NEDC ¹ nous obtenons la corrélation suivante :

¹C'est le cycle d'homologation de tout véhicule léger en Europe. Il représente la combinaison d'un cycle urbain (ECE) et d'un cycle extra-urbain (EUDC). La vitesse du véhicule pendant le cycle urbain varie entre 0 et 50 km/h et elle varie de 0 à 120 km/h pendant le cycle extra-urbain.

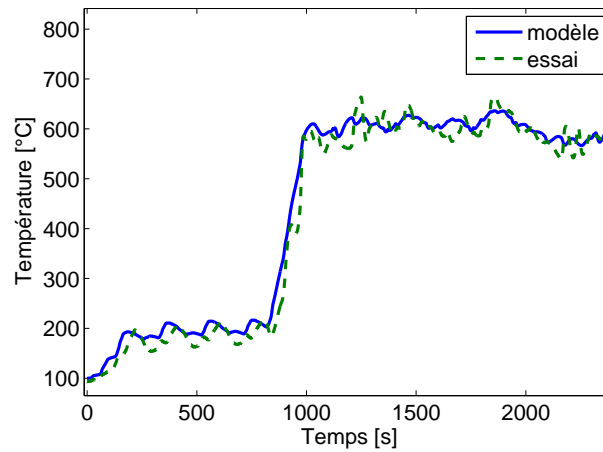


FIG. 10.4 – Corrélation du modèle en boucle fermé (correcteur PID) pour des transitoires rapides (deux cycles NEDC)

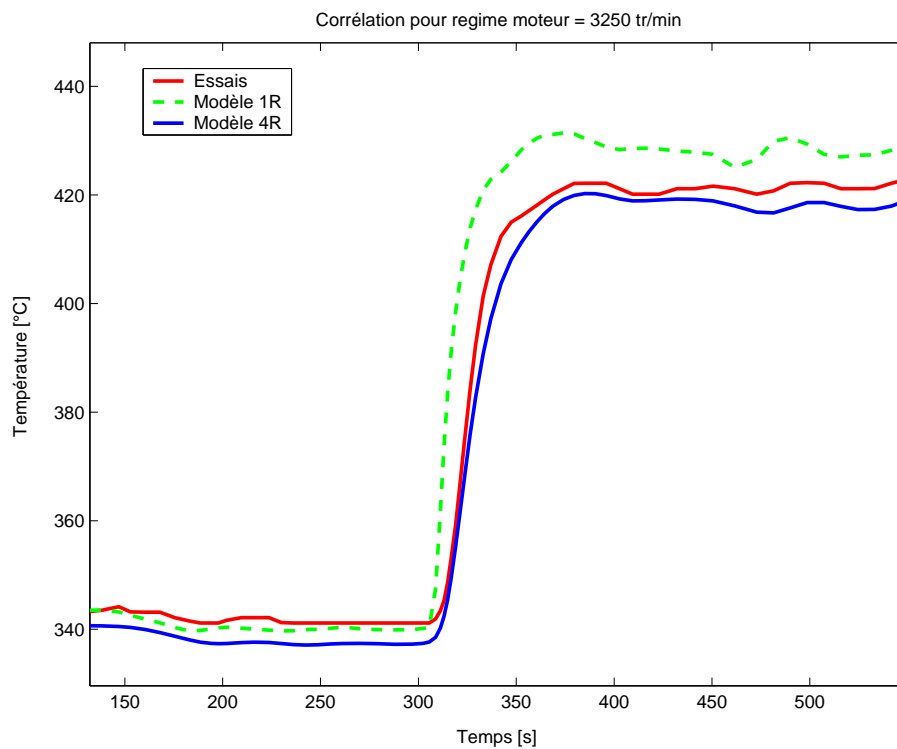


FIG. 10.5 – Corrélation entre température mesurée et sortie modèle lors d'un échelon du débit d'air dans le reformeur et pour un débit sortie moteur fixé, Projet (IDEAS)

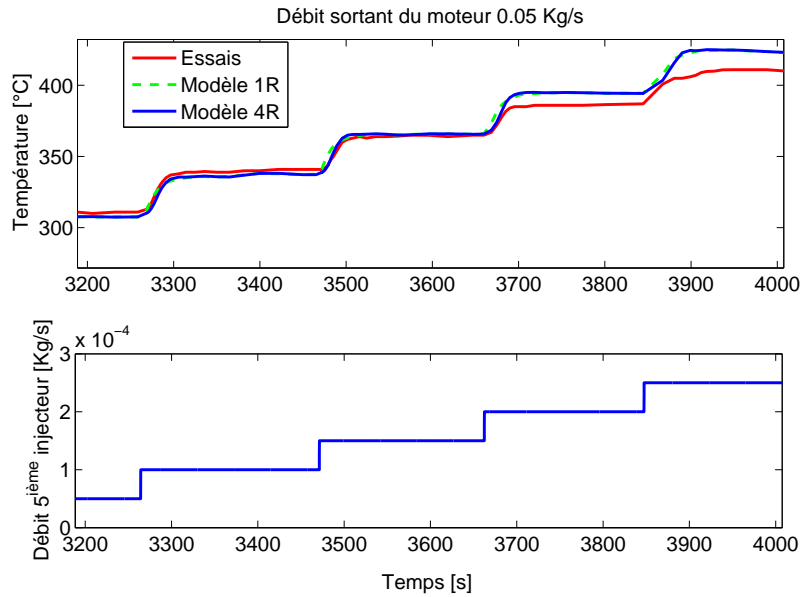


FIG. 10.6 – Comparaison entre mesures et modèle : plusieurs échelons du débit du 5^{ème} injecteur, débit moteur élevé. Projet (EPM)

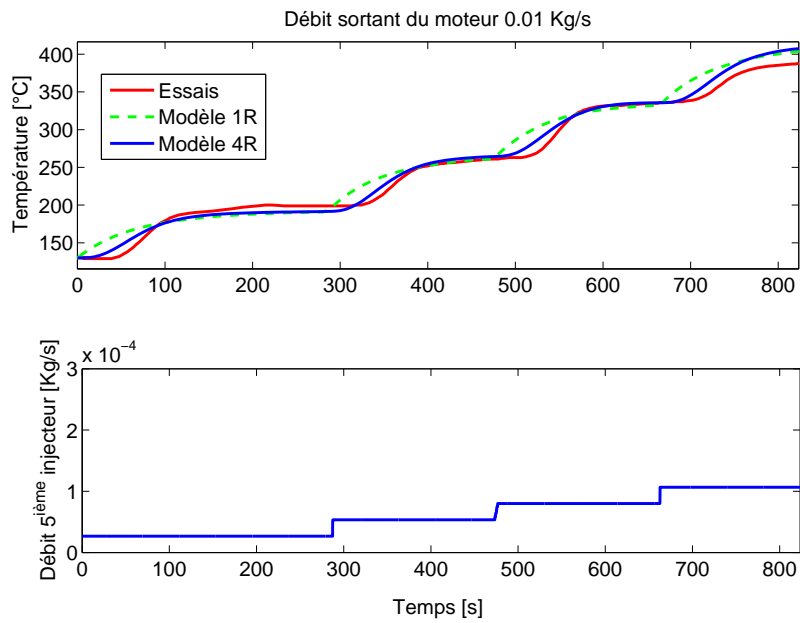


FIG. 10.7 – Comparaison entre mesures et modèle : plusieurs échelons du débit du 5^{ème} injecteur, débit moteur faible. Projet (EPM)

10.4.2 Filtre à Particules

Identification

A partir des différents essais réalisés nous avons pu identifier les paramètres du modèle. Nous avons utilisé par la suite un deuxième jeu d'essais pour la validation. Les paramètres du modèle peuvent être représentés par le vecteur :

$$\mathbf{V}_{\text{par}} = (k_s \quad k_w \quad C_3)^T.$$

L'identification consiste à trouver le vecteur V_{param} qui minimise le critère des moindres carrés :

$$J(\mathbf{V}_{\text{par}}) = \sum_{i,j} (\Delta P_{i,j}^{mes} - \Delta P_{i,j}^{mdl}(\mathbf{V}_{\text{par}}))^2 \quad (10.4)$$

avec

- $\Delta P_{i,j}^{mes}$: pression mesurée au j^{me} essai à l'instant $t = i$.
- $\Delta P_{i,j}^{mdl}(\mathbf{V}_{\text{par}})$: pression calculée en utilisant le modèle.

Corrélation expérimentale

Plusieurs séries d'essais sont réalisées. Certains de ces essais sont sur bancs moteurs ; ce sont essentiellement des essais en statique. D'autres essais sont réalisés sur banc à rouleaux ou directement sur véhicules ; ce sont essentiellement des essais en dynamique. Nous illustrons quelques exemples de validations de nos modèles sur banc moteur sur banc à rouleaux et sur véhicules.

Quelques validations en statique :

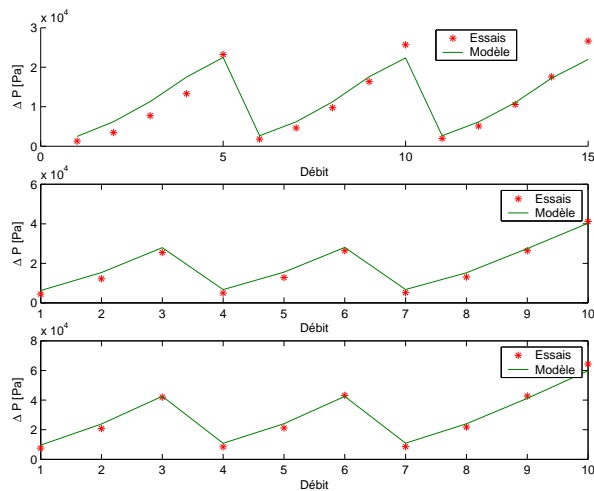


FIG. 10.8 – Sic 1L9

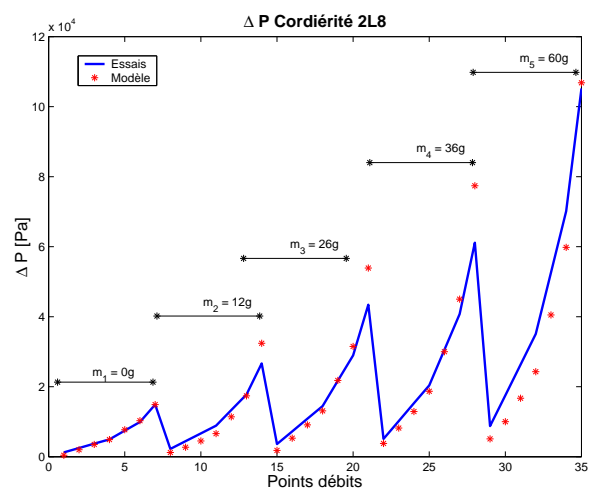


FIG. 10.9 – Cordiérité 2L8

Quelques validations en dynamique :

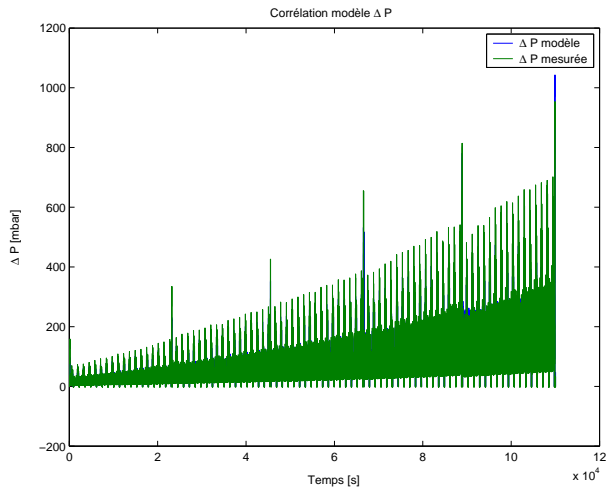


FIG. 10.10 – Corrélation dynamique sur 500 km

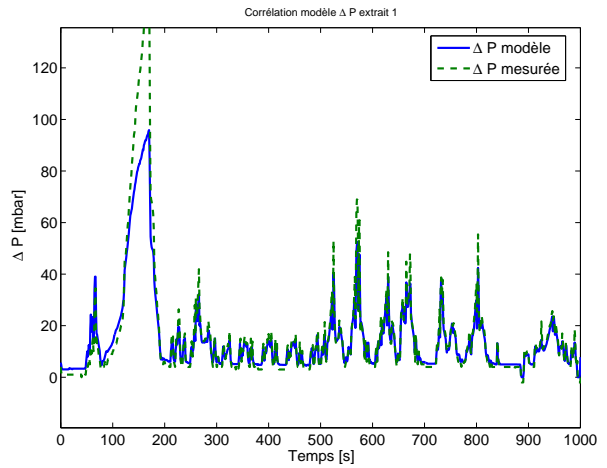


FIG. 10.11 – Comparaison modèle-essai entre les instants 0 et 1000s

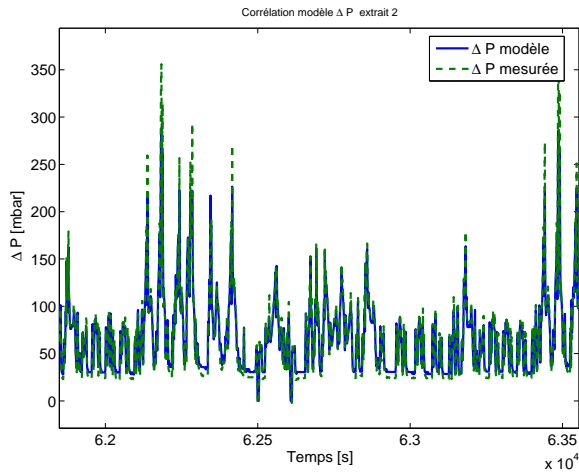


FIG. 10.12 – Comparaison modèle-essai entre les instants 62000 et 63500s

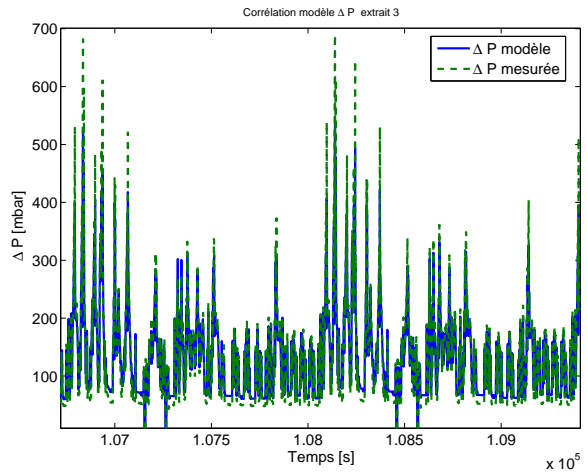


FIG. 10.13 – Comparaison modèle-essai entre les instants 107000 et 109000s

Validation du modèle de la perte de charge en présence de la régénération passive :

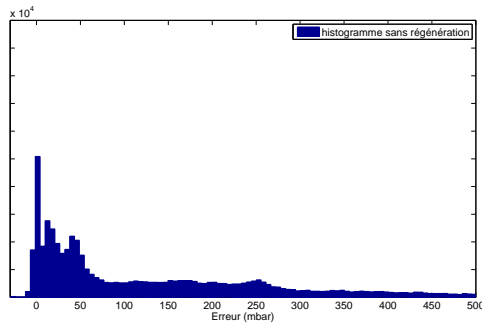


FIG. 10.14 – Histogramme du modèle sans régénération

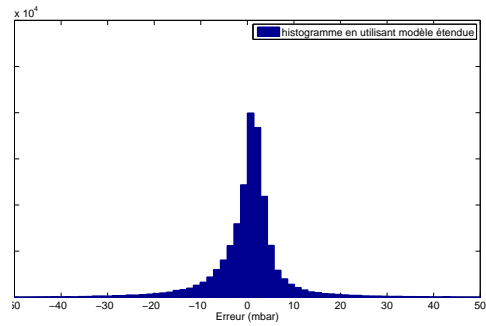


FIG. 10.15 – Histogramme du modèle avec régénération

Sur la figure 10.16, nous traçons les courbes pressions modélisées en fonctions des résultats de mesures. Nous remarquons, que dans le cas où il y a régénération passive, le modèle avec régénération passive développé dans la partie 9.2.2.3 décrit bien ce phénomène.

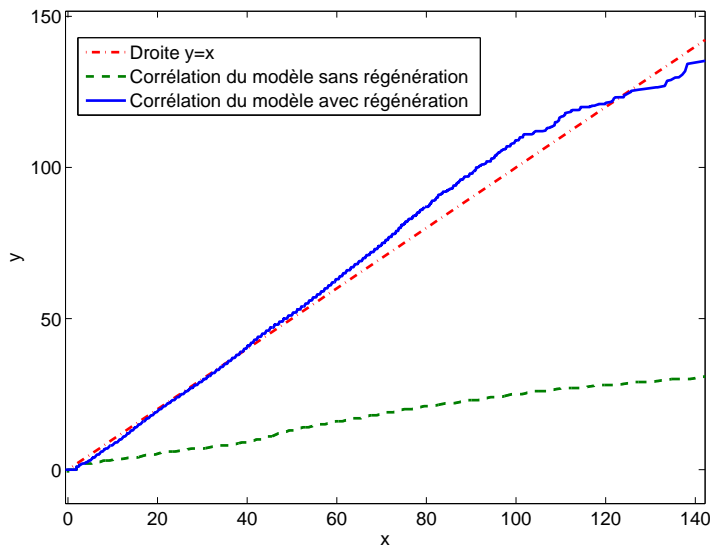


FIG. 10.16 – Comparaison entre le modèle de perte de charge avec régénération passive et sans régénération passive

10.5 Conclusion

Dans les chapitres 9 et 10 , on peut retenir les points suivants :

- Nous avons développé des modèles des différents composants du GMP/MTD. Ces modèles sont obtenus à partir des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie et à partir des équations d'état des fluides (relation des gaz parfait, équations d'incompressibilité...). Ces modèles sont à bases, pour la plupart, d'équations aux dérivées partielles. Ils prennent en compte différents phénomènes physico-chimiques : la diffusion, le transport des gaz,

les réactions chimiques (combustion, catalyse) et les phénomènes pneumatiques (perte de charge d'un gaz dans un milieu poreux). Nous avons développé également des versions simplifiées et réduites des modèles en utilisant différentes techniques de réduction (analyse dimensionnelle, méthode des caractéristiques, différence finie, séparation des échelles du temps). En particulier, nous avons développé un modèle simplifié du moteur thermique, du reformeur, des catalyseurs d'oxydation² et du filtre à particules.

- Nous avons étudié l'influence de la perte de charge du système de dépollution sur le moteur thermique ce qui nous a permis d'écrire la puissance effective du moteur en fonction des pressions à l'échappement et notamment en fonction de la masse de suies dans le filtre à particules. Cette étude permet de déterminer la masse limite à partir de laquelle nous avons intérêt à régénérer le filtre. Nous pouvons alors (en termes de rendement du système) découpler le fonctionnement moteur de celui du post-traitement.
- Nous avons proposé un modèle de perte de charge du filtre à particules lorsque ce dernier est en phase de régénération passive ce qui représentait un des points durs de la modélisation du filtre.
- Après avoir développé un modèle 1D du catalyseur d'oxydation, nous avons utilisé la méthode de caractéristiques pour analyser le modèle. L'analyse nous a permis de localiser les réactions chimiques au sein du catalyseur. Nous avons utilisé cette information pour obtenir un modèle 0D réduit.
- Les résultats des essais corrélaient bien avec le modèle, ce qui permet de valider les approches de modélisation suivies et de vérifier les différentes hypothèses prises en compte.
- Le travail de modélisation et de réduction de modèle constitue le support de l'algorithme de régulation et d'estimation et de diagnostic ce qui permet d'optimiser les différents algorithmes et de gagner en temps de mise au point.

²Respectivement NOxTrap

Chapitre 11

Module de commande et de diagnostic (MCD)

Ce chapitre concerne le module de commande et de diagnostic du système moteur thermique Diesel. Nous reprenons dans ce chapitre le problème d'optimisation formalisé dans la première partie. Nous proposons ensuite une loi de commande du groupe motopropulseur. On trouvera ainsi le développement d'algorithmes de commande pour la régulation thermique des gaz en entrée du filtre à particules ainsi que des lois de surveillance et de diagnostic de la masse de suies dans le filtre et du rendement de l'actionneur utilisé pour la régénération du filtre. Nous terminons ce chapitre par des résultats de validation en simulation, sur banc moteurs et sur véhicules des différentes lois de commande et de diagnostic.

11.1 Application pour l'estimation

11.1.1 Étude de sensibilité du modèle de chargement du Filtre à Particules

L'étude de sensibilité du chargement du filtre à particules va nous permettre de déterminer les plages de fonctionnement du système durant lesquelles on peut faire confiance aux données mesurées. En effet, en se fixant une précision sur la masse de suie qu'on veut estimer, et en tenant compte de la précision du capteur de pression, nous pouvons déterminer la plage de fonctionnement du moteur où notre mesure a un sens.

- $\frac{dm}{m}$ représente la précision qu'on cherche à atteindre sur l'estimation de la masse de suie.
- $\frac{d\Delta P}{\Delta P}$ représente l'incertitude du capteur qui mesure la perte de charge au niveau du FAP.
- $\frac{dQ_g^{mot}}{Q_g^{mot}}$ représente l'incertitude que nous avons sur l'estimation du débit de gaz à l'entrée du FAP
- $\frac{dT_g^{in}}{T_g^{in}}$ représente l'incertitude du thermocouple à l'entrée du FAP

Nous avons

$$\Delta P = f(m_p, Q_g^{mot}, T_g^{in})$$

Pour alléger l'écriture des équations nous allons noter m pour m_p , Q pour Q_g^{mot} et T pour T_g^{in}

$$\Rightarrow \frac{d\Delta P}{\Delta P} = \left[\frac{m}{\Delta P} \frac{\partial f}{\partial m} \right] \frac{dm}{m} + \left[\frac{Q}{\Delta P} \frac{\partial f}{\partial Q} \right] \frac{dQ}{Q} + \left[\frac{T}{\Delta P} \frac{\partial f}{\partial T} \right] \frac{dT}{T}$$

- Calcul de $\frac{\partial f}{\partial m}$:

$$\begin{aligned} \frac{\partial f}{\partial m} &= \frac{\partial f}{\partial w} \frac{\partial w}{\partial m} \\ &= \frac{\mu \rho_g Q}{2V_{trap}} (H + w_s)^2 \left[\frac{1}{k_w} \frac{1}{H - 2w} + \frac{32FL^2}{3} \frac{1}{(H - 2w)^5} \right] \end{aligned}$$

- Calcul de $\frac{\partial f}{\partial Q}$:

$$\frac{\partial f}{\partial Q} = \frac{\Delta P}{Q}$$

- Calcul de $\frac{\partial f}{\partial T}$:

$$\frac{\partial f}{\partial T} = \frac{\Delta P}{T}$$

Nous avons alors :

$$\begin{aligned} \frac{d\Delta P}{\Delta P} &= \frac{m}{\Delta P} \frac{\mu \rho_g Q}{2V_{trap}} (H + w_s)^2 \left[\frac{1}{k_w} \frac{1}{H - 2w} + \frac{32FL^2}{3} \frac{1}{(H - 2w)^5} \right] \frac{dm}{m} + \frac{dQ}{Q} + \frac{dT}{T} \\ &= Q d_m^0 \frac{dm}{m} + \frac{dQ}{Q} + \frac{dT}{T} \end{aligned} \quad (11.1)$$

Le cahier de charge nous spécifie un objectif de précision sur la masse de suie estimée

$$\left(\frac{\Delta m}{m} \right)_{target} = 3gl^{-1}$$

en d'autre terme

$$\sup \left| \frac{dm}{m} \right| < \left(\frac{\Delta m}{m} \right)_{target} = \Delta_m^t$$

Notant $\Delta_P = \frac{d\Delta P}{\Delta P}$, $\Delta_Q = \frac{dQ}{Q}$, $\Delta_T = \frac{dT}{T}$ et $\Delta_m = \frac{dm}{m}$. Le but du calcul étant de chercher la limite supérieure de l'incertitude absolue Δ_m , il faut prendre la valeur absolue de chaque coefficient des incertitudes partielles et faire la somme : (la valeur absolue d'une somme est inférieure ou égale à la somme des valeurs absolues)

$$\Delta_m \leq \frac{1}{Q |d_m^0|} (\Delta_P + \Delta_Q + \Delta_T) < \Delta_m^t$$

ce qui revient à

$$Q > \frac{\Delta_P + \Delta_Q + \Delta_T}{|d_m^0| \Delta_m^t}$$

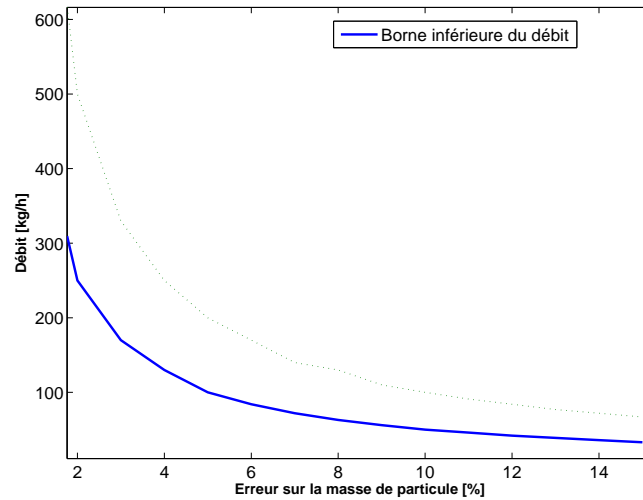


FIG. 11.1 – Borne inférieure du débit requis en fonction de la précision désiré sur la masse de suies

11.1.2 Estimation de masse de suie dans le FAP

Considérant l'estimateur suivant :

$$\begin{aligned} \frac{d\hat{m}_p}{dt} &= g_M(\phi, N, \Gamma_r, T_g^{MOT,in}, T_e^{MOT,in}) - K_{ob}(f(\hat{m}_p, Q_g^{mot}, T_g^{in}) - y_{mes}) \\ &\quad - k(T)[NO_x]^{\alpha_1} m_p^{\alpha_2} \\ y_{est} &= \hat{m}_p \end{aligned} \quad (11.2)$$

La figure 10.8 nous montre que l'estimation de la masse en utilisant l'information de la perte de charge au niveau du FAP est difficile à réaliser pour les faibles débits. En effet, lorsque le débit moteur est faible, les courbes de la perte de charges se rapprochent ce qui fait qu'on ne peut plus déterminer la masse avec précision.

L'idée consiste alors à donner plus de poids au modèle qui nous donne les particules à la sortie du moteur.

Remarque : il y a une étude statistique à faire

Pour ce fait, le gain K_{ob} sera exprimé en fonction du débit moteur.

$$K_{ob} = \alpha k(Q_g^{mot}, [NO_x], T_e^{fap})$$

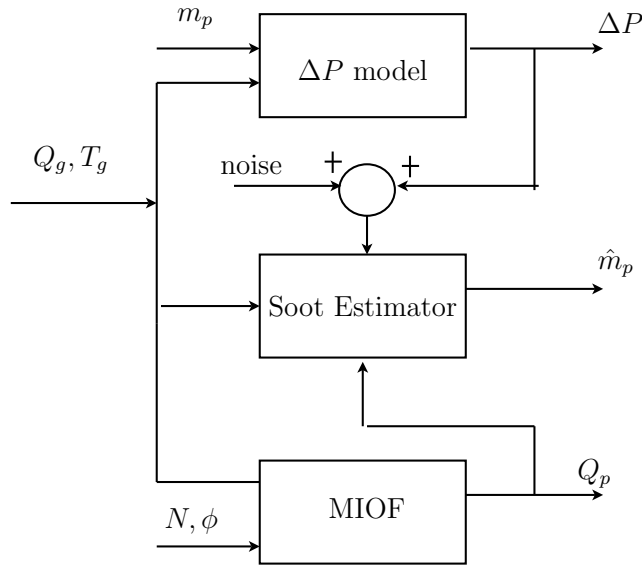


FIG. 11.2 – Estimateur de masse : combinaison entre le modèle moteur et les données du capteur

11.1.2.1 Modélisation simplifiée pour le calcul du gain de Kalman

Nous allons linéariser l'équation (9.15). (v, w) sont des bruits de mesure et u c'est notre modèle de suie émises du moteur : $B = 1$ et $u = g_M$. A et C sont les linéarisés de g_R et f_P .

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = Ax + Bu + v \\ y = Cx + w \end{cases}$$

La structure du filtre de Kalman est donnée par :¹

$$\begin{cases} \frac{d\hat{x}}{dt} = Bu - K(C\hat{x} - y) \\ K = \frac{-PC}{W} \\ \dot{P} = AP + PA^T - PC^T W^{-1} CP + V \end{cases}$$

Nous avons $A = 0$ car le débit de suies émis par le moteur ne dépend pas de la masse de particules dans le FAP

$$\begin{cases} \frac{d\hat{x}}{dt} = Bu - K(C\hat{x} - y) \\ K = \frac{-PC}{W} \\ \dot{P} = -P^2 C^2 W^{-1} + V \end{cases}$$

Kalman au sens stationnaire ($\dot{P} = 0$) et en plus C disparaît (le modèle DP)

¹(V, W) variance du bruit

$$\begin{cases} \frac{d\hat{x}}{dt} = Bu + K(C\hat{x} - y) \\ K = -\sqrt{\frac{V}{W}} \end{cases} \quad (11.3)$$

Le gain se retrouve seul uniquement en fonction des variances V et W .

11.1.2.2 Le gain de Kalman en régime non-stationnaire

Résolution de façon analytique, soit $Z = \frac{1}{P}$, on pose $a = C^2W^{-1}$ alors

On doit résoudre :

$$\dot{P} = -aP^2 + V$$

Sans le second membre V , cette équation devient :

$$-P^2 dZ = -aP^2 dt$$

On obtient alors :

$$Z = at$$

Donc la solution globale est donnée par

$$P = \frac{W}{C^2t} + \frac{\sqrt{WV}}{C}$$

Alors

$$\begin{cases} \frac{d\hat{x}}{dt} = Bu + K(C\hat{x} - y) \\ K = \frac{1}{Ct} + \sqrt{\frac{V}{W}} \end{cases}$$

Ce qui nous donne l'effet C sur le gain de Kalman.

11.1.2.3 Estimation de la quantité de suies dans le FAP

Considérons l'estimateur :

$$\begin{cases} \frac{d\hat{m}_p}{dt} = g_M(\phi, N, \Gamma_r, T_g^{MOT,in}, T_e^{MOT,in}) - K_{ob}(f(\hat{m}_p, Q_g^{mot}, T_g^{in}) - y_{mes}) \\ \quad - k(T)[NO_x]^{\alpha_1} m_p^{\alpha_2} \\ y_{est} = \hat{m}_p \end{cases} \quad (11.4)$$

Le gain K_{ob} est donné par l'équation (11.3). On peut noter que :

- l'analyse de sensibilité des paramètres effectué dans le paragraphe 11.1.1 permet d'enrichir le gain de Kalman à travers $\sqrt{\frac{V}{W}}$,
- La vitesse de convergence de l'observateur c'est bien le pole KC , qui ne dépend pas du modèle de suies émises par le moteur.

Dans la figure 11.3 nous avons le résultat de l'estimateur sur un roulage de 500 km. La masse pesée en fin de roulage est 32.5 g ce qui correspond à une masse par volume égale à 17, 1g/l soit une erreur d'estimation inférieure à 0.5g/l.

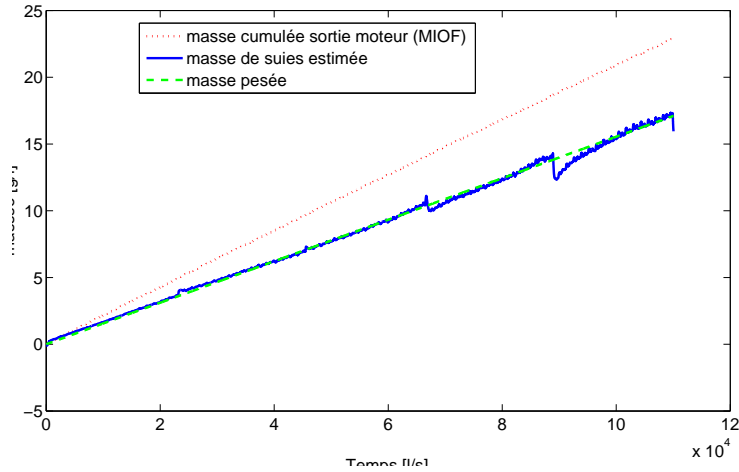


FIG. 11.3 – Estimation de la masse des particules sur cycle V1 (500 km)

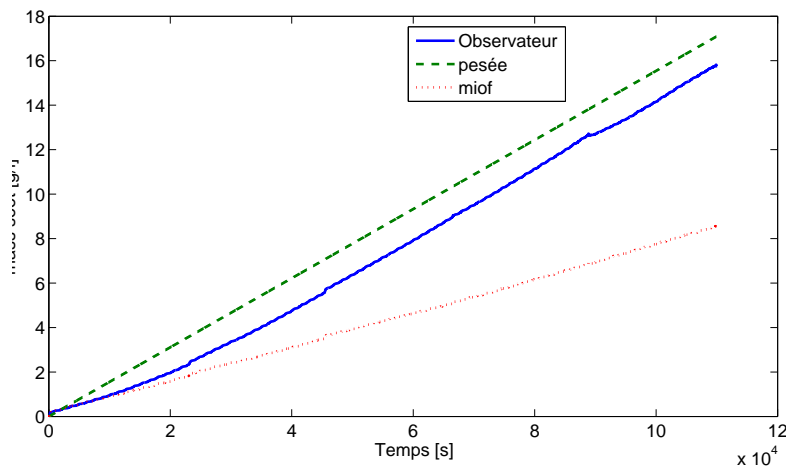


FIG. 11.4 – Estimation de la masse des particules sur cycle V1 (400 km)

La figure 11.5 représente le résultat du prototypage de l'estimateur de suies sur un banc à rouleaux occupé d'un ordinateur Dspace. Nous ne disposons pas sur cette essai² de la masse réelle mesurée. Le but du prototypage était de tester si l'estimateur est embarquable en temps réel, néanmoins la masse de suies obtenues par l'estimateur la concaténation de deux cycles NEDC est de l'ordre de grandeur de la masse de suies habituellement stockée dans le FAP utilisé après une succession de deux cycles NEDC.

²Concaténation de deux cycle NEDC

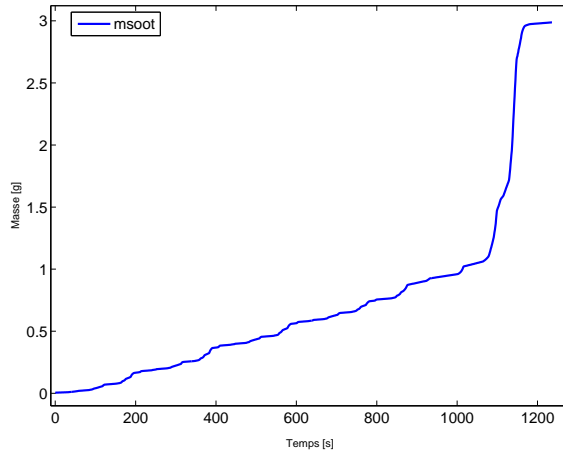


FIG. 11.5 – Estimation de la masse des particules en prototypage rapide sur un banc à rouleaux

L'estimateur a été testé pour une période d'échantillonnage de 0.1s.

11.1.2.4 Contraintes sur le modèle de suies sortie moteur

Dans ce paragraphe nous étudions les contraintes sur la précision du modèle de suies sortie moteur afin d'assurer une erreur de l'observateur inférieure à une valeur c_0 donnée. Pour cela nous supposons que la précision du modèle de perte de charge et sa robustesse est connue³. Notation

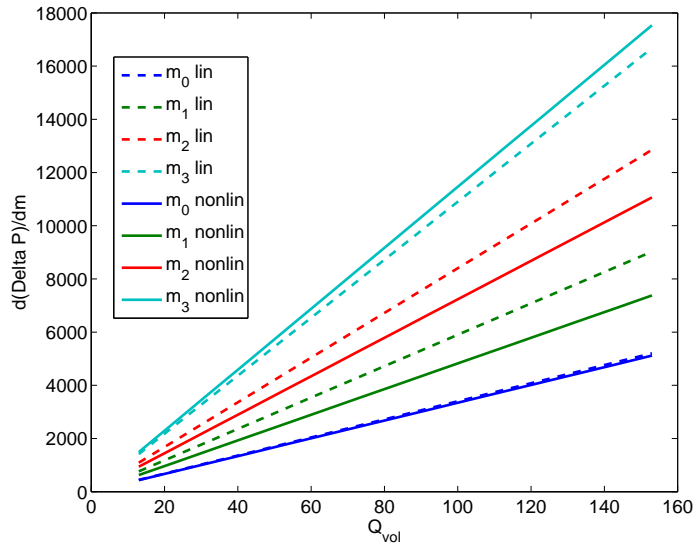
- $E_{mes,precision}$: précision du modèle de perte de charge.
- $E_{mes,robustesse}$: robustesse du modèle de perte de charge.
- $E_{MIOF,precision}$: précision du modèle de suies sortie moteur.
- $E_{MIOF,robustesse}$: robustesse du modèle de suies sortie moteur.
- $E_{mes} = E_{mes,robustesse} + E_{mes,precision}$.
- $E_{MIOF} = E_{MIOF,robustesse} + E_{MIOF,precision}$.

Nous avons :

$$\frac{dm}{dt} = g(Q_{vol}, Q_{ing}^{mot}, T_a, T_e) + E_{MIOF} \quad (11.5)$$

$$y = f(Q_{vol}, m) + E_{mes} \quad (11.6)$$

³Pour cela on pourrait faire une étude de sensibilité en utilisant la différentiabilité tel que ça été fait dans le paragraphe 11.1.1 ou bien par des méthodes statistiques du type monte carlo



La linérisation de la pente de la perte de charge nous donne :

$$\frac{\partial \Delta P}{\partial m} = a_0 Q_{vol} (a_1 m + a_2)$$

L'équation de l'observateur s'écrit :

$$\frac{d\hat{m}}{dt} = g(Q_{vol}, Q_{ing}^{mot}, T_a, T_e) + K_{ob}(f(Q_{vol}, \hat{m}) - y) \quad (11.7)$$

Lorsqu'on soustrait (11.6) à (11.7) nous obtenons :

$$\frac{d\bar{m}}{dt} = -E_{MIOF} + K_{ob}(f(Q_{vol}, \hat{m}) - f(Q_{vol}, m)) + K_{ob}E_{mes}$$

Avec $\bar{m} = |\hat{m} - m|$. La précision souhaitée de l'estimateur est c_0 , on a alors $|\hat{m} - m| < c_0$. Ce qui revient à :

$$\begin{aligned} E_{MIOF} &\leq K_{ob}E_{mes} + K_{ob} \max (f(Q_{vol}, m + c_0) - f(Q_{vol}, m) , f(Q_{vol}, m - c_0) - f(Q_{vol}, m)) \\ &\leq K_{ob}E_{mes} + g_m(Q_{vol}) \quad \forall m \in [0..m_{max}] \\ &\leq K_{ob}E_{mes} + \min (g_m(Q_{vol})) \end{aligned}$$

Nous pouvons ainsi déterminer les contraintes que doit respecter le modèle de suies sortie moteur (couramment appelé modèle MIOF) . Cette étude a été faite pour aider à faire la mise au point de cartographies du modèle MIOF.

11.2 Applications pour la commande

11.2.1 Cahier des charges

La commande du GMP/MTD doit répondre à trois objectifs.

- Objectif 1 : Gestion optimale ou quasi-optimale de l'énergie. Nous partons déjà d'une commande quasi optimale du moteur sans système de dépollution. Le problème qui se pose alors : éviter que la charge du filtre se répercute d'une façon conséquente sur le rendement du moteur. Nous allons déclencher la décharge du FAP à partir du moment où $\eta^{GMP}(m_p) \leq 95\% \eta^{GMP}(m_p = 0)$.
- Objectif 2 : débit de polluants émis inférieur aux normes européennes : $Q_{suiées} \leq 25mg/s$.
- Objectif 3 : autonomie de 15000 km au minimum entre deux vidanges d'huiles consécutifs.

11.2.2 Optimisation du rendement du GMP/MTD sous contraintes

Le but de la commande est de maximiser le rendement du groupe motopropulseur afin de réduire la consommation du carburant tout en maximisant l'autonomie du système et en réduisant la quantité de polluants émise. Pour cela, nous allons reprendre les résultats du paragraphe (3.3).

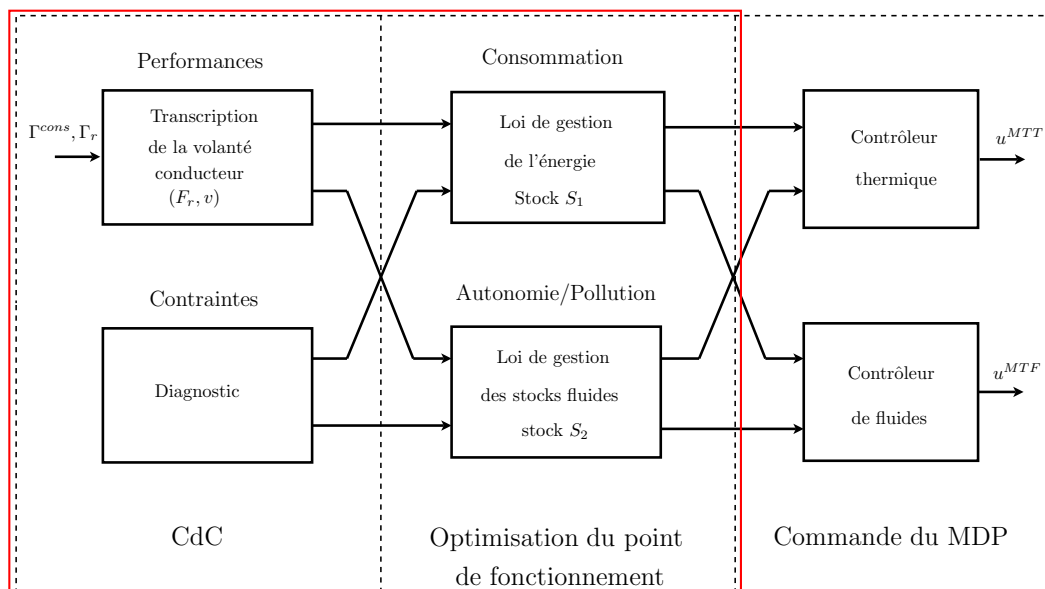


FIG. 11.6 – Commande du module de puissance (MDP)

L'optimisation du rendement du GMP/MTD sous contraintes d'autonomie en eau s'écrit :

$$\begin{aligned}
 J_0 &= \max_{v'} \int_{t_0}^{t_f} f_0(T_s^{MOT}, u_1, u_2) dt \\
 \dot{m}_p &= g_M(u_2, N, \Gamma_r, T_g^{MOT,in}, T_e^{MOT,in}) + C(m_p, T_g^{FAP,in}, Q_g^{MOT}) \\
 S\dot{O}_h &= f_h(T_s^{MOT}, T_g^{FAP,in}, SO_h, u_1, u_2, \alpha^F) \\
 f_0(T_s^{MOT}, u_1, \alpha^C) u_1 &= \frac{\eta^{CP} W_r}{(PCI)_{carb}} \\
 (W_{cyl}(SML) - W_f^{CP}) &\leq \frac{95}{100}(W_{cyl}(0) - W_f) \\
 \begin{cases} (T_g^{FAP,in} = T_g^{MOT,out}) & \text{si } (m_p < (SML)) \\ (T_g^{FAP,in} = 600) & \text{sinon} \end{cases} \\
 f_P(T_s^{MOT}, T_g^{FAP,in}, m_p, u_1, u_2) &\leq Q_P^{norm} \\
 333 \leq T_s^{MOT} &\leq 393
 \end{aligned} \tag{11.8}$$

avec

$$f_0(T_s^{MOT}, u_1, u_2, \alpha^C) = \eta_{org} \cdot \eta_f \cdot \eta_{rf} \cdot \eta_{comb}$$

et

$$v' = (T_s^{MOT}, T_g^{FAP,in}, (SML), u_1, u_2)$$

Les inconnues sont : u_1, u_2, T_s^{MOT} et $T_g^{FAP,in}$.

SO_h dans ce cas représente la quantité d'huile propre du stock d'huile du GMP/MTD.

Pour le contrôle du GMP/MTD, lorsque $(W_{cyl}(SML) - W_f^{CP}) \leq \frac{95}{100}(W_{cyl}(0) - W_f)$, le traitement de suies a un faible impact sur le rendement du moteur thermique⁴. On peut alors garder le contrôle quasi-optimal du GMP développé par le constructeur et développer un algorithme qui permet d'estimer la quantité de suies dans le FAP et de régénérer ce dernier avec les meilleures performances possibles.

⁴On sait en plus que la surconsommation de carburant due à la régénération du FAP est négligeable (2-3%)

11.2.3 Contrôle de la régénération du FAP

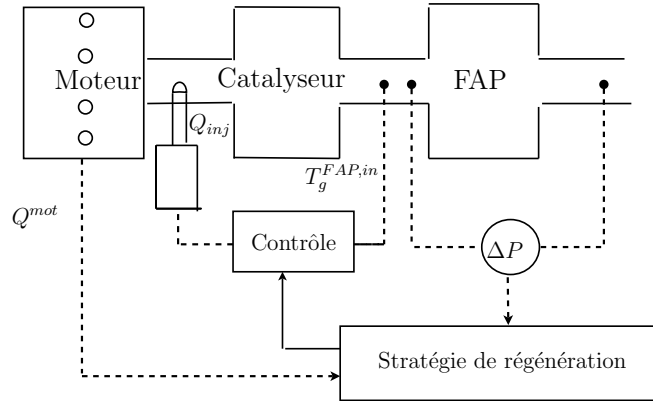


FIG. 11.7 – Stratégie de la régénération du FAP

Dans cette partie, nous développons le contrôle de la thermique du catalyseur d'oxydation. La valeur du déphasage entre la température sortie du catalyseur d'oxydation et le débit de commande de carburant injecté est variable en fonction du débit des gaz sortant du moteur. Elle varie entre 5s et 50s, ce qui fait que les correcteurs à coefficients constants ne permettent pas de garantir les différents points du cahier des charges.

Nous présentons ici, deux types de contrôleurs, le premier est un correcteur PID à gain variables. Le deuxième est un contrôleur linéaire à paramètres variant (LPV).

11.2.3.1 Commande PID à gains variables

La difficulté du développement d'un correcteur PID à gains variables réside dans le fait que les techniques de développement de ce correcteur nécessitent un modèle très simplifié. Nous allons utiliser un modèle du catalyseur sous la forme d'une fonction de transfert \mathcal{T} donnée par :

$$\mathcal{T} = \frac{\alpha(Q_g)}{(1 + \beta(Q_g))} e^{-sT_r(Q_g)}$$

avec :

$$\alpha(Q_g) = \frac{s_0}{Q_g}$$

et

$$\beta(Q_g) = \frac{s_1}{Q_g}$$

Nous introduisons un retard pur dans le modèle pour approcher le déphasage constaté entre la sortie et la commande. Nous utilisons la formule suivante :

$$T_r(Q_g) = \frac{s_2}{Q_g + Q_0} \approx \frac{s_2}{Q}$$

– s_0 , s_1 et s_2 sont des paramètres que nous identifions grâce aux essais expérimentaux.

- La commande synthétisée possède une action boucle ouverte (feedforward) et un PID en boucle fermée.
- Nous utilisons l'approximation de Padé au premier ordre pour approximer le retard $e^{-sT_r(Q_g)}$.

Placement de pôles

La fonction de transfert de notre système en boucle ouverte (avec correcteur PID) s'écrit :

$$\mathcal{T}^{BO} = \left(K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s \right) \frac{\beta(Q_g)}{(1 + \alpha(Q_g)s)^2} e^{-sT_r(Q_g)}$$

On définit deux paramètres B et a_0

$$\begin{cases} B = \frac{\beta(Q_g)}{\alpha(Q_g)^2} \\ a_0 = \frac{1}{\alpha(Q_g)} \end{cases}$$

La fonction de transfert en boucle ouverte s'écrit :

$$\mathcal{T}^{BO} = \left(K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s \right) \frac{B}{(a_0 + s)^2} \cdot \frac{1}{1 + T_r(Q_g)s}$$

En boucle fermée et en considérant un retour unitaire, nous avons le transfert suivant :

$$\mathcal{T}^{BF} = \frac{B(K_p s + K_i + K_d s^2)/T_r}{s^4 + \left(2a_0 + \frac{1}{T_r}\right) s^3 + \left(a_0^2 + \frac{BK_d + 2a_0}{T_r}\right) s^2 + \left(\frac{a_0^2 + BK_p}{T_r}\right) s + \frac{BK_i}{T_r}} \quad (11.9)$$

Nous développons le correcteur PID tel que la fonction de transfert d'ordre 4 \mathcal{T}^{BF} se comporte comme un système du deuxième ordre mais qui est d'ordre 4. On va noter \mathcal{T}^d sa fonction de transfert. La fonction de transfert considère une fonction de transfert \mathcal{T}^d admet deux pôles qui correspondent à un système de second ordre de pulsation Ω_0 et avec un amortissement ξ . Pour arriver à un ordre 4 pour \mathcal{T}^d , nous choisissons un pôle double qui a une faible influence sur la dynamique globale. Nous allons exploiter ce pôle (qu'on note a) pour agir sur le retard. Les paramètres K_p , K_i et K_d du PID, vont permettre alors de faire coïncider le dénominateur de la fonction de transfert \mathcal{T}^{BF} au système équivalent \mathcal{T}^d .

Le polynôme caractéristique du dénominateur de la fonction \mathcal{T}^d peut être mis sous la forme suivante :

$$P(s) = (s + a)^2 (s^2 + 2\xi\omega s + \omega^2) \quad (11.10)$$

La condition de coordination du dénominateur de \mathcal{T}^{BF} et celui de \mathcal{T}^d mène à l'identification suivante :

$$\begin{cases} a = a_0 + \frac{1}{2T_r} - \xi\omega \\ K_d = \frac{(a^2 + 2\xi\omega + \omega^2 - a_0^2) T_r - 2a_0}{B} \\ K_p = \frac{T_r \cdot 2a (2\xi\omega + \omega^2) - a_0^2}{B} \\ K_i = \frac{a^2 \omega^2 T_r}{B} \end{cases} \quad (11.11)$$

Paramètres à déterminer pour la commande

L'amortissement désiré ξ peut être déterminé en utilisant la relation entre ξ et le dépassement D désiré :

$$D = \exp\left(\frac{-\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}\right)$$

On peut donc passer du dépassement à l'amortissement par l'équation suivante :

$$\xi = \sqrt{\frac{(\ln D)^2}{\pi^2 + (\ln D)^2}}$$

Contrainte de stabilité

Afin d'assurer la stabilité de notre système, il faut s'assurer que les pôles de la fonction de transfert en boucle fermée T^{BF} (11.9) sont à parties réelles strictement négatives.

En revanche, on doit aussi avoir $a > 0$. Cette condition équivaut à :

$$\xi\omega < a_0 + \frac{1}{2T_r} \quad (11.12)$$

Le développement de cette inégalité donne :

$$\xi.\omega < \frac{Q_g}{s_0} + \frac{3600Q_g}{s_2}$$

A partir d'une valeur donnée de l'amortissement et des conditions de stabilité, on peut déduire une borne supérieure pour le choix de la pulsation désirée (ω), ce qui nous permet de contraindre le cahier de charge.

11.2.3.2 Commande LPV

Nous allons utiliser un régulateur linéaire à paramètres variants (LPV) qui est synthétisé en résolvant un problème H_∞ par des techniques d'optimisation convexe (LMI). Le développement de cette loi de commande est inspiré des travaux dans ([88, 89, 90]). Nous testons la robustesse de cette loi de commande en utilisant les outils de simulation, et par la suite nous comparons les performances de ce correcteur à un correcteur de type PID à coefficients variables.

Pour la synthèse de la loi de commande nous nous basons sur un modèle à trois points de discrétisation, c'est à dire $N_d = 2$ et pour valider notre développement nous testons notre correcteur sur un modèle plus précis avec $N_d = 3$.

Pour développer la loi de commande LPV nous considérons le schéma à quatre blocks de la figure 11.8

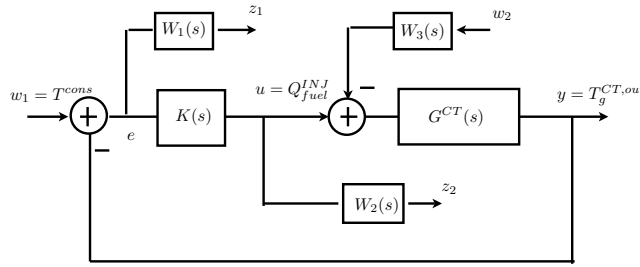


FIG. 11.8 – Schéma 4 blocks

Notons $P(s)$ la matrice de transfert du système $G^{CT}(s)$ augmentée par les filtres W_1 , W_2 et W_3 . On peut calculer aisément la matrice de transfert entre $w = (w_1 w_2)^T$ et $z = (z_1 z_2)^T$. Cette matrice est appelée transformation fractionnaire linéaire (LFT) inférieure :

$$T_{wz} = F_l(P, K) = \begin{pmatrix} W_1 S_s & W_1 S_s G^{CT} W_3 \\ W_2 K S_s & W_2 K S_s G^{CT} W_3 \end{pmatrix}$$

La synthèse H_∞ du correcteur est définie par le problème suivant :

Problème H_∞ standard : $P(s)$ et γ étant donnés, déterminer $K(s)$ qui stabilise le système en boucle fermée, et assure $\|T_{wz}\|_\infty < \gamma$. Les correcteurs assurant la plus petite valeur possible de γ seront dits "optimaux".

A partir $\|T_{wz}\|_\infty < \gamma$, on déduit :

$$\begin{aligned} \|W_1 S_s\|_\infty < \underline{\gamma} & \quad ; \quad \|W_1 S_s G^{CT} W_3\|_\infty < \underline{\gamma} \\ \|W_2 K S_s\|_\infty < \underline{\gamma} & \quad ; \quad \|W_2 K S_s G^{CT} W_3\|_\infty < \underline{\gamma} \end{aligned}$$

Les filtres W_1 , W_2 et W_3 pondèrent fréquemment les fonctions de sensibilité S_s , K , $S_s G^{CT}$ et $K S_s G$. Ces filtres sont déterminés à partir du cahier des charges de la synthèse (précision : W_1 , rejet des perturbations d'entrée : W_3 et modération de la commande : W_2). Le système $P(s)$ s'écrit

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A(Q_g)x + B_1 w + B_2 u \\ z &= C_1 x + D_{11} w + D_{12} u \\ y &= C_2 x + D_{21} w \end{aligned}$$

Nous allons choisir un correcteur dynamique LPV $K(s)$ défini par

$$\begin{aligned} \dot{x}_K &= A_K(Q_g)x_K + B_K(Q_g)e \\ u &= C_K(Q_g)x_K + D_K(Q_g)e \end{aligned}$$

La matrice de transfert T_{wz} admet la réalisation (11.13) dans l'espace d'état. Les matrices $\{A_T, B_T, C_T, D_T\}$ dépendent des matrices d'états du système P et ceux du correcteur K .

$$\begin{aligned} \dot{x}_T &= A_T x_T + B_T w \\ z &= C_T x_T + D_T w \end{aligned}$$

Le lemme réel borné nous montre qu'il existe une équivalence entre la majoration de la norme H_∞ par γ et la $\{-I, \gamma^2 I, 0\}$ -dissipativité. La robustesse en stabilité et en performance du système de la représentation d'état (9.30) est spécifiée par la majoration la plus petite possible de la norme H_∞ du transfert T_{wz} .

Trouver un correcteur "optimal" du système (9.30) revient à chercher les matrices A_K, B_K, C_K, D_K et Q qui vérifient :

$$\begin{pmatrix} A_T^T Q + Q A_T & Q B_T & C_T^T \\ B_T^T Q & -\gamma I & D^T \\ C_T & D_T & -\gamma I \end{pmatrix} < 0, Q > 0 \quad (11.13)$$

Cette inégalité matricielle (LMI) n'est pas affine par rapport aux inconnues ; elle ne peut donc pas être résolue par des techniques d'optimisation convexe. Nous utilisons alors le changement de variable linéarisant défini dans [ref 11,30]. Grâce à ce changement de variable nous pouvons exprimer l'inégalité (11.13) d'une façon affine en fonction des nouveaux inconnus : $\hat{A}, \hat{B}, \hat{C}, \hat{D}, X$ et Y . En considérant la représentation polytopique du système $P(s)$ nous pouvons écrire : $M(Q_g) = \alpha_1 M^1 + \alpha_2 M^2$ avec $M \in \{A, B_1, B_2, C_1, C_2, D_{11}, D_{12}, D_{21}, A_K, B_K,$

$C_K, D_K, A_T, B_T, C_T, D_T\}$, $\alpha_1 = \frac{Q_g - \underline{Q}_g}{\overline{Q}_g - \underline{Q}_g}$ et $\alpha_1 + \alpha_2 = 1$. On choisit alors un correcteur de type polytopique, c.à.d :

$$K(Q_g) = \sum_{s=1}^2 \alpha_i(Q_g) \left(\begin{array}{c|c} A_K^s & B_K^s \\ \hline C_K^s & D_K^s \end{array} \right) \quad (11.14)$$

On peut démontrer que le caractère affine du système LPV (9.30) que pour vérifier l'inégalité matricielle (11.13) sur toute trajectoire dans le domaine de variation des paramètres, il suffit de vérifier l'inégalité sur le sommet du polytope⁵ (segment de droite dans notre cas). Les matrices $\hat{A}, \hat{B}, \hat{C}, \hat{D}, X$ et Y peuvent être déterminées en optimisant l'inégalité matricielle suivante :

$$\left\{ (M_{mn}^i) > 0, \begin{pmatrix} X & I \\ I & Y \end{pmatrix} > 0 \quad i = 1, 2. \right. \quad (11.15)$$

avec M est une matrice symétrique telle que :

$$\begin{cases} M_{11}^i &= A^i X + X A^{iT} + B_2 \hat{C}^i + (B_2 \hat{C}^i)^T \\ M_{21}^i &= \hat{A}^i + (A^i + B_2 \hat{D}^i C_2)^T \\ M_{22}^i &= A^{iT} Y + Y A^i + \hat{B}^i C_2 + (\hat{B}^i C_2)^T \\ M_{31}^i &= (B_1^i + B_2 \hat{D}^i D_{21})^T \\ M_{32}^i &= (Y B_1^i + \hat{B}^i D_{21})^T \\ M_{33}^i &= M_{44} = -\gamma I \\ M_{41}^i &= C_1^i X + D_{12} \hat{C}^i \\ M_{42}^i &= C_1^i X + D_{12} \hat{D}^i C_2 \\ M_{43}^i &= D_{11}^i X + D_{12} \hat{D}^i D_{21} \end{cases} \quad (11.16)$$

La procédure de construction du contrôleur peut être la suivante : premièrement, trouver des matrices non singulières V et W satisfaisant $VW^T = I - XY$, ensuite définir les matrices d'états du contrôleur LPV polytopique (11.14) par

$$\begin{cases} D_K^i &= \hat{D}^i \\ C_K^i &= (\hat{C}^i - D_K^i C_2 X) V^{-T} \\ B_K^i &= W^{-1} (\hat{B}^i - Y B_2 D_K^i) \\ A_K^i &= W^{-1} (\hat{A}^i - W B_K^i C_2 X - Y B_2 C_K^i V^T + \\ &\quad - Y (A^i + B_2 D_K^i C_2) X) V^{-T} \end{cases} \quad (11.17)$$

⁵ X et Y sont communes à tous les sommets du polytope

Enfin, nous déterminons la commande dans le cas échantillonné en utilisant la transformation bilinéaire en chaque sommet du polytope. Nous obtenons ainsi les correcteurs K_d^1 et K_d^2 . Le correcteur globale en échantillonné s'écrit sous la forme :

$$K_d = \alpha_1 K_d^1 + \alpha_2 K_d^2$$

avec K_d^1 et K_d^2 sont écrits sous forme matricielle.

Remarque : Le développement d'une loi de commande LPV échantillonnée sans passer par le cas continu est possible également (voir [91])

Analyse de la commande obtenue Le correcteur obtenu est l'interpolation de deux correcteurs dynamiques K^1 et K^2 dont les diagrammes de Bode sont illustrés par la figure 11.9. On peut remarquer que les correcteurs K^1 et K^2 sont deux correcteurs à avance de phase. Ils permettent d'ajouter 135° autour de la fréquence de coupure du système (Cette dernière est variable en fonction du débit des gaz en entrée du catalyseur).

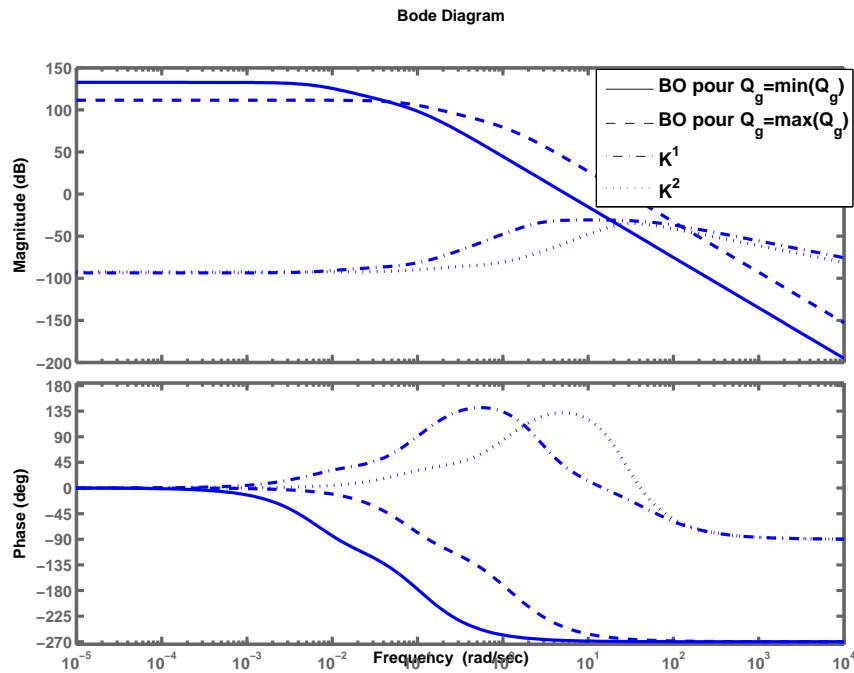


FIG. 11.9 – Diagramme de Bode du système et des correcteurs en boucle ouverte

Validation de la loi de commande Pour valider le rejet de perturbations nous allons tester la loi de commande sur un cycle à fortes transitoires (deux cycles NEDC).

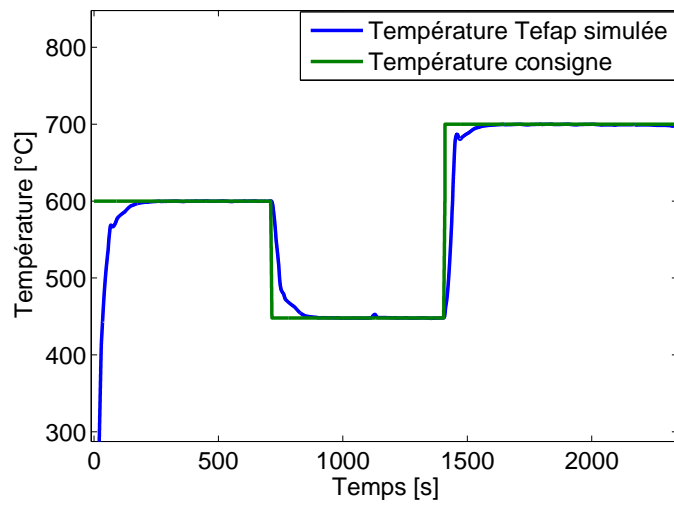


FIG. 11.10 – Validation en nominale du contrôle de catalyseur

Les figures 11.11 et 11.12 illustrent les variations des entrées (débit et Température des gaz sortie moteur) du catalyseur.

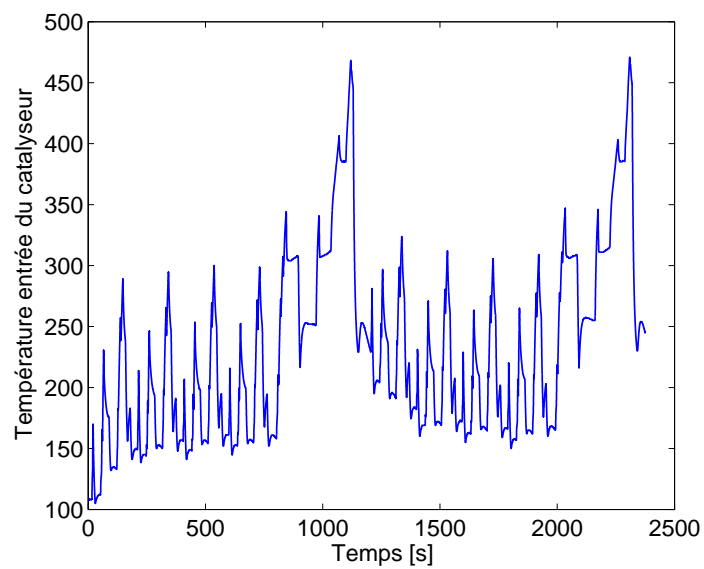


FIG. 11.11 – Température des gaz en entrée du catalyseur

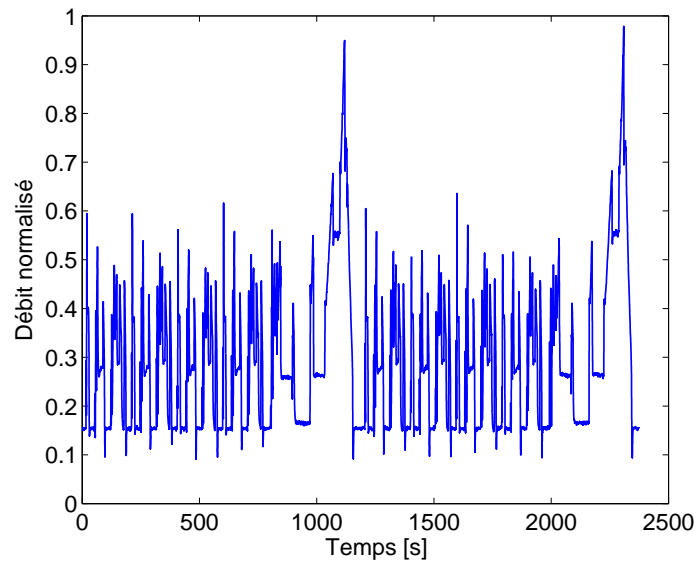


FIG. 11.12 – Débit des gaz à l'entrée du catalyseur

Afin de tester la robustesse de la loi de commande, nous allons la tester sur un modèle avec un nombre de points de discrétisation spatiale plus élevée. En plus, nous ajoutons des dispersions sur les différents paramètres d'identification. Enfin, nous introduisons des retards purs sur les entrées du modèle. Le résultat de la loi de commande, dans ces conditions est illustré par la figure 11.13

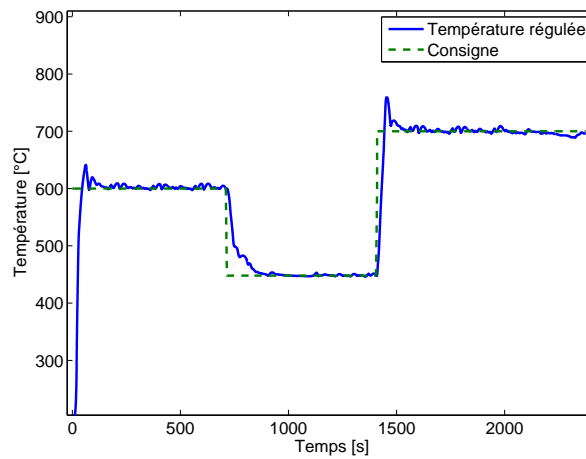


FIG. 11.13 – Régulation de la température Tefap sur deux cycles NEDC

La figure 11.14, nous montre les performances du correcteur PID à gains variables sur véhicule. L'écart type entre la température consigne et la température régulée est de $13,18^{\circ}C$. Le dépassement maximal est de $25^{\circ}C$.

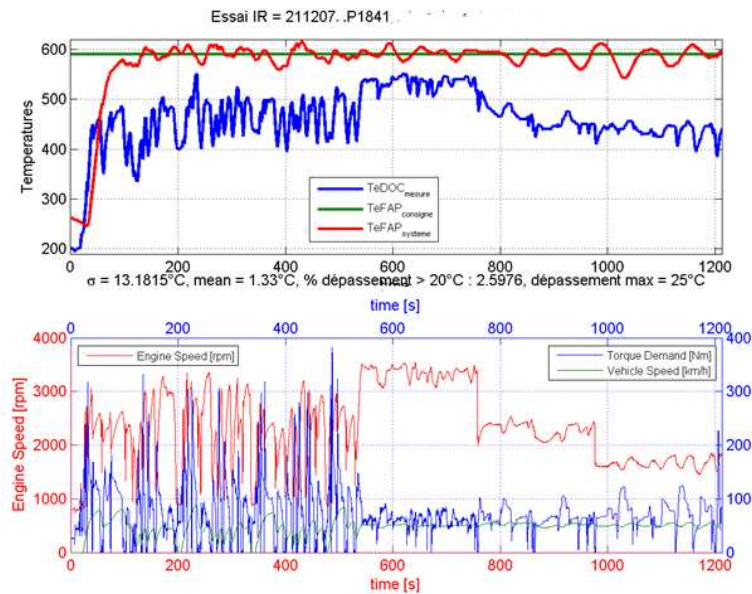


FIG. 11.14 – Performances du correcteur PID sur véhicule



FIG. 11.15 – Banc à Rouleaux du projet EPM

Nous allons maintenant comparer la loi de commande LPV avec une deuxième loi de type PID à gains programmés en simulation et en utilisant le même modèle de référence (modèle à quatre points de discrétisation avec ajout de dispersions) . Le résultat de la régulation est présenté par les figures : 11.16 et 11.17. On remarque que nous obtenons des résultats de simulation pour le correcteur PID qui sont similaires aux résultats obtenus sur véhicule. On peut constater que le correcteur LPV donne des meilleures performances.

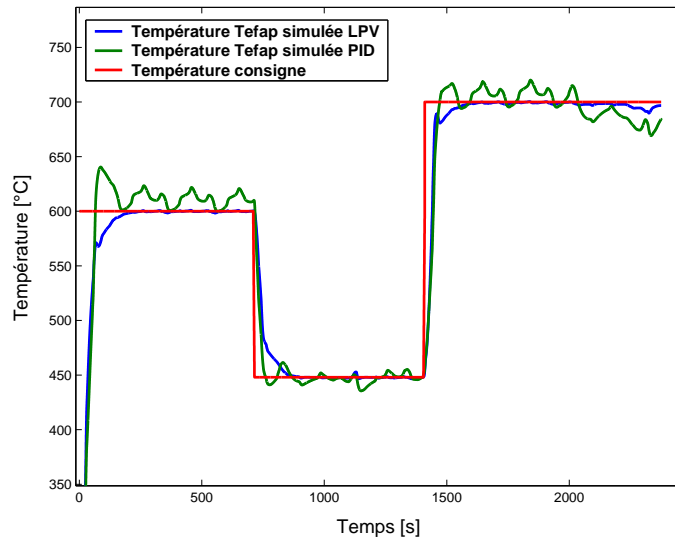


FIG. 11.16 – Comparaison entre les résultats de la commande LPV et celle du PID à gains variables

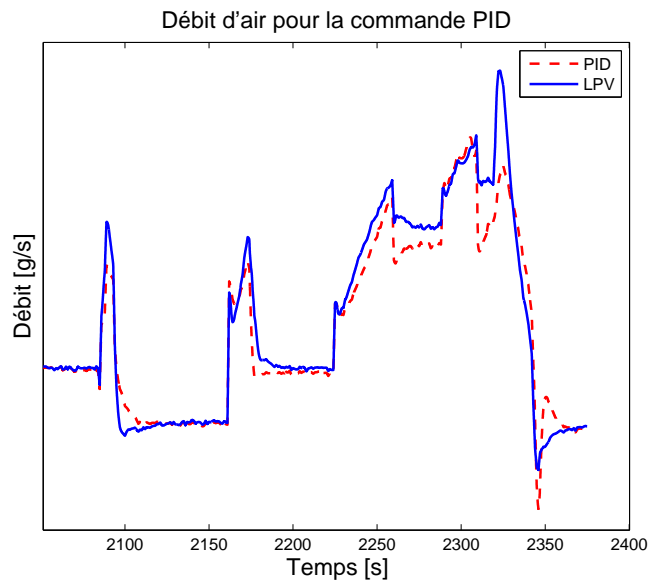


FIG. 11.17 – Comparaison entre la commande LPV et celle du PID à gains variables

11.3 Application pour le diagnostic

11.3.1 Différents objectifs du diagnostic

Nous allons étudier une méthode qui va nous permettre de surveiller le rendement des actionneurs qui sont utilisés dans un système de post traitement automobile. Cette estimation va nous permettre

par la suite d'améliorer les lois de commande qui vont ainsi tenir compte des éventuelles modifications des performances (par exemple la baisse du rendement suite à un vieillissement d'un composant). Cette estimation permet également de détecter les éventuelles pannes afin de prendre les actions nécessaires dans chaque cas. Pour cela l'estimation des rendements fera partie d'un algorithme global de détection de fautes et de diagnostic. L'objectif est de faire le diagnostic d'une éventuelle chute (ou augmentation par ailleurs) du rendement de l'actionneur suite à différents problèmes pouvant entrer en jeu comme le non fonctionnement de l'oxydation partielle qui est substituée par une combustion ou l'encrassement de l'actionneur. Par conséquent, pour un même débit de carburant injecté, sont produits moins de réducteurs pour le catalyseur, d'où un rendement affaibli. Les autres problèmes pouvant intervenir et être diagnostiqués seront également décrits.

11.3.2 Estimation du rendement reformeur

La méthode de surveillance se prête à différentes architectures possibles (FàP près du turbo, FàP sous le plancher, NOXTRAP ou catalyseur d'oxydation) et différents types d'actionneurs l'injection moteur, un injecteur spécifique dans la ligne d'échappement. L'idée consiste à estimer le rendement de l'actionneur qui permet de contrôler le déclenchement de la régénération active du filtre à particules. Le rendement de l'actionneur est alors déduit à partir de la comparaison entre la mesure et le modèle de la combustion au niveau du catalyseur. Afin d'illustrer le principe de fonctionnement, nous considérons différents cas d'actionneurs : Dans le cas où le composant utilisé pour régénérer le filtre à particules est un reformeur :

Une baisse du rendement peut être interprétée, selon le cas de figure, par :

- ✓ une réaction de combustion au niveau du ce qui réduit la quantité de réducteur produite par le reformeur et fait baisser le niveau de température **coolflame** ;
- ✓ si la panne persiste ; c'est une panne au niveau du reformeur.

Une augmentation du rendement peut être interprétée, selon le cas de figure, par :

- ✓ une réaction de combustion volumique ;
- ✓ un arrêt du reformeur.

Dans le cas où le composant utilisé pour régénérer le filtre à particules est un cinquième injecteur :

Une baisse du rendement peut être interprétée, selon le cas de figure, par :

- ✓ un problème de vaporisation imparfaite du carburant ;
- ✓ si la baisse de rendement persiste dans le temps, il s'agit d'un problème d'encrassement du cinquième injecteur.

Une augmentation du rendement peut être interprétée, selon le cas de figure, par :

- ✓ une réaction de combustion volumique ;
- ✓ un arrêt du cinquième injecteur.

11.3.2.1 Mise en oeuvre

L'algorithme d'estimation du rendement des actionneurs sera basé sur un modèle simplifié de la combustion dans le catalyseur. ce modèle dépend du rendement η de l'actionneur. Ceci va nous permettre de développer l'algorithme indépendamment de la technologie d'actionneur utilisée.

$$m_s C_{pp} \frac{dT_g^{out}}{dt} = Q_g C_{pg} (T_g^{in} - T_g^{out}) + (PCI)_{fuel} \eta Q_{inj}$$

Posons $x_1 = T_g^{out}$ et $u = Q_{inj}$. Pour estimer le rendement η de l'actionneur nous considérons le système augmenté :

$$\begin{aligned} m_s C_{pp} \frac{dx_1}{dt} &= Q_g C_{pg} (T_g^{in} - x_1) + (PCI)_{fuel} \eta u \\ \dot{\eta} &= 0 \end{aligned} \quad (11.18)$$

A l'équilibre nous avons

$$x_1^e = T_g^{in} + \frac{(PCI)\eta u}{Q_g C_{pg}}$$

Soit :

$$\begin{aligned} \bar{x}_1 &= x_1 - x_1^e \\ \bar{u} &= u - u^e \\ \bar{\eta} &= \eta - \eta^e \end{aligned}$$

Posons $\alpha = \frac{Q_g C_{pg}}{m_s C_p}$ et $\beta = \frac{PCI}{m_s C_p}$, nous avons alors

$$\begin{aligned} \dot{\bar{x}}_1 &= -\alpha \bar{x}_1 + u^e \beta \bar{\eta} + \bar{u} \beta \bar{\eta} + \bar{u} \beta \eta^e \\ \dot{\bar{\eta}} &= 0 \end{aligned} \quad (11.19)$$

L'écriture matricielle correspondante est :

$$\dot{X} = AX + \bar{u}BX + \bar{u}b \quad (11.20)$$

avec

$$A = \begin{pmatrix} -\alpha & u^e \beta \\ 0 & 0 \end{pmatrix}, B = \begin{pmatrix} 0 & \beta \\ 0 & 0 \end{pmatrix}, b = \begin{pmatrix} \beta \eta^e \\ 0 \end{pmatrix} \text{ et } X = \begin{pmatrix} \bar{x}_1 \\ \bar{\eta} \end{pmatrix}.$$

Le système (11.20) est un système bilinéaire. La linéarisation de (11.20) autour du point d'équilibre ($\bar{x}_1 = 0; \bar{u} = 0; \bar{\eta} = 0$) s'écrit :

$$\dot{X} = \left. \frac{\partial f}{\partial X} \right)_{0,0,0} X + \left. \frac{\partial f}{\partial \bar{u}} \right)_{0,0,0} \bar{u}$$

En d'autre termes

$$\begin{aligned} \dot{X} &= AX + b\bar{u} \\ y &= CX \end{aligned} \quad (11.21)$$

avec $C = (1 \ 0)$.

Observateur de Kalman étendue

L'observateur de Kalman étendue appliquée au système (11.20) s'écrit :

$$\begin{aligned}\dot{\hat{X}} &= A\hat{X} + \bar{u}B\hat{X} + \bar{u}b + KC(X - \hat{X}) \\ K &= \Sigma C^T R^{-1} \\ \dot{\hat{\Sigma}} &= A\Sigma + \Sigma A + GQG^T\end{aligned}\quad (11.22)$$

Q_{fuel}^{cmd}	Condition température	Rendement η	Diagnostic Default
$Q_{fuel}^{cmd} \neq 0$	$T_g^{out} - T_g^{in} < S_0$	x	Boucle carburant (Relight)
$Q_{fuel}^{cmd} \neq 0$	$T_g^{out} - T_g^{in} > S_1$	$\eta < S_2$	1. Problème reformeur (Cool flame) 2. Encrassement de l'injecteur
$Q_{fuel}^{cmd} \neq 0$	$\frac{dT_g^{out}}{dt} > S_3$	x	Problème commande ou Combustion volumique
$Q_{fuel}^{cmd} \neq 0$	$ T_g^{out} - \hat{T}_g^{out} > S_4$	$S_5 < \eta < S_6$	Problème thermocouple sortie catalyseur
$Q_{fuel}^{cmd} \neq 0$	$ T_g^{out} - \hat{T}_g^{out} < S_4$	$\eta > S_7$ ou $\eta < S_8$	Problème thermocouple entrée catalyseur

Les seuils ($S_1, S_2, S_3, S_4, S_5, S_6$ et S_7) sont des paramètres à calibrer suivant la nature du système et la configuration instrumentale avec actionneurs (exemple reformeur, injecteur, vaporisateur ou injection moteur)

Le rendement ainsi estimé sera exploité pour :

- Effectuer un diagnostic de l'état du reformeur et donc produire une alarme lorsqu'il atteint un certain seuil ;
- Adapter la commande à l'évolution de l'état du reformeur en rebouclant avec ce rendement estimé. Il est possible de reconfigurer les lois de commande en fonction de l'estimation du rendement. Par exemple, lors du vieillissement du système, une estimation plus fine du rendement permettra au régulateur de positionner au plus proche la boucle ouverte en débit et d'améliorer les performances de la boucle fermée.

11.3.2.2 Résultats de l'estimateur en simulation et sur banc d'essai

A partir de conditions d'essais, ici deux cycles NEDC (New European Drive Cycle) enchaînés, nous illustrons le diagnostic de l'état de l'actionneur à travers l'estimation dynamique de son rendement. Ces résultats sont obtenus sur banc moteur ⁶ en utilisant un logiciel de prototypage rapide ⁷.

Nous nous positionnons dans le cas de plusieurs cycles NEDC. La figure 11.18, nous montre le débit

⁶CERTAM-Rouen

⁷Dspace

moteur dans les conditions d'essai et de simulation. L'algorithme de Kalman étendu en prototypage sur un banc d'essai nous donne le résultat de la figure 11.20, on constate que le rendement η^{REF} varie en dynamique entre 70 et 90 % ce qui correspond à la moyenne du rendement du reformeur en statique (80%). Vu la difficulté d'introduire des défauts sur un banc d'essai, nous reprenons les mêmes conditions de l'essai en simulation et nous provoquons une chute rapide de la température en entrée du catalyseur (NOxTrap), figure 11.19. Dans notre cas, cette chute est artificielle, elle peut être provoquée par exemple par un mauvais fonctionnement du reformeur. La figure 11.21 nous montre le résultat de l'estimateur de Kalman. A l'instant de l'apparition du défaut, l'estimateur indique une chute du rendement du reformeur qui passe de 85% à 25%. Si nous avons fixé un seuil de 50% pour le rendement du reformeur, l'algorithme de Kalman étendu peut la détecter alors qu'une estimation en statique du rendement aurait provoquer des déclenchements intempestifs de l'alarme par exemple.

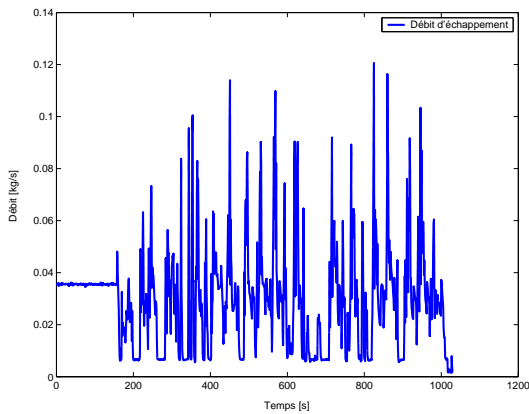


FIG. 11.18 – Débit moteur

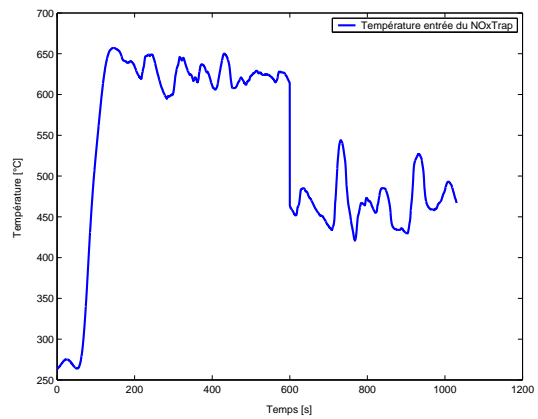


FIG. 11.19 – Introduction de défaut pour le diag (chute de la température en entrée du catalyseur)

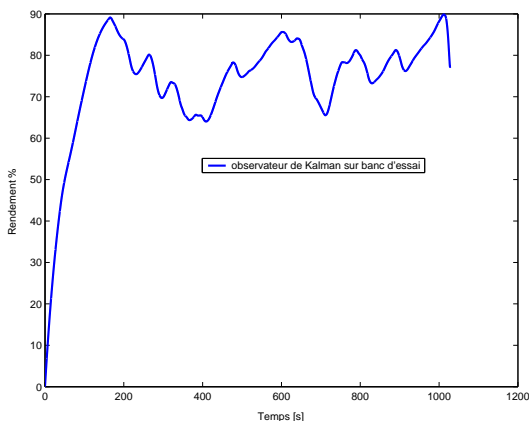


FIG. 11.20 – Rendement du reformeur sur banc sans introduction de défauts (Kalman étendu)

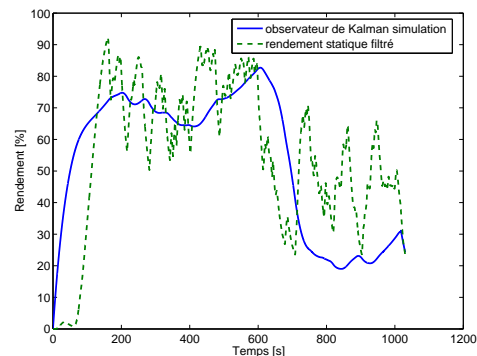


FIG. 11.21 – Rendement du reformeur en simulation lorsqu'on introduit le défaut (Kalman étendu)

11.4 Conclusion

Dans ce chapitre, on peut retenir les points suivants :

- Nous avons effectué une étude de sensibilité du modèle de perte de charge du FAP. Cette étude a trois objectifs :
 - déterminer la spécification des capteurs, notamment le capteur de perte de charge dans notre cas.
 - étudier la faisabilité du cahier de charges
 - déterminer les paramètres du gain de l'observateur de masse de particules.
- Nous avons proposé un estimateur de masse de suies dans le FAP. Nous avons proposé une méthode pour déterminer les paramètres de cet estimateur.
- Dans la première partie de la thèse nous avons abouti à formaliser un problème d'optimisation commun au groupe moto propulseur avec pile à combustible et celui avec moteur thermique. Dans ce chapitre, nous avons détaillé le problème d'optimisation appliqué au système moteur thermique dépollué.
- Nous avons proposé, des lois de commande et de diagnostic du module de puissance. Nous avons développé plusieurs types de contrôleur. Nous avons également développé des estimateurs pour la commande et pour le diagnostic.
- Les différents algorithmes sont validés en simulations avec des résultats de comparaisons entre différents contrôleurs. Le cahier de charge pour le contrôle du module de puissance est respecté.

Quatrième partie

Comparaison entre les deux systèmes étudiés

Chapitre 12

Synthèse des axes de comparaisons entre les GMP étudiés

Ce chapitre regroupe différents résultats de la comparaison du groupe motopropulseur avec pile à combustible et celui avec moteur thermique dépollué. Les résultats sont classés selon les axes de comparaison définis dans la première partie.

Pour comparer les performances du système avec pile à combustible et celui avec moteur thermique Diesel, nous testons les deux systèmes sur le même cycle, idéalement le cycle normalisé NEDC. Pour des raisons de disponibilité d'essais avec des grandes durées de roulage (de l'ordre de 100 km, afin de mieux estimer l'autonomie du système), nous allons restreindre l'étude comparative à des cycles qui représentent une concaténation de morceaux du cycle NEDC (la partie ville du cycle). Nous allons utiliser le cycle V_1 qui est couramment utilisé chez Renault pour les longues durées de roulage. Le cycle V_1 traduit les conditions de roulage en ville. Il est constitué de la concaténation de plusieurs briques élémentaires répétées sur plusieurs kilomètres. La figure 12.1 représente un extrait de profil de vitesse pour un cycle V_1 .

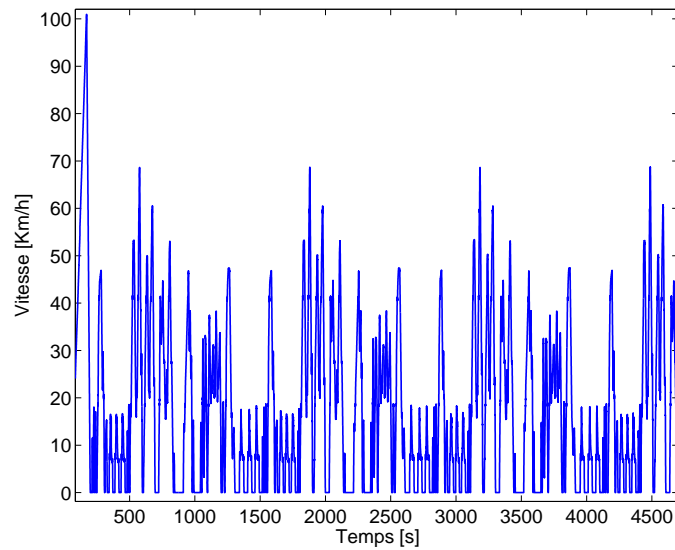


FIG. 12.1 – Extrait du profil de vitesse pour un cycle V_1

A partir du profil de vitesse souhaiter par le conducteur nous déterminons la puissance que doit fournir le groupe motopropulseur. Pour cela nous utilisons les résultats obtenus dans la première partie du rapport 3.1. La puissance en fonction de la vitesse est illustrée par la figure 12.2

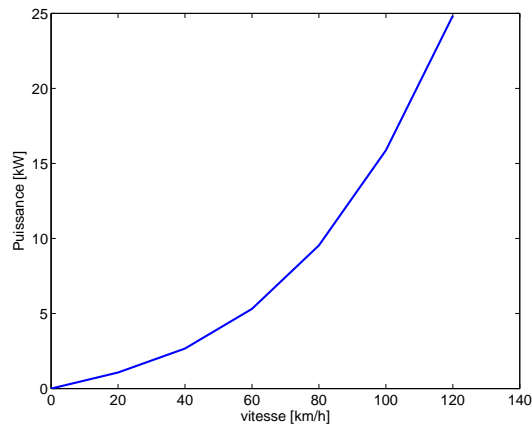
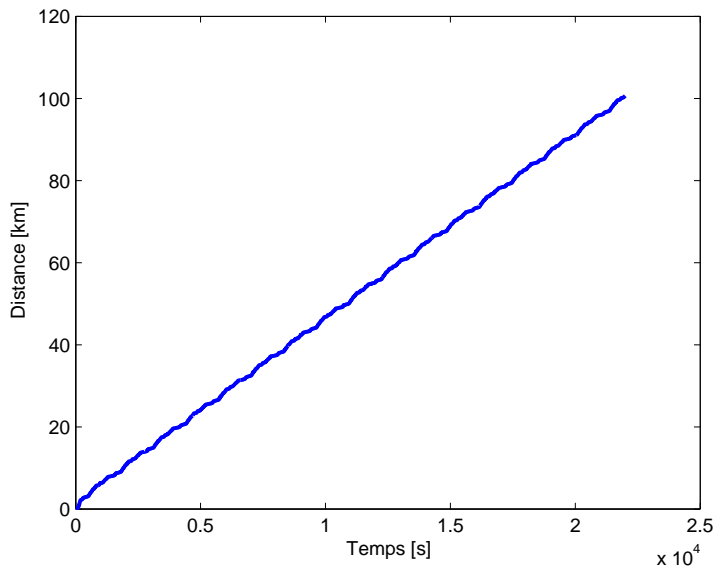


FIG. 12.2 – Puissance transmise aux roues en fonction de la vitesse du véhicule

Nous comparons les différents GMP étudiés sur 100 km de roulage, ce qui correspond à 23000s de cycle V_1 , figure 12.3.

FIG. 12.3 – distance parcourue par le véhicule pour un cycle V₁

12.1 Consommation de carburant des deux types de GMP

Le système pile que nous avons traité est alimenté en essence alors que le système moteur thermique est alimenté en Diesel. Pour pouvoir comparer la consommation des deux systèmes nous traduisons la consommation carburant en émission CO₂. La consommation de carburant en l/100 km sur cycle NEDC est convertie en g/km de CO₂ homologuées avec les coefficients du tableau suivant :

Carburants	[l/100km]=>[gCO ₂ /Km]
Essence	23,6
Diesel	26,3

12.1.1 Cas du GMP/PAC

Le courant de la pile est calculée de façon à ce que la contrainte de performance $f_0(T_s, u_1, \alpha^C) u_1 = \frac{\eta^{CP} W_r}{(PCI)_{carb}}$ soit satisfaite (pour plus de détail voir le problème d'optimisation (11.8)). Pour un cycle V₁, le courant est illustrée par la figure 12.4. Nous avons saturé le courant à 5A. Cette valeur est analogue à la consommation du moteur thermique au ralentie.

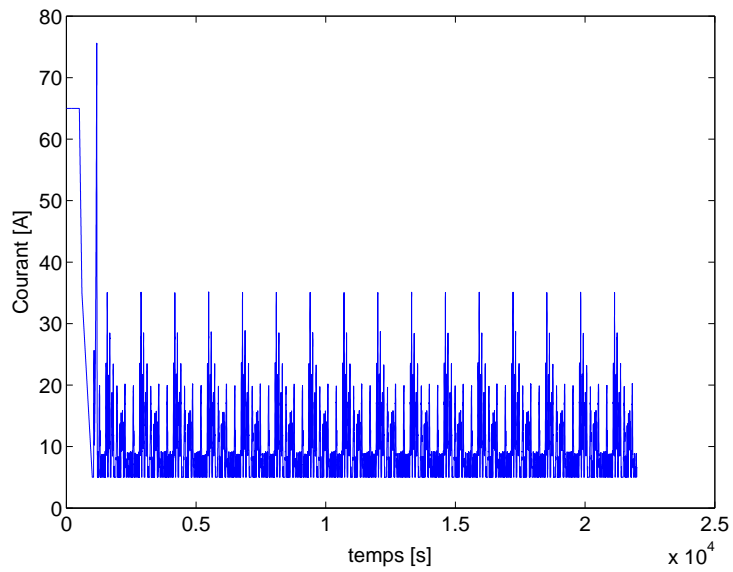


FIG. 12.4 – Charge du module de puissance

Le rendement énergétique du GMP/PAC est exprimé par la fonction $f_0(T_s, u_1, \alpha^C)$ (voir équation (11.8)).

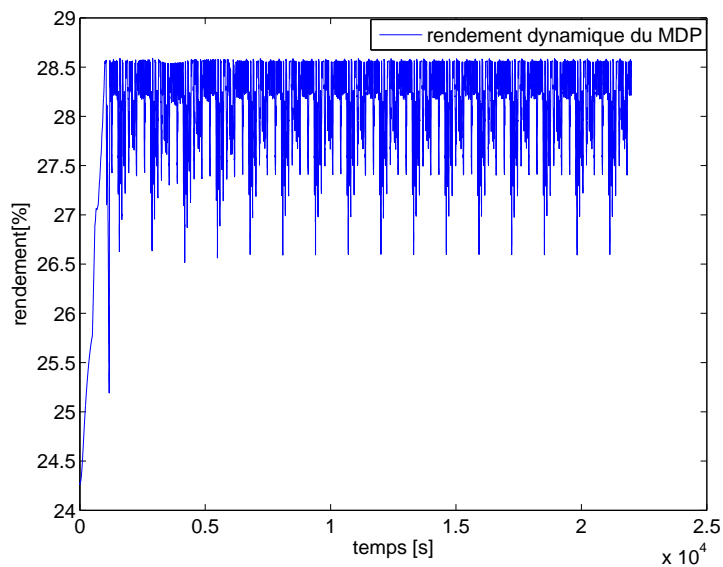


FIG. 12.5 – Rendement du MDP sur 100 km de cycle V1

La consommation de l'essence qui en découle est illustrée par la figure 12.6

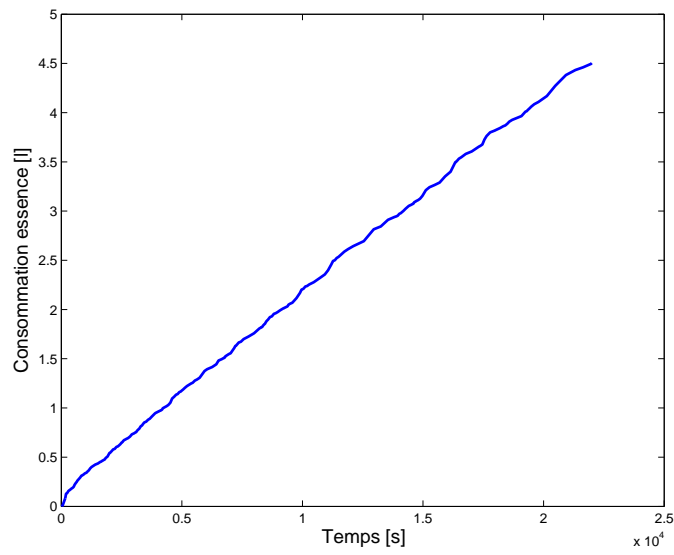


FIG. 12.6 – Consommation du MDP (essence)

12.1.2 Cas du GMP/MTD

Le rendement du GMP/MTD est présenté par la figure 12.7

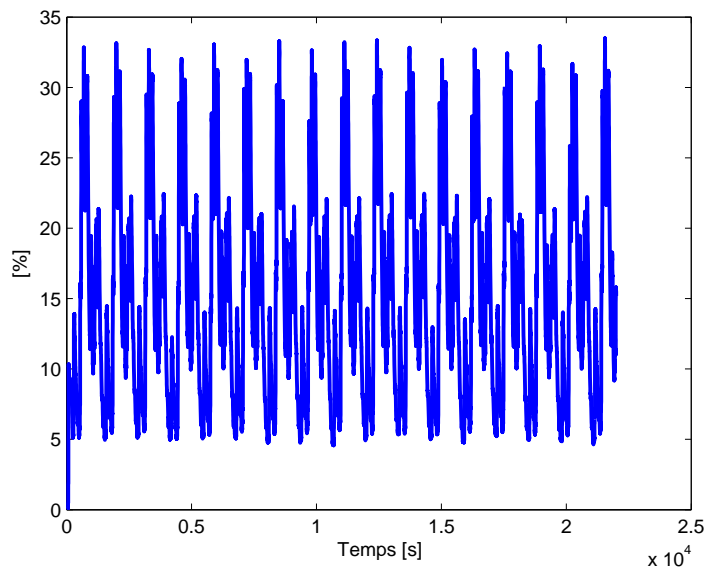


FIG. 12.7 – Rendement du MTD sur 100 km de cycle V1

La consommation de Diesel qui en découle est illustrée par la figure 12.8

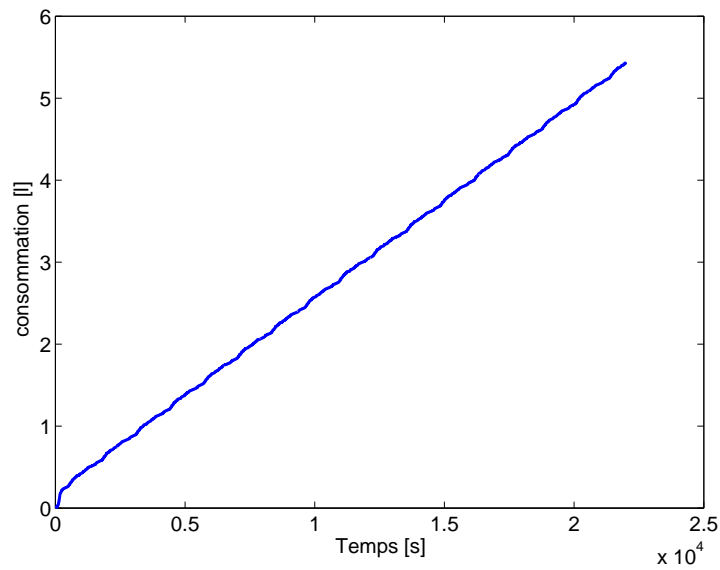


FIG. 12.8 – Consommation du MTD (Diesel)

12.2 Pollution produite par chacun des deux types de GMP

12.2.1 Cas du GMP/PAC

Le débit des polluants dans le cas du GMP/PAC est très faible : $Q_P \approx 0$.

12.2.2 Cas du GMP/MTD

Dans le cas du moteur thermique nous sommes partis d'un véhicule qui vérifie les normes européennes EURO III auquel nous avons ajouté un NOxTrap et un filtre à particules. Les résultats sont illustrés par la figure 12.9

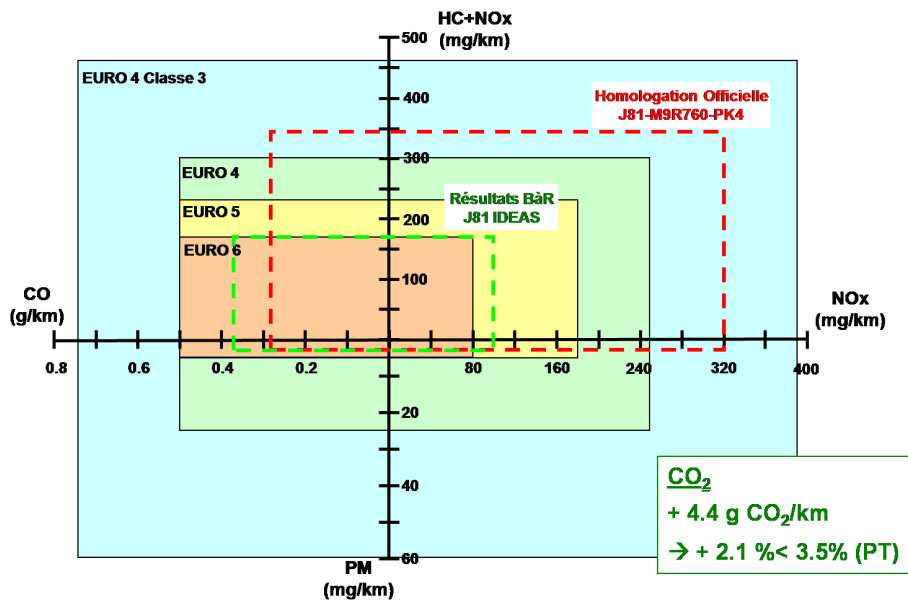


FIG. 12.9 – Respect des normes pour le véhicule avec reformeur, NOxTrap et FAP

12.3 Autonomie des deux types de GMP

12.3.1 Cas du GMP/PAC

Régulation des températures :

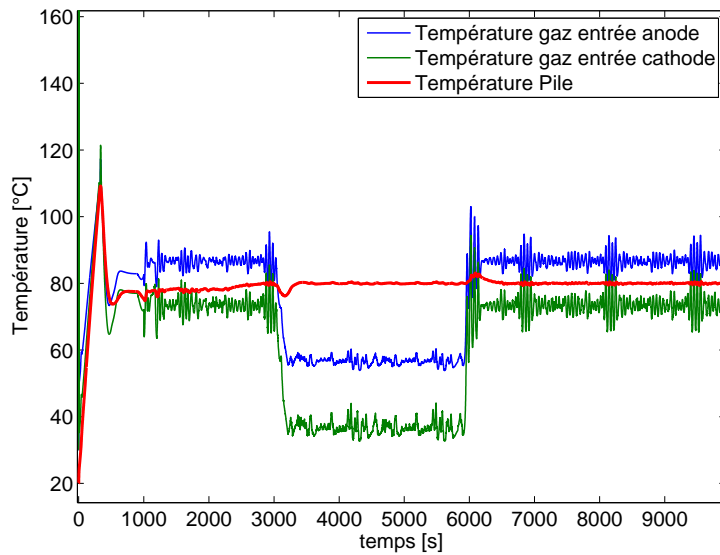


FIG. 12.10 – Températures régulées en différents points critiques du MDP

Contrainte d'autonomie :

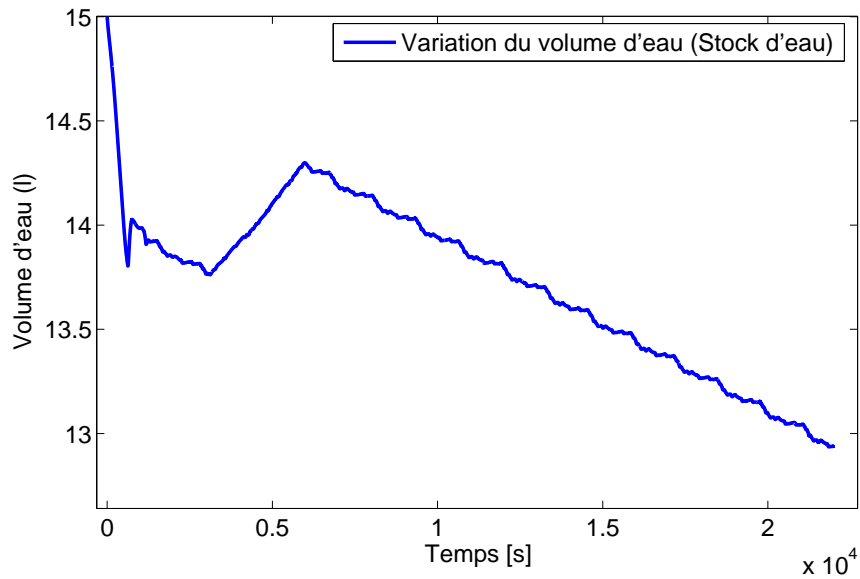


FIG. 12.11 – Variations du volume dans le réservoir tampon du reformeur

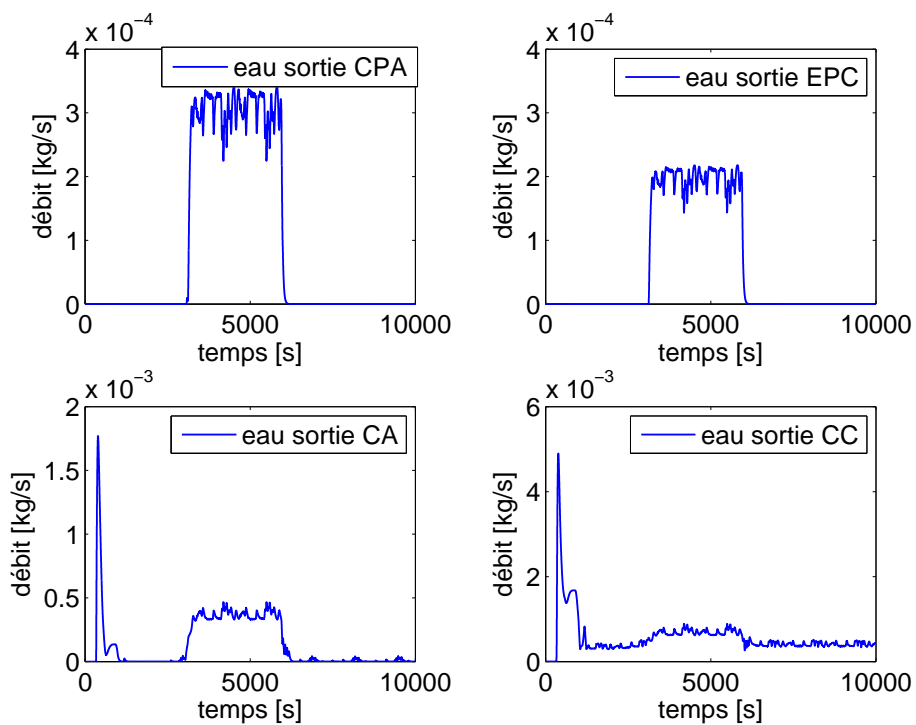


FIG. 12.12 – Débit sortant des différents condenseurs

La figure 12.11 nous donne une variation de 2 litres d'eau sur un parcours de 100 km et dans le cas de la régulation thermique illustrée par la figure 12.10. On estime alors l'autonomie du GMP/PAC à 800

km pour un réservoir d'eau de 15 litres.

12.3.2 Cas du GMP/MTD

- Groupe motopropulseur équipé d'un moteur Diesel, d'un catalyseur d'oxydation, d'un injecteur et d'un filtre à particule (type du stock : huile) : l'autonomie est estimée à 15000 km. L'utilisation du moteur pour la régénération du filtre à particule provoque une dégradation de la quantité d'huile qui sert à lubrifier le moteur. En plus une partie de l'huile est transformée en couche de résidu qui s'installe sur la paroi du filtre. L'amélioration des lois de contrôle de la régénération permet d'augmenter l'autonomie en huile.
- Groupe motopropulseur équipé d'un moteur Diesel, d'un catalyseur d'oxydation, d'un reformeur et d'un filtre à particule (type du stock : huile) : l'autonomie est estimée à 30000 km. Comme on n'utilise pas le moteur pour la régénération du FAP, il n'y a que l'huile transporté par le carburant et qui se transforme en résidus sur le FAP qui réduit d'autonomie en huile.

12.4 Comparaisons du coût de deux systèmes

- cas du groupe motopropulseur avec moteur thermique, un catalyseur d'oxydation, un cinquième injecteur et un filtre à particules (type du carburant : gasoils) : $\zeta(GMP/MTD1) = \frac{C1}{65} = D_1$ €/kW.
- cas du groupe motopropulseur avec moteur thermique, un catalyseur d'oxydation, un reformeur et un filtre à particules (type du carburant : gazoil) : $\zeta(GMP/MTD2) = \frac{C2}{65} = 1,3D_1$ €/kW .
- cas du groupe motopropulseur avec pile à combustible et reformeur embarqué (type du carburant : essence) : $\zeta(GMP/PAC) = \frac{C3}{75} = 3D_1$ €/.

Chapitre 13

Analyse et comparaisons des résultats obtenus

Nous pouvons regrouper les différents résultats obtenus dans les paragraphes précédents sur la même figure sous forme d'une toile, figure 13.1.

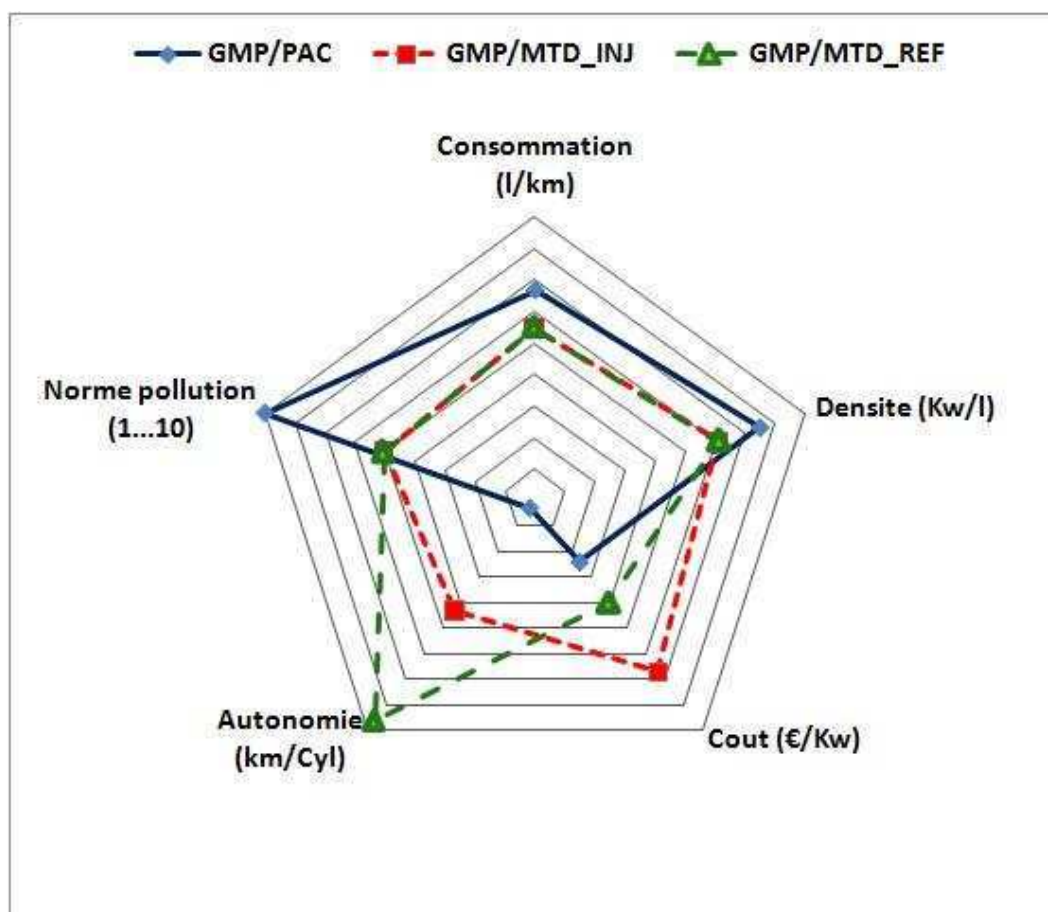


FIG. 13.1 – Axes de comparaison entre les deux systèmes

Sur cette figure, on compare trois groupes motopropulseur sur les axes de consommation carburant, de pollution, d'autonomie, de densité d'énergie et de coût. Les résultats sont normalisés entre 0 et 1. Le système qui est plus proche de 1 sur un axe donné admet des meilleurs résultats sur cet axe.

A début, nous avons cherché à comparer les différents systèmes sur un seul critère qui regroupe les différents axes mais nous avons préféré garder l'aspect multicritères. En effet, les axes prennent plus ou moins de valeur selon l'époque ou l'endroit où on fait l'étude. Par exemple, lorsque la ressource pétrole devient critique, il faut accorder plus de poids à l'axe consommation. Nous définissons des termes de pondérations p_c, p_p, p_a, p_d et p_C associés aux différents axes $\vec{A}_c, \vec{A}_p, \vec{A}_a, \vec{A}_d$ et \vec{A}_C . Les termes de pondération dépendent du temps et de l'endroit¹ et les termes en A désignent les valeurs prises par une technologie selon les différents axes. Nous suggérons le critère d'aide aux décisions suivant :

$$C^{GMP} = p_c A_c + p_p A_p + p_a A_a + p_d A_d + p_C A_C.$$

¹Elles peuvent être déterminées selon des critères statistiques et/ou heuristiques

Conclusion et perspectives

A la fin du vingtième siècle et au début du vingtunième siècle les chercheurs et les ingénieurs sont confrontés à deux défis majeurs : la raréfaction des ressources minière et pétrolière et le problème de pollution de la planète. L'industrie automobile représente un secteur important pour remporter ces deux défis. En effet, le XXe siècle a connu un développement spectaculaire de l'automobile et de l'aviation et le XXIe verra le transport routier se développer dans des proportions tout aussi impressionnantes, puisque dans les trente prochaines années, le nombre de véhicules en circulation progressera de 80 %. Cette forte poussée s'explique surtout par la demande des pays émergents (+ 180 %). En plus du défi énergétique et celui de la maîtrise de la pollution, nous avons des contraintes de valeurs client (performances, autonomie, volume) et de coût qui viennent s'ajouter. Dans ce contexte, nous avons étudié deux solutions technologiques en cours d'évaluation pour résoudre des problèmes énergétiques, environnementaux et économiques posés par le transport automobile. L'étude approfondie de ces deux systèmes nous a révélé plusieurs similitudes structurelles qui nous ont permis de formaliser un problème de commande commun à ces deux systèmes de conversion d'énergie. Nous allons dresser ici le bilan de principaux résultats, dégager quelques conclusions et proposer un certain nombre de perspectives.

Bilan

Tout d'abord, nous avons étudié le groupe motopropulseur avec pile à combustible. Pour cela, nous avons développé des modèles des différents composants du GMP/PAC. Ces modèles sont obtenus à partir des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie et à partir des équations d'état des fluides (relation des gaz parfait, équations d'incompressibilité,...). Ces modèles sont à bases, pour la plupart, d'équations aux dérivées partielles. Ils prennent en compte différents phénomènes physico-chimiques : la diffusion, le transport des gaz, les réactions chimiques, les changements d'état des gaz et les réactions électrochimiques. Nous avons développé des versions simplifiées et réduites des modèles en utilisant différentes techniques de réduction (analyse dimensionnelle, intégration spatiale des équations 1D, collocation orthogonale, séparation des échelles du temps). En particulier, nous avons développé des modèles de la pile à combustible, des échangeurs de chaleur, des radiateurs et du reformeur.

Nous avons proposé une solution au problème de la modélisation de la quantité d'eau condensée, qui représentait un des points délicats de la modélisation des échangeurs. Cette solution est facile à implémenter (nombre réduit d'états pour déterminer la quantité d'eau condensée). En plus, elle peut être transposée pour les composants du groupe motopropulseur qui font intervenir le phénomène de condensation diphasique (pile, reformeur...).

Les résultats des essais sur les échangeurs corrént bien avec le modèle, ce qui permet de valider l'approche de modélisation suivie et de vérifier les différentes hypothèses prises en compte.

La technique qui consiste à intégrer les équations du modèle à paramètres distribués permet de garder le sens physique des équations. Elle nous a permis d'aboutir à des bons résultats avec une dimension réduite du vecteur d'état.

Nous avons utilisé le modèle du GMP/PAC pour choisir la structure d'actionneurs/capteurs la plus adéquate pour le bon fonctionnement du groupe motopropulseur. En particulier, nous avons ajouté une vanne de bipasse de l'échangeur EC, ce qui permet d'avoir un contrôleur modulaire : le contrôle de la boucle primaire (BP) est découplé de celui de la boucle secondaire (BS).

Le travail de modélisation et de réduction de modèle a constitué le support des algorithmes de régulation des différentes températures du groupe motopropulseur avec pile à combustible. Il nous a permis d'optimiser les algorithmes de contrôle et de gagner en temps de mise au point des lois de commande.

Dans le cadre de cette thèse, nous avons pu comparer les performances et la robustesse de plusieurs types de contrôleur. Nous avons également développé des estimateurs pour la commande et pour le diagnostic. Les différents algorithmes sont validés en simulations et le cahier de charge pour le contrôle du module de puissance est respecté. En particulier, nous avons pu respecter les contraintes thermiques très restrictives d'un système pile à combustible avec reformeur embarqué.

En second lieu, nous avons étudié le groupe motopropulseur avec moteur thermique dépollué. Nous avons développé des modèles des différents composants du GMP/MTD obtenus à partir des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie et à partir des équations d'état des fluides (relation des gaz parfait, équations d'incompressibilité,...). Ces modèles sont à bases, pour la plupart, d'équations aux dérivées partielles. Ils prennent en compte différents phénomènes physico-chimiques : la diffusion, le transport des gaz, les réactions chimiques (combustion, catalyse) et les phénomènes pneumatiques (perte de charge d'un gaz dans un milieu poreux). Nous avons développé également des versions simplifiées et réduites des modèles en utilisant différentes techniques de réduction (analyse dimensionnelle, méthode des caractéristiques, différence fini, séparation des échelles du temps). En particulier, nous avons développé un modèle simplifié du moteur thermique, du reformeur, du catalyseur d'oxydation² et du filtre à particules.

Nous avons étudié l'influence de la perte de charge du système de dépollution sur le moteur thermique ce qui nous a permis d'écrire la puissance effective du moteur en fonction des pressions à l'échappement et notamment en fonction de la masse de suies dans le filtre à particules. Cette étude permet déterminer la masse limite à partir de laquelle nous avons intérêt à régénérer le filtre. Nous pouvons alors (en termes de rendement du système) découpler le fonctionnement moteur de celui du post-traitement.

Nous avons proposé un modèle de perte de charge du filtre à particules lorsque ce dernier est en phase de régénération passive ce qui représentait un des points durs de la modélisation du filtre.

Après avoir développé un modèle 1D du catalyseur d'oxydation, nous avons utilisé la méthode de caractéristiques pour analyser le modèle. L'analyse nous a permis de localiser les réactions chimiques au sein du catalyseur. Nous avons utilisé cette information pour obtenir un modèle 0D réduit.

Les résultats des essais corrént bien avec le modèle, ce qui permet de valider les approches de modélisation suivies et de vérifier les différentes hypothèses prises en compte.

Le travail de modélisation et de réduction de modèle a constitué le support de l'algorithme de régulation

²Respectivement NOxTrap

et d'estimation et de diagnostic ce qui nous a permis d'optimiser les différents algorithmes et de gagner en temps de mise au point.

Nous nous sommes basés sur le modèle de chargement du FAP afin de proposer un estimateur précis de masse de suies dans le FAP. Nous avons également proposé une méthode pour déterminer les paramètres de cet estimateur. La précision apportée par l'estimateur permet d'utiliser des filtres plus petits et par conséquent de réduire le coût du système.

Nous avons proposé, des lois de commande et de diagnostic qui permettent d'optimiser le rendement énergétique du module de puissance sous contraintes de performances, d'autonomie et de respect des normes de pollution. Nous avons également développé des estimateurs pour la commande et pour le diagnostic.

Les différents algorithmes sont validés en simulations avec des résultats de comparaisons entre différents contrôleurs. Le cahier de charge pour le contrôle du module de puissance est respecté.

Enfin, Nous avons comparé les différents groupes motopropulseurs étudiés suivant les axes de consommation, de pollution, d'autonomie, de densité d'énergie et de coût. Ensuite, nous avons cherché à comparer les différents systèmes sur un seul critère qui regroupe les différents axes mais nous avons préféré garder l'aspect multicritères. En effet, les axes prennent plus ou moins de valeur selon l'époque ou l'endroit où on fait l'étude. Le travail de comparaison entre différents groupes motopropulseurs peut alors être utilisé comme support pour l'aide aux décisions.

Après l'étude du système pile à combustible et du système moteur thermique dépollué, nous avons réussi à proposer une structure commune aux deux types de groupe motopropulseur. Cette structure présente l'intérêt de transposer facilement les travaux faits sur différents systèmes de conversion d'énergie en faisant abstraction de la couche physique du système.

Nous avons réussi à formaliser un problème de commande commun aux deux types de groupe motopropulseur étudiés. Le problème commun retenu est alors un problème d'optimisation d'un rendement énergétique sous contraintes, d'agencement de conduite, d'autonomie, de pollution et de coût. Ces différents axes traduisent la volonté de respecter la valeur client et d'assurer l'industrialisation des solutions proposées tout en respectant les contraintes planétaires.

Perspectives

Quelques perspectives peuvent être envisagées suite à cette étude. On peut citer :

1. Modélisation du système pile à combustible : on peut envisager d'approfondir quelques points du modèle de module de puissance du système pile telle qu'une modélisation plus fine de l'assèchement de la membrane. On pourrait utiliser la méthode développée pour la condensation diphasique dans les échangeurs de chaleur pour enrichir le modèle de l'eau dans la pile.
2. Application pour le dimensionnement du système pile : nous avons vu dans la partie comparaisons entre le GMP avec pile à combustible et le GMP avec moteur thermique dépollué que le coût du système représente un des points faibles du système pile. Il s'avère important de faire le travail de bouclage sur dimensionnement dans le cas du GMP pile afin de réduire le coût du système.
3. Application pour la commande du système pile à combustible : le projet *Respire* s'est arrêté avant que nous puissions valider nos algorithmes de commande et de diagnostic sur un banc d'essai. Le prototypage de ces algorithmes reste un des perspectives de ce travail.

4. Modélisation du système moteur thermique dépollué : il existe une approche pour l'estimation de la quantité de suies dans le FAP qui est basée sur la variation de la fréquence d'onde de la pression en amont du FAP en fonction de la quantité de suies dans ce dernier. Pour approfondir cette piste il faut disposer d'essais suffisamment riches de la pression amont avec des acquisitions en hautes fréquences et pour différentes valeurs de masse de particule dans le filtre.
5. Application pour la commande du système moteur thermique dépollué : faute de temps, nous n'avons pas encore validé la commande LPV sur un banc d'essai ou sur véhicule. Cette loi de commande donne très bon résultats en simulation sur les deux volets : performances et robustesse et nous envisageons de la valider en prototypage rapide. On peut envisager également d'utiliser la commande LPV pour la mise au point de commandes plus classique tel que la commande PID.
6. Application économique : nous avons développé des lois de commande et des observateurs qui permettent de réduire le volume du filtre à particule et d'utiliser des technologies qui coûtent moins cher. Il reste à chiffrer le gain apporté par ce travail sur le coût du système. Cette perspective permet d'aider à mieux définir le cahier de charge de la régulation thermique et de l'estimation de la quantité des suies.

Annexes

Annexe A

Equations 1D pour un écoulement fluide

- Equation de conservation de la masse :

$$\boxed{\begin{aligned}\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v}{\partial z} &= 0 \\ \rho(0, t) &= \rho^{in}\end{aligned}} \quad (\text{A.1})$$

v est la vitesse du fluide

- Equation de conservation de la quantité de matière (Navier Stokes) :

$$\frac{D\vec{v}}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \overrightarrow{\text{grad}P} + \vec{f}$$

\vec{f} représente les forces de frottements.

Dans le cas monodimensionnel nous avons :

$$\frac{\partial v(z, t)}{\partial t} = -v \frac{\partial v(z, t)}{\partial z} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + 4\zeta \frac{v^2}{2} \frac{1}{D_h}$$

En remarquant que $v = \frac{Q}{\rho A}$ nous obtenons :

$$\boxed{\begin{aligned}\rho A \frac{\partial Q(z, t)}{\partial t} &= -Q \frac{\partial Q(z, t)}{\partial z} - \rho A^2 \frac{\partial P}{\partial z} + 4\zeta \frac{Q|Q|}{2D_h} \\ Q(0, t) &= Q^{in}\end{aligned}} \quad (\text{A.2})$$

– Bilan Thermique

Si on note e l'énergie interne du système par unité de masse $e^* = e + \frac{v^2}{2}$

$$E^* = \iiint \rho e^* dV \iff \frac{DE^*}{Dt} = \dot{W} + \dot{Q}$$

\dot{W} : Travail des forces de pression, Viscosité (négligeable)
 \dot{Q} : Réaction, Convection, Transformation ...
 $\frac{D}{Dt}$: Dérivé particulaire

Pour l'exemple le terme \dot{Q} sera pris dans le cas où une convection forcée se produit.

$$\Rightarrow \iiint \frac{\partial \rho e^*}{\partial t} dV + \oint \rho v e^* d\Sigma = - \oint P v d\Sigma + \iiint \frac{KS(T_p - T_g)}{V} dV$$

En monodimensionnel nous obtenons :

$$\frac{\partial \rho e^*}{\partial t} + \frac{\partial \rho v e^*}{\partial z} = \frac{\partial P v}{\partial z} + \frac{KS(T_p - T_g)}{V}$$

ainsi :

$$\frac{\partial \rho e^*}{\partial t} + \frac{\partial \rho v (e^* + \frac{P}{\rho})}{\partial z} = \frac{KS(T_p - T_g)}{V}$$

Si on note $h^* = (e^* + \frac{P}{\rho}) = h + \frac{v^2}{2}$, le bilan thermique nous donne :

$$\frac{\partial \rho e^*}{\partial t} + \frac{\partial \rho v h^*}{\partial z} = \frac{KS(T_p - T_g)}{V} \quad (\text{A.3})$$

L'équation (A.3) représente l'écoulement d'un fluide quelconque dans un échangeur .

Si on fait l'hypothèse des gaz parfaits nous avons :

$$\begin{aligned} e &= C_v T \\ h &= C_p T \\ C_v - C_p &= \frac{R}{M} \end{aligned}$$

Or pour les gaz qu'on utilise, nous avons $\frac{R}{M} < \frac{C_p}{10}$ nous avons alors $e \simeq h$.

De plus, vu les vitesses des fluides dans notre système nous pouvons négliger l'énergie cinétique devant les énergies thermiques, ce qui implique $e^* \simeq e = C_v T$ et $h^* \simeq h = C_p T$.

L'équation (A.3) devient :

$$\frac{\partial \rho h - P}{\partial t} + \frac{\partial \rho v h}{\partial z} = \frac{KS(T_p - T_g)}{V}$$
$$\Rightarrow \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v}{\partial z} \right] h + \rho \frac{\partial h}{\partial t} + \rho v \frac{\partial h}{\partial z} - \frac{\partial P}{\partial t} = \frac{KS(T_p - T_g)}{V}$$

Or, d'après (A.1) $\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v}{\partial z} = 0$ ce qui nous donne :

$\rho \frac{\partial h}{\partial t} + \rho v \frac{\partial h}{\partial z} - \frac{\partial P}{\partial t} = \frac{KS(T_p - T_g)}{V}$ $h(0, t) = h^{in}$	(A.4)
--	-------

Annexe B

Modèle 0D de l'échangeur avec n points d'approximations de la méthode de trapèze

Si on choisit n points pour approximer l'intégrale :

$$T_g^{ei} = \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^n (T_{i,g}^{ei} + T_{i-1,g}^{ei}) ; \quad T_c^{ei} = \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^n (T_{i,c}^{ei} + T_{i-1,c}^{ei})$$

Pour tout i appartenant à $[1, n - 1]$ nous avons :

$$\begin{aligned} \rho_g A_g C_{pg} \frac{dT_{i,g}^{ei}}{dt} &= -Q_g^{ei} C_{pg} (T_{i-1,g}^{ei} - T_{i,g}^{ei}) - K_g^{ei} P_m (T_{i,g}^{ei} - T_{i,p}^{ei}) \\ \rho_c A_c C_{pc} \frac{dT_{i,c}^{ei}}{dt} &= -Q_c^{ei} C_{pc} (T_{i+1,c}^{ei} - T_{i,c}^{ei}) + K_c^{ei} P_m (T_{i+1,p}^{ei} - T_{i,c}^{ei}) + K_{elm} \frac{Q_c}{Q_c + Q_0} \\ \rho_p A_p C_{pp} \frac{dT_{i,p}^{ei}}{dt} &= K_g^{ei} P_m (T_{i,g}^{ei} - T_{i,p}^{ei}) - K_c^{ei} P_m (T_{i,p}^{ei} - T_{i-1,c}^{ei}) \end{aligned} \quad (\text{B.1})$$

Pour $i = n$ nous avons :

$$\begin{aligned}
 \rho_g A_g L C_{p_g} \frac{dT_g^{ei}}{dt} &= 2Q_g C_{p_g} \left(\sum_{i=0}^{n-1} T_{i,g}^{ei} - nT_g^{ei} \right) - K_g S^{ei} (T_g^{ei} - T_p^{ei}) \\
 \rho_c A_c L C_{p_c} \frac{dT_c^{ei}}{dt} &= 2Q_c C_{p_c} \left(\sum_{i=1}^n T_{i,c}^{ei} - nT_c^{ei} \right) + K_c S^{ei} (T_p^{ei} - T_c^{ei}) + K_{elm} \frac{Q_c}{Q_c + Q_0} \\
 m^{ei} C_{p_p} \frac{dT_p^{ei}}{dt} &= K_g S^{ei} (T_g^{ei} - T_p^{ei}) - K_c S^{ei} (T_p^{ei} - T_c^{ei}) \\
 \begin{bmatrix} T_g^{ei,out} \\ T_c^{ei,out} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -2 & 0 & 0 & \dots & 2n & 0 & 0 \\ 0 & -2 & 0 & \dots & 0 & 2n & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_i \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} T_g^{ei,in} \\ T_c^{ei,in} \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{B.2}$$

Annexe C

Expression du rendement énergétique du moteur thermique

On définit plusieurs rendements :

– Rendement de combustion η_{comb} : dans le cas du moteur Diesel le mélange de la combustion présente un excès d'air, ce qui fait que le rendement de combustion $\eta_{comb} = \frac{W_{carb}^*}{W_{carb}^{MOT,in}}$ est proche de 1.

– Rendement thermodynamique du cycle de référence η_{rf} : Ce rendement est le rapport entre la puissance indiquée délivrée par un cycle théorique choisi comme cycle de référence et la puissance calorifique introduite dans ce cycle lors de la combustion :

$$\begin{aligned}\eta_{rf} &= \frac{W_{rf}}{W_{carb}^*} \\ &= 1 - \epsilon^{1-\gamma}\end{aligned}$$

avec ϵ le rapport volumétrique du moteur $\epsilon = \frac{V_2}{V_1}$ (pour un moteur Diesel les valeurs de ϵ se situent entre 18 et 22).

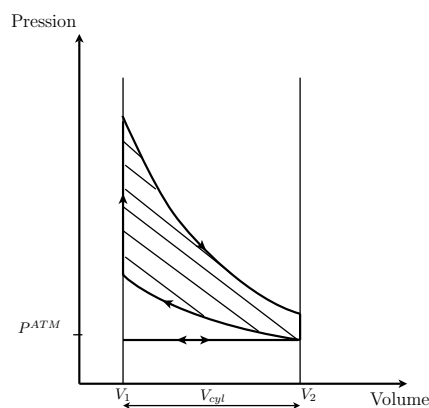


FIG. C.1 – Cycle de Beau Rochas théorique

– Rendement de forme ou rendement de cycle η_f :

$$\eta_f = \frac{W_{cyl}}{W_{rf}}$$

W_{cyl} est déterminée par l'expression (moteur à 4 temps) :

$$W_{cyl} = \frac{1}{2} \frac{N}{60} \oint p dV$$

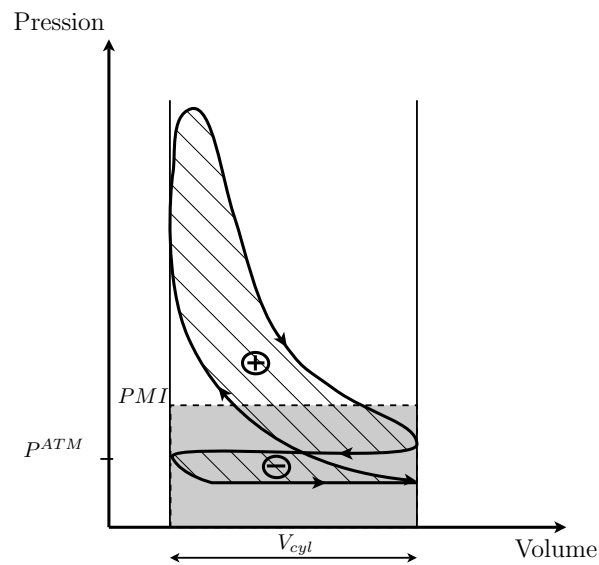


FIG. C.2 – Cycle de Beau Rochas d'un moteur thermique

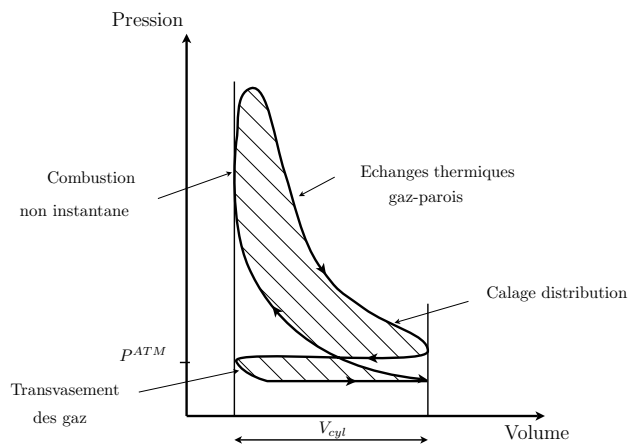


FIG. C.3 – Cycle de Beau Rochas réel avec les pertes de forme

-
- Rendement organique η_{org} : ce rendement tient compte des pertes par frottement et de la puissance mécanique nécessaire à l'entraînement des auxiliaires indispensables au fonctionnement du moteur, il est défini comme le rapport entre la puissance effective et la puissance transmise par le cycle réel au piston (W_{cyl}) : $\eta_{org} = \frac{W_e^{MOT,out}}{W_{cyl}}$.

- Rendement effectif ou global η_e :

$$\eta_e = \frac{\text{Puissance effective}}{\text{Puissance calorifique}} = \frac{W_e^{MOT,out}}{W_{carb}^{MOT,in}}$$

avec $W_{carb}^{MOT,in} = Q_{carb}^{MTF,in} PCI_{Diesel}$.

La cascade de l'énergie depuis la source jusqu'au travail effectif sur l'arbre moteur nous donne :

$$\begin{aligned} \eta_e &= \frac{W_e^{MOT,out}}{W_{cyl}} \frac{W_{cyl}}{W_{rf}} \frac{W_{rf}}{W_{carb}^*} \frac{W_{carb}^*}{W_{carb}^{MOT,in}} \\ &= \eta_{org} \cdot \eta_f \cdot \eta_{rf} \cdot \eta_{comb} \end{aligned}$$

Annexe D

Proposition d'une loi de commande optimale pour le GMP/PAC

En utilisant le principe de maximum de Pontryagin, la commande est celle qui maximise le Hamiltonien du système :

$$\begin{aligned}
 H(p, S, x) = & -f_0(x_1, S_1, x_3, x_4) + p_1 \Upsilon_C(S_1, x_5) + p_2 \Upsilon_E(S_2, x_6) \\
 & + q_1 (f_C(S_1, x_3, x_4) - \Upsilon_C(S_1, x_5)) \\
 & + q_2 (f_e(x_1, x_2, x_3) - \Upsilon_E(S_2, x_6)) \\
 & + q_3 \left(f_0(x_1, S_1, x_3, x_4) x_3 - \frac{\eta^{CP} W_r}{(PCI)_{carb}} \right)
 \end{aligned}$$

$p = (p_1 \ p_2)^T$ avec p_1 et p_2 sont les multiplicateurs de Lagrange associés aux variables d'états.
 $q = (q_1 \ q_2 \ q_3)^T$ avec q_1 , q_2 et q_3 sont les multiplicateurs de Lagrange associés aux contraintes d'égalité.
 La commande qui maximise la fonction coût (11.8) vérifie :

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{S} = \frac{\partial H}{\partial p} \\ \dot{p} = \frac{\partial H}{\partial S} \\ \frac{\partial H}{\partial q} = 0 \\ \frac{\partial H}{\partial x} = 0 \end{array} \right. \quad (D.1)$$

avec les conditions aux limites suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} S(t_0) = S^0 \\ p(t_f) = \frac{\partial f_0(x_1, S_1, x_3, x_4)}{\partial S} \Big|_{t=t_f} \end{array} \right.$$

Nous allons utiliser une méthode itérative pour déterminer la commande qui vérifie le système (D.1). nous allons tout d'abord faire les hypothèse suivantes sur la loi de commande :

- Les vitesses de chargement et du déchargement du stock d'énergie (état : charge batterie, commande : terme x_5) et du stock de fluide (état : débit d'eau, commande : terme x_6) sont constante. On pose alors :

$$\begin{aligned} x_5 &= d_1 && \text{si } S_1 \leq S_1^{low} \\ &= -d_1 && \text{sinon} \\ x_6 &= d_2 && \text{si } S_1 \leq S_1^{low} \\ &= -d_2 && \text{sinon} \end{aligned}$$

d_1 et d_2 sont des constantes positives.

- La répartition x_4 de la puissance à fournir par le GMP entre la batterie et le module de combustion ne dépend que de l'état de charge de la batterie S_1 , de la température de la pile x_1 et du débit de carburant consommé x_3 :

$$x_4 = f_4(S_1, x_1, x_3)$$

- La température moyenne des gaz en entrée de la pile ne dépend que de la température de la pile et l'état du stock d'eau :

$$x_2 = x_1 + d_3 |S_2 - S_2^{low}|$$

d_3 est une constante négative.

- La température de la pile x_1 ne dépend que du débit de carburant consommé x_3 et de l'état S_2 du stock d'eau

$$x_1 = f_1(S_2, x_3)$$

- Le débit de carburant consommé x_3 est le résultat de la résolution de l'équation $f_0(T_s, S_1, u_1, \alpha^C) u_1 = \frac{\eta^{CP} W_r}{(PCI)_{carb}}$. Il ne dépend que de la température x_1 de la pile à combustible, de la commande de répartition de puissance x_4 et de l'état du stock d'énergie S_1 :

$$x_3 = f_3(S_1, S_2, x_1, x_4)$$

Pour résoudre le problème d'optimisation sous contraintes posé, nous allons déterminer les cartographies des fonctions f_1, \dots, f_4 ainsi que les constantes d_1 et d_2 d'une façon itérative tel que c'est illustré par la figure D.1

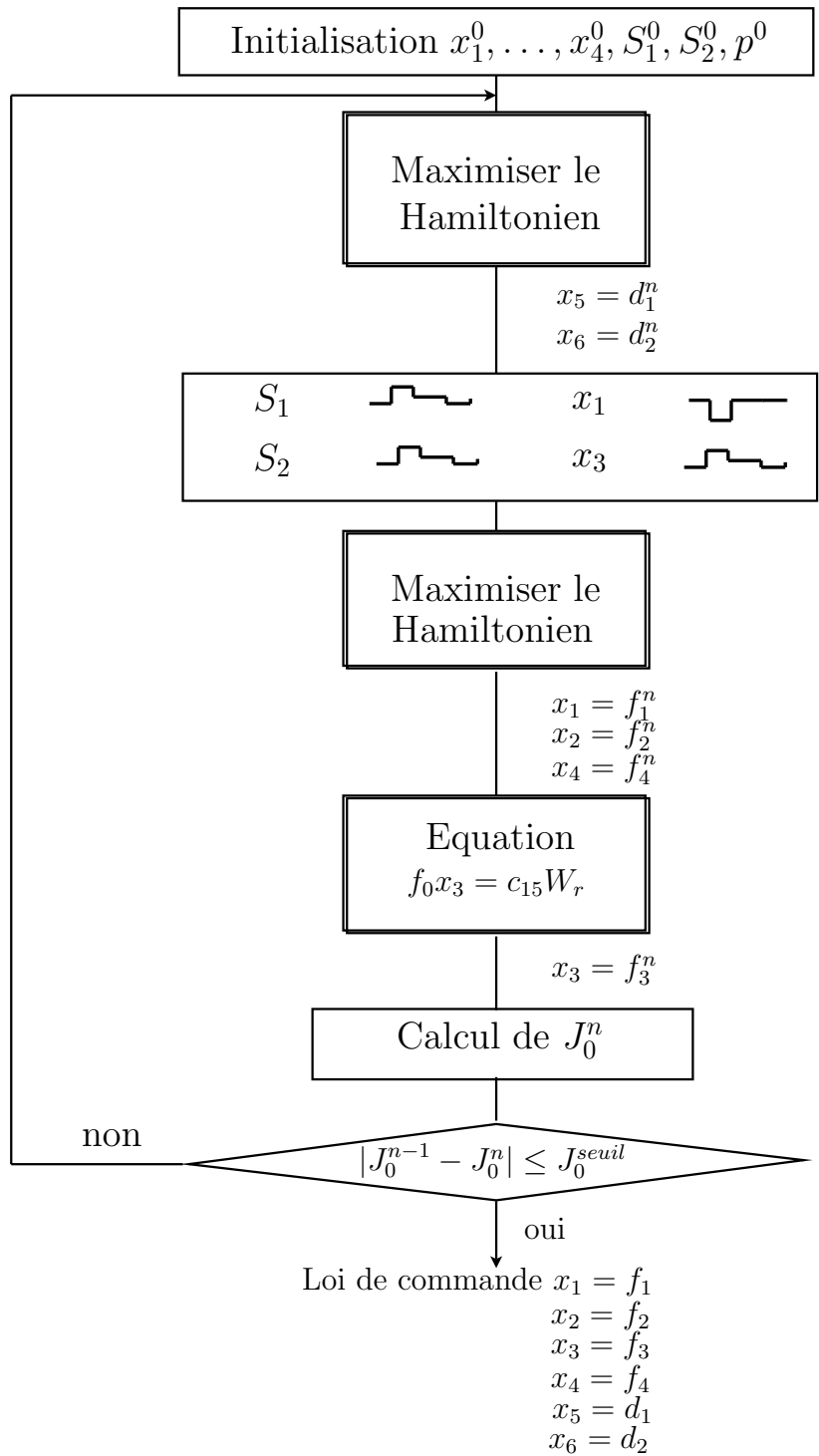


FIG. D.1 – Algorithme de résolution du problème d'optimisation

Annexe E

Rappel sur le backstepping

Considérons le système

$$\begin{cases} \dot{x} = f(x) + g(x, y)y \\ \dot{y} = h(x, y) + u \end{cases} \quad (\text{E.1})$$

supposons que pour le système

$$\dot{x} = f(x) + g(x, u)u \quad (\text{E.2})$$

il existe un feedback $x \mapsto u_s(x)$ qui le stabilise asymptotiquement autour du point d'équilibre 0. Il existe alors une fonction de Lyapunov $x \mapsto U(x)$ telle que

$$\frac{\partial U}{\partial x}(x) \cdot (f(x) + g(x, u_s(x))u_s(x)) = -W(x)$$

avec W fonction définie positive. On peut alors en déduire un feedback stabilisateur pour le système (E.1), pour cela on considère la fonction définie positive

$$V(x, y) = U(x) + \frac{1}{2}(y - u_s(x))^2$$

sa dérivée le long des trajectoires du système (E.1) est

$$\begin{aligned} & \frac{\partial U}{\partial x}(x) \cdot (f(x) + g(x, y)y) + (y - u_s(x))(h(x, y) + u) - \frac{\partial u_s}{\partial x}(x) \cdot (f(x) + g(x, y)y) \\ &= \frac{\partial U}{\partial x}(x) \cdot (f(x) + g(x, u_s(x))u_s(x)) + (y - u_s(x))(h(x, y) + u) - \frac{\partial u_s}{\partial x}(x) \cdot (f(x) + g(x, y)y) \\ & \quad + \frac{\partial U}{\partial x}(x) \cdot (g(x, y)y - g(x, u_s(x))u_s(x)) \end{aligned}$$

mais il existe une fonction k telle que

$$g(x, y)y - g(x, u_s(x))u_s(x) = (y - u_s(x))k(x, y)$$

donc l'expression ci-dessus peut se récrire

$$\frac{\partial U}{\partial x}(x) \cdot (f(x) + g(x, u_s(x))u_s(x)) + (y - u_s(x))(h(x, y) + u) - \frac{\partial u_s}{\partial x}(x) \cdot (f(x) + g(x, y)y) + \frac{\partial U}{\partial x}(x) \cdot (y - u_s(x))k(x, y)$$

et on voit alors qu'il suffit de prendre

$$u(x, y) = -h(x, y) + \frac{\partial u_s}{\partial x}(x) \cdot (f(x) + g(x, y)y) - \frac{\partial U}{\partial x}(x) \cdot (y - u_s(x))k(x, y) - (y - u_s(x))$$

pour obtenir

$$\dot{V}(x, y) = -W(x) - (y - u_s(x))^2$$

ce qui prouve que 0 est, avec ce feedback, un point d'équilibre asymptotiquement stable pour le système (E.1).

Remarque Les calculs ci-dessus sont encore valable si y n'est pas de dimension 1. Dans le cas où $\dim y \geq 2$, il suffit de remplacer le terme $(y - u_s(x))^2$ par $\|y - u_s(x)\|^2$.

Cette technique du backstepping peut s'appliquer récursivement. Supposons que l'on ait un système sous la forme (dite forme feedback)

$$\begin{aligned}\dot{x}_1 &= f_1(x_1) + g_1(x_1)x_2 \\ \dot{x}_2 &= f_2(x_1, x_2) + g_2(x_1, x_2)x_3 \\ &\vdots \\ \dot{x}_{n-1} &= f_{n-1}(x_1, \dots, x_{n-1}) + g_{n-1}(x_1, \dots, x_{n-1})x_n \\ \dot{x}_n &= f_n(x_1, \dots, x_n) + g_n(x_1, \dots, x_n)u\end{aligned}$$

alors, il est possible d'appliquer la technique du backstepping de façon récursive. Voyons comment dans le cas $n = 3$. Supposons que l'on puisse trouver un feedback stabilisateur, noté $u_1(x_1)$ pour le système

$$\dot{x}_1 = f_1(x_1) + g_1(x_1)u$$

en utilisant la technique décrite ci-dessus, on en déduit un feedback stabilisateur, noté $u_2(x_1, x_2)$ pour le système

$$\begin{aligned}\dot{x}_1 &= f_1(x_1) + g_1(x_1)x_2 \\ \dot{x}_2 &= f_2(x_1, x_2) + g_2(x_1, x_2)u\end{aligned}$$

(on suppose que les fonctions g_2 et g_3 ne s'annulent pas) et enfin, à partir de ce sous-système, un feedback stabilisateur, noté $u_3(x_1, x_2, x_3)$ pour le système tout entier

$$\begin{aligned}\dot{x}_1 &= f_1(x_1) + g_1(x_1, x_2)x_2 \\ \dot{x}_2 &= f_2(x_1, x_2) + g_2(x_1, x_2)x_3 \\ \dot{x}_3 &= f_3(x_1, x_2, x_3) + g_3(x_1, x_2, x_3)u\end{aligned}$$

Annexe F

Productions scientifiques

Publications

Aux cours de cette thèse nous avons publié trois articles dans trois conférences internationales :

- Fehd Benaïcha, Karim Bencherif, Jean-Claude Vivalda, et Michel Sorine, " *Water and heat conservation modelling for a reformaté supplied Fuel Cell System* ", POWERENG 2007.
- Fehd Benaïcha, Karim Bencherif, Michel Sorine et Jean Claude Vivalda, " *Modélisation et commande d'un système de post-traitement pour la régénération de filtres à Particules* ", CIFA 2008.
- Karim Bencherif, Fehd Benaïcha, Stéphane Sadai, " *Diesel Particle Filter Thermal Management Using Model-Based Design* ", SAE 2008.

Brevets

Les travaux de recherche réalisés au sein de la Direction de la Recherche (DR), puis de la Direction de l'Électronique Avancée de Renault ont fait l'objet de six brevets :

- Fehd Benaïcha, Karim Bencherif, Michel Sorine et Jean Claude Vivalda, " *Gestion de la thermique et du bilan d'eau du module de puissance de la pile à combustible* ".
- Fehd Benaïcha, Karim Bencherif, Michel Sorine et Jean Claude Vivalda, " *Reconfiguration de loi de commande avec réduction en nombre de capteurs pour application à pile ou à moteur à deux boucles de refroidissement (basse température et haute température)* ".
- Bencherif Karim, Le Lay Vincent, Ben-Aïcha Fehd, Di-Penta Damiano et Romani Nicolas, " *Contrôle optimisé d'une pile à combustible sous contraintes liées à la membrane* ".
- Fehd Benaïcha Karim Bencherif Stéphane Sadai, " *Estimation du rendement des actionneurs de la ligne d'échappement en vue du diagnostic et de la commande d'un système de dépollution automobile* ".
- Fehd Benaïcha Karim Bencherif Michel Sorine Jean Claude Vivalda, " *Estimation de la masse de suies dans un filtre à particules en vue de l'amélioration du rendement du moteur Diesel et de la réduction du volume du filtre* ".
- Fehd Benaïcha, Karim Bencherif, Michel Sorine Jean Claude Vivalda, " *Contrôle de la régénération thermique du filtre à particules* ".

Bibliographie

- [1] Jack PC. Kleijnen and Martin T. Smits. Performance metrics in supply chain management. *Journal of the Operational Research Society*, 2003.
- [2] Dr. C. Gordon Bell. *Understanding the Technology Balance Sheet - A Key to Leadership*. March 11- 1993.
- [3] L. S. Pontryagin, V. G. Boltyanski, R. S. Gamkrelidze, and E. F. Mishchenko. *The Mathematical Theory of Optimal Processes*. 1962.
- [4] Randal W. Beard and Timothy W. McLain. Successive galerkin approximation algorithms for non-linear optimal and robust control. *INT. J. CONTROL*, VOL 71 NO 5, 717-743, 1998.
- [5] A. Docter and A.Lamm. Gasoline fuel cell systems. *Journal of Power Sources*, 84, 1999.
- [6] S. Wieland, F. Baumann, and K.A. Starz. New powerful catalysts for autothermal reforming of hydrocarbons and water-gas shift reaction for on-board hydrogen generation in automotive pemfc applications. *SAE 2001-01-0234*, 2001.
- [7] B.A. Peppley, P.R.Roberge, A. Rodrigues, J.C.Amphlett, and R.F.Mann. A model predicting transient responses of proton exchange membrane fuel cells. *Journal of Power Sources*, 61 :183-188, 1996.
- [8] R. F.Mann, B.A. Peppley, P.R. Roberge, J.C. Amphlett, R.M. Baumert, and T.J. Harris. Performance modeling of the ballard mark iv solid polymer fuel cell i. mechanistic model development. *Journal of Electrochemical Society*, 142, 1995.
- [9] M. Marchand. *Gestion de l'Eau Dans les Piles à Combustibles*. PhD thesis, Institut National Polytechnique de Grenoble, novembre 1998.
- [10] H.T.Liu, A.Kazim, and P.Forges. Modelling of performance of pem fuel cells with conventional and interdigitated flow fields. *Journal of Applied Electrochemistry*, 29 :1409-1416, 1999.
- [11] Z.H.Wang, C.Y.Wang, and K.S. Chen. Two-phase flow and transport in the air cathode of proton exchange fuel cells. *Journal of Power Sources*, 94 :40-50, 2001.
- [12] S. Shimpalee, S. Dutta, and J.W. Van Zee. Three-dimensional numerical simulation od straight channel pem fuel cells. *Journal of Applied Electrochemistry*, 30 :135-146, 2000.
- [13] Trung. V. Nguyen and Ralph E. White. A water and heat management model for proton-exchange-membrane fuel cells. *Journal of Power Sources*, 140, 1993.
- [14] K. Bencherif. *Modélisation mathématique d'une pile à combustible et d'un reformeur essence en vue de la commande*. PhD thesis, DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ PARIS IX, 2004.
- [15] A.G. Stefanopoulou and E.A. Müller. Analysis, modeling, and validation for the thermal dynamics of a polymer electrolyte membrane fuel cell system. *Third International Conference on Fuel Cell Science, Engineering and Technology*, 2005.

- [16] Ronald F. Mann, Brant A. Peppley, AIDA Rodrigues, John C. Amphlett, and Pierre R. Roberge. Carbone monoxide poisoning of proton-exchange membrane fuel cells. *Journal of Power Sources*, 87 :768-773, 2000.
- [17] D. Di Penta. *Modélisation Commande et Surveillance De Systèmes Chimiques Catalysés Pour L'Automobile*. PhD thesis, L'UNIVERSITÉ DE RENNES 1, 2007.
- [18] Karim Bencherif, Emmanuel Devaud, and Michel Sorine. Analytical reduced model of autothermal reforming process for the control. *IFAC Mechatronics*, 2004.
- [19] Sanford Gordon and Bonnie J.MCBride. Groupe reformeur : Phase0. NASA Reference Publication, October 1994.
- [20] PSA/RENAULT TotalFinaElf Air LIQUIDE. Computer program for calculation of complex chemical equilibrium composition and applications. RENAULT, 1999.
- [21] Nicolas Romani. *Modélisation et Commande du Système d'Alimentation en Air pour le Module de Puissance d'un Véhicule à Pile à Combustible avec Reformeur Embarqué*. PhD thesis, Faculté des sciences d'Orsay, 2007.
- [22] N. Romani E. Godoy D. Beauvois V. Le Lay. Modélisation et commande du système d'alimentation en air d'un véhicule pile à combustible avec reformage embarqué. *Conférence Internationale Francophone d'Automatique CIFA'06*, 2006.
- [23] V. Tsourapas, J. Sun, and A. Stefanopoulou. Modeling and dynamics of a fuel cell combined heat power system for marine applications. *University Of Michigan*.
- [24] J. Castaing-Lasvignottes, F. Strub, S. Gibout, and M. Strub. Prise en compte des régimes variables associés aux échangeurs thermiques : Modélisation, analyse énergétique et entropique. *CO-FRET'04*, 2004.
- [25] J.M. Jensen and H. Tummescheit. Moving boundary models for dynamic simulation of two-phase flow. *Second International Modelica Conference*, 2002.
- [26] B.P. Rasmussen. *Control-Oriented Modeling of Transcritical Vapor Compression System*. PhD thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign, 2002.
- [27] C.R Wilke. *J. Chem. Phys.*, 18 p.517, 1950.
- [28] Kallio Sirpa and Abo Akademi. On the mixture model for multiphase flow. VALTION TEKNIILLI-NEN TUTKIMUSKESKUS, 1996.
- [29] McADAMS. Heat transmission. MacGraw-Hill New York, 1954.
- [30] P. Archer. Etude de conception de la boucle thermo hydraulique du projet respire choix et caractéristique des radiateurs du projet respire. *Note Interne Renault 64260/05/756*, juillet 2005.
- [31] Jean Bonal. Entraînement à vitesse variable des machines à compression de fluide. *Techniques de l'Ingénieur*, D 5300, 2002.
- [32] Jérôme Lachaize. *Etude des stratégies et des structures de commande pour le pilotage des systèmes énergétiques à Pile à Combustible (PAC) destinés à la traction*. PhD thesis, L'INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE TOULOUSE, 2004.
- [33] C.A. Andersen, M.O. Christensen, A.R. Korsgaard, M.P. Nielsen, and P.Pedersen. *Design and Control of Fuel Cell System for Transport Application*. 2002.
- [34] K. Zhou, J.C. Doyle, and K. Glover. *Robust and Optimal Control*. 1996.

- [35] J.P. Gauthier and I. Kupka. A separation principle for bilinear systems with dissipative drift. *IEEE Trans. Autom. Control*, vol. 37, no 12, pp. 1970-1974, 1992.
- [36] J.P. Gauthier, H. Hammouri, and S. Othman. A simple observer for nonlinear systems applications to bioreactors. *IEEE Trans. Autom. Control*, 37, no 6, pp. 875-880, 1992.
- [37] Boris Kalitine. Sur la stabilité des ensembles compacts positivement invariants des systèmes dynamiques. *RAIRO, Autom. Syst. Anal. Control*, vol. 16, pp 275-286, 1982.
- [38] L. Gbetoho and A. Prouvost. Gestion de l'eau dans un système pac à hydrogène direct ou à reformage embarqué. *Note interne Renault*, 200/2006/64240, 13/09/2006.
- [39] Jin ha Lee, Choong-II Kwon, Seok-Jae Kim, and Gwon-Koo Yeo. Control of diesel catalyzed particulate filter system i (the cpf system influence assessment according to a regeneration condition). *SAE*, 2005-01-0661, 2005.
- [40] O. Perrin. *Modélisation et diagnostic de pannes dans des organes de véhicules automobiles à basse consommation*. PhD thesis, Université de Renne 1, 2003.
- [41] L. Achour, Dementhon JB, and Rouchon P. Original modeling approach of diesel particulate filter regeneration. *SAE*, 2001-01-1943, 2001.
- [42] L. Achour. *Dynamique et contrôle de la régénération d'un filtre à particules diesel*. PhD thesis, École Des Mines de Paris, 2001.
- [43] O.C Haralampous, G.C Koltsakis, and Z.C. Samaras. Partial regeneration in diesel particle filters. *SAE*, 2003-01-1881, 2003.
- [44] A.Ketefi-Cherif. *Véhicules automobiles à basse consommation :Modélisation mathématique d'organes Application en simulation, estimation et commande*. PhD thesis, Université de Renne 1, 2003.
- [45] F.Aimard, S.Li, and M.Sorine. Mathematical modeling of automotive three way catalytic converters with oxygen storage capacity. *ICASAV'95-IFAC workshop*, October 26-26, 1995.
- [46] S. Li. *Modélisation mathématique de pots catalytiques et de sondes de richesse Application à la commande de moteurs à essence dépollués*. PhD thesis, École Des Mines de Paris, 2001.
- [47] J.C. Guibet. *Carburant et moteur - Technologie - Énergie - Environnement*. 1997.
- [48] J.B. Heywood. *Internal Combustion Engines Fundamentals*. 1988.
- [49] J. Abida, F. Aimard, A. Dauron, S. Li, and M. Sorine. Eléments de modélisation d'un moteur thermique dépollué. Note interne INRIA-Renault.
- [50] T. Poinso. Laminar premixed flames : a summary of important results. December 10, 2005. IMF Toulouse.
- [51] Feng Tao, Yi Liu, Bret H. Rempel, Ewert David, E. Foster, Rolf D. Reitz, Dae Choi, and Paul C. Miles. Modeling the effects of egr and injection pressure on soot formation in a high-speed direct-injection (hsdi) diesel engine using a multi-step phenomenological soot model. *SAE*, 2005-01-0121, 2005.
- [52] P-Q Tan, K-Y Deng, and J-X Lu. Predicting pm emissions from direct injection diesel engines using a phenomenological model. *Journal of the Energy Institute*, 77 pp 68-75, September 2004.
- [53] Thierry Jaine. *Simulation zérodimensionnelle de la combustion dans un moteur Diesel à injection directe*. PhD thesis, UNIVERSITE D'ORLEANS, Soutenu le 24 février 2004.
- [54] U. Kiencke and L. Nielsen. *Automotive Control Systems For Engine, Driveline, and Vehicle*. 1999.

- [55] Paul Degobert. Pollution atmosphérique. réduction des émissions dues au moteur. *Techniques de l'Ingénieur*, B 2710.
- [56] V. Talon. *Modélisation 0-1 D des moteurs à allumage commandé*. PhD thesis, Université d'Orléans., 2004.
- [57] A. Achir and V. Le-Lay. Projet dea-dcmap : Enhanced powertrain management. 2003-01-1881, Guyancourt le 30/11/2007. Note Renault-68300-2007-0710.
- [58] I. Kolmanovsky and A. Stefanopoulou. Issues in modeling and control of intake flow in variable geometry turbocharged engines. *IFIP Conf. Syst. Modeling and Optimization Detroit Michigan*, 18th, 1997.
- [59] O. Salvat, P. Marez, and G. Belot. Passenger car serial application of a particulate filter system on a common rail direct injection diesel engine. *SAE paper*, 2000-01-0473, 2000.
- [60] B. Marcelly. Filtre à particules catalysé. *Note technique Renault*, 64120-00-1213, 2000.
- [61] F. Terres, J. Michelin, and H. Weltens. Soot filtration and regeneration behavior of particulate filter for diesel passenger cars. *MTZ worldwide*, 63 :10-14 7-8, 2002.
- [62] D. Maignan. Filtre à particules diesel. *Note technique Renault*, 66162-00-203, 2000.
- [63] O. Salvat, P. Marez, and G. Belot. *SAE*, 2000-01-0473, 2000.
- [64] Laurie Pesant. *Elaboration d'un nouveau système catalytique à base de carbure de silicium (β -SiC) pour la combustion des suies issues des automobiles à moteur Diesel*. PhD thesis, Université Louis Pasteur Strasbourg, Soutenue le 14 Janvier 2005.
- [65] Cornelius N. Opris and John H. Johnson. A 2d computational model describing the flow filtration characteristics of a ceramic diesel particulate trap. *SAE*, 980545, 1998.
- [66] C.N Opris. *A Computer Model of the Flow, Filtration, Heat Transfer, Reaction Kinetics and Regeneration Characteristics of Ceramic Diesel Particulate Trap*. PhD thesis, Michigan Technological University, June 1997.
- [67] A.G. Konstandopoulos, M. Kostoglou, E. Skaperdas, and E. Papaioannou. Fundamental studies of diesel particulate filters : Transient loading, regeneration and aging. *SAE*, 2000-01-1016.
- [68] A.G. Konstandopoulos, E. Skaperdas, and M. Masoudi. Inertial contributions to the pressure drop of diesel particulate filters. *SAE*, 2001-01-0909.
- [69] O. Laurent. *Transferts de Chaleur et de Masse dans des structures poreuses multi-échelles. Application à l'étude des Filtres à Particules Diesel*. PhD thesis, L'INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE TOULOUSE, 16 septembre 2004.
- [70] Sabry Allam and Mats Abom. Acoustic modelling and testing of diesel particulate filters. *Journal of Sound and Vibration*, 288 (2005) 255-273, 8 March 2005.
- [71] Sabry Allam and Mats Abom. Sound propagation in an array of narrow porous channels with application to diesel particulate filters. *Journal of Sound and Vibration*, 291 (2006) 882-901, 15 September 2005.
- [72] T. Mizutani, Y. Watanabe, K. Yuuki, S. Hashimoto, T. Hamanaka, and J. Kawashima. Soot regeneration model for sic-dpf system design. *SAE*, 2004-01-0159, 2004.
- [73] Jean Gosse. Mécanique des fluides. *Techniques de l'Ingénieur*, A 1 870.
- [74] Pierre Darcy. Code de régénération passive (crep). *Note interne Renault*, 275/2006/64240, 14/12/2006.

- [75] E.J. Bisset and F. Shadman. Thermal regeneration of diesel particulate monolithic filters. *AIChE Journal*, 31(5), 1985.
- [76] G.C. Koltsakis and A.M. Stamatelos. Modeling thermal regeneration of wall-flow particulate filters. *AIChE Journal*, 42(56), 1996.
- [77] G.C. Koltsakis and A.M. Stamatelos. Modeling catalytic regeneration of wall-flow particulate traps. *Industrial and engineering chemistry research*, 35, 1996.
- [78] I.P. Kandylas and A.M. Stamatelos. Modeling catalytic regeneration of diesel particulate filters, taking into account absorbed hydrocarbon oxidation. *Industrial and engineering chemistry research*, 38, 1999.
- [79] E.J. Bisset. Mathematical model of the thermal regeneration of a wall-flow monolith diesel particulate filters. *Chemical Engineering Science*, 39(7/8), 1984.
- [80] C.N. Millet. Développement d'un modèle de régénération du filtre à particules diesel. *Rapport final, Institut Français du Pétrole.*, rapport 55944, 2001.
- [81] J.P.A. Neefet, T. Xander, Nijhuis E. Smakman, M. Makee, and J.A. Moulijn. Kinetic of the oxidation of diesel soot. *fuel*, 76(12) :1129-1136, 1997.
- [82] Javier A. Francesconi, Miguel C. Mussati, and Pio A. Aguirre. Analysis of design variables for water-gas-shift reactors by model-based optimization. *Journal of Power Sources*, 173 (2007) 467.477, 2007.
- [83] Troy A. Semelsberger and Rodney L. Borup. Thermodynamic equilibrium calculations of hydrogen production from the combined processes of dimethyl ether steam reforming and partial oxidation. *Journal of Power Sources*, 155 (2006) 340.352, 2006.
- [84] K. Bencherif and M. Sorine. Mathematical modeling and control of a reformer stage for a fuel cell vehicle. *SAE*, 2004-35-0097, 2004.
- [85] Alain Alexandre and Ludovic Tomaselli. Analyse des transferts énergétiques dans les moteurs automobiles. *Techniques de l'Ingénieur*, BM 2 900.
- [86] Pietro Dolcini, Hubert Béchart, and Carlos Canudas de Wit. Observer-based optimal control of dry clutch engagement. *European Control Conference*, 2005.
- [87] A.R. Crowther and N. Zhang. Torsional finite elements and nonlinear numerical modelling in vehicle powertrain dynamics. *Journal of Sound and Vibration*, 284 (2005) 825-849, 2005.
- [88] P.Gahinet C. Scherer and M. Chilali. Multiobjective output-feedback control via lmi optimization. *IEEE TRANSACTIONS ON AUTOMATIC CONTROL*, VOL. 42, NO. 7, JULY 1997, 1997.
- [89] A.Zin. *Sur la commande robuste de suspensions automobiles en vue du contrôle global de châssis*. PhD thesis, Laboratoire d'Automatique de Grenoble, 2005.
- [90] G. Duc et S.Font. Commande h_∞ et μ -analyse. *HERMES*, 1999.
- [91] P. Apkarian. On the discretization of lmi synthesized lpv controllers. *Automatica*, 33 pp. 665-661, 1997.

